



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Александар Д. Скулић

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ
ВРЕДНОСТИ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА
ПУЖНИХ ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2022.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

FACULTY OF ENGINEERING
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Aleksandar D. Skulić

**IDENTIFICATION OF OPTIMAL
VALUES OF WORM GEARBOXES
EFFICIENCY**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2022.

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ
Аутор
Име и презиме: Александар Скулић
Датум и место рођења: 24.11.1979. године у Скопљу
Садашње запослење: Наставник практичне наставе на АССКМ у Лепосавићу
Докторска дисертација
Наслов: Идентификација оптималних вредности степена искоришћења пужних зупчастих преносника
Број страница: 172
Број слика: 99
Број библиографских података: 127
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): 621.833.01(043.3)
Ментор: др Блажа Стојановић, ред, проф., Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 08.03.2019. године
Број одлуке и датум прихватања теме докторске дисертације: IV-04-579/9, 10.07.2019. године
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Лозица Ивановић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужанаучна област: Машинске конструкције и механизација; 2. Др Мирко Благојевић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужанаучна област: Машинске конструкције и механизација; 3. Др Александар Венцл, ред. проф., Универзитет у Београду, Машински факултет, ужа научна област: Технологија материјала - трибологија; 4. Др Милан Банић, доцент, Универзитет у Нишу, Машински факултет, ужа научна област: Машинске конструкције; 5. Др Блажа Стојановић, ванр. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Машинске конструкције и механизација;
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Лозица Ивановић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Машинске конструкције и механизација; 2. Др Александар Венцл, ред. проф., Универзитет у Београду, Машински факултет, ужа научна област: Технологија материјала - трибологија; 3. Др Срђан Јовић, ред. проф., Универзитет у Приштини, Факултет техничких наука, ужа научна област: Механика; 4. Др Ненад Костић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Машинске конструкције и механизација; 5. Др Сандра Гајевић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Машинске конструкције и механизација.
Датум одбране дисертације:

Захвалница

Велику захвалност дугујем свом ментору др Блажи Стојановићу, редовном професору Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, на великој подрици, сугестијама и саветима које ми је пружио приликом израде докторске дисертације.

Посебно се захваљујем установама и руководиоцима Лабораторија у којима су извршена експериментална испитивања: Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Центру за испитивање механичких преносника снаге, професору др Блажи Стојановићу, Машињском факултету Универзитета у Београду, Лабораторији за трибологију, професору др Александру Венцлу.

Захваљујем се предузећима која су учествовала у изради пужног преносника, пужних парова, контактних елемената и обезбеђивању уља за потребе експерименталних испитивања: V.A.G PRO-RED GROUP DOO из Београда, Ливница INTEGRAL DOO из Тополе, SIGMA COMERC DOO из Младеноваца, RAR DOO из Београда, Рафинерија уља Модрича и НИКОМ DOO из Крагујевца. Посебно се захваљујем Марици Дугић, главном инжењеру за индустријска уља, на развоју и производњи редукторских уља за потребе експерименталних испитивања и др Рату Нинковићу на корисним саветима везаним за примену цинк-алуминијумских легура за израду пужних зупчаника.

Речи захвалности упућујем и свим члановима комисије за оцену и одбрану докторске дисертације, редовном професору др Лозици Ивановић, редовном професору др Александру Венцлу, редовном професору др Срђану Јовићу, ванредном професору др Ненаду Костићу и доценту др Сандри Гајевић, на конструктивном и критичком приступу приликом читања докторске дисертације, што је допринело знатном побољшању њеног квалитета.

Најзад, највећу захвалност дугујем својим родитељима, сестри, супрузи и својој деци на разумевању, мотивацији и несебичној подрици приликом реализације ове докторске дисертације.

Аутор
Александар Скулић

Резиме

У дисертацији су приказани резултати експерименталних истраживања и оптимизације степена искоришћења једноступеног пужног преносника који је посебно конструисан и израђен за ту намену. Испитивања су извршена на уређају АТ200 уз варирање релевантних фактора (улазних бројева обртаја, оптерећења и уља различитих вискозности). За испитивање су коришћена три пужна пара са истим геометријским карактеристикама са пужевима израђеним од истог материјала (каљени и брушени челик 42CrMo4) и пужним зупчаницима израђеним од калајне бронзе CuSn12, цинк-алуминијумске легуре ZA12 и алуминијумске легуре А356. Вредности степена искоришћења су одређене на основу измерених вредности улазних и излазних обртних момената за различите услове испитивања. За дате радне услове извршен је прорачун губитака снаге у преноснику на основу којих су одређене вредности степена искоришћења пужних парова, као и вредности коефицијента трења између спрегнутих бокова зубаца зупчаника. Такође, након одређеног периода испитивања вршена је демонстрација пужних парова, мерење њихове масе и поновна монтажа, како би се утврдила величина хабања у реалном времену испитивања.

Поред испитивања степена искоришћења извршена су и триболошка испитивања на компјутерски подржаном трибометру TPD 95 са контактном геометријом блок на диску. При томе су одређени услови испитивања који одговарају режимима рада пужног преносника дефинисањем нормалног опетрећења, обимне брзине и пута клизања. У овом случају су праћене вредности коефицијента трења контактних елемената са циљем избора материјала са најбољим триболошким карактеристикама.

На крају је извршена оптимизација степена искоришћења преносника применом генетског алгоритма (GA) и алгоритма за оптимизацију ројева честица (PSO). Као функција циља коришћен је математички модел који је креиран на основу експериментално добијених података којим се најбоље апроксимирају вредности степена искоришћења. Такође, извршено је предвиђање степена искоришћења применом вештачке неуронске мреже (ANN). Процесом оптимизације и предвиђања одређене су комбинације улазних фактора према којима се добијају минимална и максимална вредност степена искоришћења.

Свеобухватном анализом резултата експерименталних истраживања одређен је утицај појединих фактора на степен искоришћења преносника, губитке снаге, као и на триболошке карактеристике пужних парова и контактних елемената. При томе је утврђено да врста материјала пужног зупчаника има највећи утицај на посматрану карактеристику. Са друге стране, резултати оптимизације показују да се за исте вредности променљивих добија максимална (оптимална) вредност степена искоришћења чиме се потврђују резултати експерименталних истраживања.

Кључне речи: пужни преносник, степен искоришћења, губици снаге, коефицијент трења, материјал, оптимизација.

Abstract

This dissertation presents the results of experimental research and optimisation of the degree of utilization of a single-stage worm gearbox that was specially designed and made for that purpose. Tests were performed on the AT200 device with varying relevant factors (input revolutions, load and oils of different viscosities). Three worm pairs with the same geometric characteristics were used for testing, with worms made of the same material (hardened and ground steel 42CrMo4) and worm gears made of tin bronze CuSn12, zinc-aluminium alloy ZA12 and aluminium alloy A356. The efficiency values were determined based on the measured values of input and output torques for different test conditions. For given operating conditions, the power losses in gearbox were calculated, based on which the efficiency values of worm pairs as well as the values of coefficient of friction between meshed flanks of teeth gear were determined. Furthermore, in order to determine the wear size in real test time after a certain period of testing, dismantling of worm pairs were conducted, the measurement of their mass and their reassembling.

In addition to efficiency testing, tribological tests were performed on a computer-supported TPD 95 tribometer with block-on-disk contact geometry. Thereby, the test conditions corresponding to the operating modes of the worm gearbox were determined by defining the normal load, circumferential velocity and slide path. In this case, the values of the friction coefficient of the contact elements were monitored with the aim of selecting the material with the best tribological characteristics.

Finally, the optimisation of the gearbox efficiency was carried out using genetic algorithm (GA) and particle swarm optimisation algorithm (PSO). As the objective function a mathematical model was used, which was created according to experimentally obtained data that best approximates the values of the degree of utilization. Furthermore, the degree of utilization was predicted using an artificial neural network (ANN). Through the process of optimization and forecasting, combinations of input factors are determined according to which the minimum and maximum value of the degree of utilization is obtained.

The influence of certain factors on the gearboxes efficiency, power losses, as well as on the tribological characteristics of worm pairs and contact elements were determined through a comprehensive analysis of the results of experimental research. Thereby, it was determined that the type of material of the worm gear has the greatest influence on the observed characteristic. On the other hand, the optimisation results show that for the same values of the variables the maximum (optimal) efficiency value is obtained, which confirms the results of experimental research.

Keywords: worm gearbox, efficiency, power losses, coefficient of friction, materials, optimisation.

САДРЖАЈ

Списак слика.....	i
Списак табела	v
Списак ознака	vii
1. УВОД.....	1
2. ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА.....	4
3. ПУЖНИ ЗУПЧАСТИ ПРЕНОСНИЦИ	11
3.1. Основне карактеристике и примена пужних преносника	11
3.2. Облици пужних парова.....	12
3.2.1. Облици бокова цилиндричних пужних парова	13
3.3. Геометрија и спрезање цилиндричних пужних парова	16
3.3.1. Геометријске мере пужа	16
3.3.2. Геометријске мере пужног зупчаника.....	19
3.3.3. Избор основних геометријских величина пужног пара	23
3.4. Кинематске величине пужног пара	25
3.4.1. Преносни однос	25
3.4.2. Брзине на пужном пару.....	26
3.5. Конструкционо извођење пужних преносника	27
3.6. Материјали за израду пужних парова	28
3.7. Поступци израде пужних зупчаника	29
4. ТЕОРИЈСКА ИСТРАЖИВАЊА ТРИБОЛОШКИХ ПРОЦЕСА ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ	31
4.1. Трење зупчастих преносника	31
4.1.1. Врсте трења.....	32
4.2. Хабање зупчастих преносника.....	33
4.2.1. Најчешће врсте хабања зубаца зупчаника	33
4.3. Подмазивање зупчастих преносника снаге	35
4.3.1. Појам и улога мазива	35
4.3.2. Врсте мазива	36
4.3.3. Основна физичка и хемијска својства мазива	38
4.3.3.1. Вискозност мазива	38
4.3.4. Класификација мазива	40
4.3.4.1. Општа подела мазива.....	40
4.3.4.2. Мазива за подмазивање зупчастих преносника	43
4.3.5. Поступци подмазивања зупчастих преносника	44
4.3.5.1. Подмазивање потапањем.....	45

4.3.5.2. Циркулационо подмазивање	45
4.3.6. Режији подмазивања зупчастих преносника.....	46
4.3.6.1. Стрибеков дијаграм.....	48
4.3.7. Избор и интервал употребе мазива за пужне преноснике.....	49
5. ДИНАМИКА ПУЖНИХ ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА И КРИТЕРИЈУМИ	
ПРОРАЧУНА НОСИВОСТИ.....	52
5.1. Оптерећење пужног пара.....	52
5.1.2. Фактори оптерећења	55
5.2. Степен искоришћења и губици снаге.....	55
5.2.1. Губици снаге у спреси зупчаника	57
5.2.1.1. Коефицијент трења пужног пара	58
5.2.2. Губици снаге у празном ходу.....	59
5.2.3. Губици снаге у лежајима	60
5.2.4. Губици снаге у заптивачима	61
5.3. Носивост пужних парова.....	61
5.3.1. Носивост бокова зубаца.....	62
5.3.1.1. Степен сигурности против разарања бокова зубаца.....	62
5.3.1.2. Радни напон на боковима зубаца пужног зупчаника.....	62
5.3.1.3. Критични напон на боковима зубаца пужног зупчаника.....	63
5.3.2. Носивост подножја зубаца	64
5.3.2.1. Степен сигурности	64
5.3.2.2. Радни и критични напон у подножју зубаца пужног зупчаника	64
5.3.3. Провера угиба вратила пужа.....	65
5.3.4. Провера загревања пужног пара	66
5.3.4.1. Степен сигурности у односу на загревање	66
5.3.4.2. Радна и критична температура уља.....	66
5.3.4.3. Пораст температуре зупчаника.....	67
6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА	69
6.1. Испитивање степена искоришћења	69
6.1.1. Мерна и испитна опрема	69
6.1.2. Опитни зупчаници.....	72
6.1.2.1. Геометријске карактеристике.....	72
6.1.2.2. Средство за подмазивање	73
6.1.2.3. Материјал пужног пара.....	74
6.1.2.4. Носивост пужног пара	76
6.1.3. План експерименталних истраживања.....	78
6.2. Триболошка испитивања	79

6.2.1. Мерна и испитна опрема	79
6.2.2. Контактни елементи.....	81
6.2.3. План триболошких испитивања.....	82
7. РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА.....	83
7.1. Пужни пар израђен од материјала 42CrMo4/CuSn12	83
7.1.1. Степен искоришћења	83
7.1.2. Поступак прорачуна губитака снаге у лежајима.....	86
7.1.2.1. Фактори подмазивања.....	87
7.1.2.2. Момент трења котрљања	87
7.1.2.3. Момент трења клизања	89
7.1.2.4. Момент трења заптивача лежаја	90
7.1.2.5. Момент трења у мазивом материјалу.....	91
7.1.3. Прорачун губитака снаге у заптивачима вратила	92
7.1.4. Губици снаге у лежајима и заптивачима за експерименталне услове	92
7.1.5. Губици снаге у спреси зупчаника за експерименталне услове.....	97
7.1.5.1. Коефицијент трења пужног пара μ_z	99
7.1.6. Расподела укупно доведене снаге.....	102
7.2. Пужни пар израђен од материјала 42CrMo4/ZA12	103
7.2.1. Степен искоришћења и губици снаге.....	103
7.2.2. Коефицијент трења	106
7.3. Пужни пар израђен од материјала 42CrMo4/A356	107
7.3.1. Степен искоришћења и губици снаге	107
7.3.2. Коефицијент трења	110
7.4. Хабање пужних парова	111
7.5. Резултати триболошких испитивања	112
8. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА	114
8.1. Утицај радних услова и режима подмазивања	114
8.1.1. Утицај вискозности мазива на степен искоришћења	114
8.1.2. Утицај вискозности мазива на губитке снаге у преноснику	116
8.1.3. Утицај вискозности мазива на коефицијент трења.....	119
8.1.4. Утицај обимне брзине на степен искоришћења	121
8.1.5. Утицај обимне брзине на губитке снаге у преноснику	123
8.1.6. Утицај обимне брзине на коефицијент трења	126
8.2. Утицај материјала.....	128
8.2.1. Утицај материјала пужног пара на степен искоришћења	129
8.2.2. Утицај материјала пужног пара на губитке снаге.....	131
8.2.4. Утицај материјала пужног пара на хабање	133

8.2.3. Утицај материјала на коефицијент трења.....	134
8.2.3.1. Коефицијент трења пужног пара.....	134
8.2.3.2. Коефицијент трења контактеног пара.....	136
9. ОПТИМИЗАЦИЈА И ПРЕДВИЂАЊЕ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА.....	137
9.1. Уводна разматрања.....	137
9.2. Опште теоријске поставке о методама.....	138
9.2.1. Регресиона анализа.....	138
9.2.2. Генетски алгоритам.....	139
9.2.3. Алгоритам оптимизације ројева честица.....	140
9.2.4. Вештачке неуронске мреже.....	141
9.3. Резултати и дискусија.....	142
9.3.1. Регресиони модел за дате реалне податке.....	142
9.3.1.1. Креирање регресионог модела.....	143
9.3.1.2. Тестирање модела.....	145
9.3.2. Моделирање и резултати добијени помоћу ANN мреже.....	146
9.3.3. Резултати добијени помоћу GA и PSO.....	148
10. ЗАКЉУЧАК.....	151
ЛИТЕРАТУРА.....	156
ПРИЛОЗИ.....	164

Списак слика

Слика 3.1. Пужни пар.....	11
Слика 3.2. Основни облици пужа и пужног зупчаника.....	13
Слика 3.3. Спироидни зупчасти пар.....	13
Слика 3.4. ZA пуж.....	14
Слика 3.5. ZN пуж.....	14
Слика 3.6. ZI пуж.....	15
Слика 3.7. ZK пуж.....	15
Слика 3.8. ZC пуж.....	16
Слика 3.9. Цилиндрични пуж са три завојнице: а) аксијални пресек, б) нормални пресек, в) попречни пресек.....	16
Слика 3.10. Једноходни и вишеходни пуж: а) пуж са једном завојницом, б) пуж са пет завојница.....	17
Слика 3.11. Геометријске величине цилиндричног пужа.....	19
Слика 3.12. Основне геометријске величине пужног зупчаника: а) аксијални пресек и б) чеони пресек пужног зупчаника.....	20
Слика 3.13. Ширина пужног зупчаника: а) $b_{2H} < b_{2R}$, б) $b_{2H} = b_{2R}$	22
Слика 3.14. Радијус удубљења.....	23
Слика 3.15. Дијаграм за одређивање односа d_{m1}/a код пужних преносника.....	24
Слика 3.16. Смерови обртања пужног зупчаника: а) пуж са десном завојницом, б) пуж са левом завојницом.....	26
Слика 3.17. Брзине на пужном пару.....	26
Слика 3.18. Конструкционо извођење пужа: а) изједна са вратилом и б) веза са вратилом путем клина.....	27
Слика 3.19. Конструкционо извођење пужних зупчаника: а) једноделни-израда ливењем, б) дводелни-веза пресовањем и в) дводелни-веза завртњем.....	27
Слика 3.20. Облици кућишта пужног преносника: (а,б) дводелно кућиште, (в,г) једноделно кућиште.....	28
Слика 3.21. Једностепени пужни преносник са ливеним кућиштем.....	28
Слика 3.22. Израда пужних зупчаника поступком релативног котрљања.....	29
Слика 3.23. Поступци израде пужних зупчаника: а) радијални, б) тангенцијални.....	30
Слика 4.1. Шематски приказ додирних површина у условима: а) сувог, б) полутечног и в) течног трења.....	32
Слика 4.2. Заморно хабање зубаца зупчаника: а) иницијални питинг, б) прогресивни питинг, в) микропитинг и г) љуспасти питинг.....	34
Слика 4.3. Скоринг на боковима зубаца.....	35
Слика 4.4. Померање слојева мазива и промена брзине у уљном филму.....	39
Слика 4.5. Зависност динамичке вискозности од градијента брзине смицања.....	39
Слика 4.6. Шематски приказ режима подмазивања: а) хидродинамичко, б) мешовито, в) гранично и г) еласто-хидродинамичко.....	47
Слика 4.7. Стрибекова крива код зупчастих преносника.....	48
Слика 4.8. Температурска подручја примене течних мазива.....	50

Слика 4.9. Избор величине вискозности уља за подмазивање пужних преносника	51
Слика 5.1. Силе на пужу и пужном зупчанику.....	52
Слика 5.2. Смерови деловања сила на пужном пару када је пуж погонски елемент: а) пуж изнад пужног зупчаника, б) пуж испод пужног зупчаника	53
Слика 5.3. Губици снаге у пужном преноснику.....	56
Слика 6.1. Уређај АТ200 са комплетном инсталацијом: електромотор (1); постоље (2); динамометар на улазу (3); полуга (4); магнетна кочница (5); динамометар на излазу (6); полуга (7); пужни преносник (8); управљачка јединица (9); термометар за мерење температуре уља (10)	69
Слика 6.2. Динамометар са полугом	70
Слика 6.3. Кочница са динамометром.....	70
Слика 6.4. Управљачка јединица	71
Слика 6.5. Једностепени пужни преносник	72
Слика 6.6. Пужни зупчаници израђени од различитих материјала: а) бронза CuSn12, б) цинк-алуминијумска легура ZA12 и в) алуминијумска легура A356	75
Слика 6.7. Трибометар TPD 95 са инсталацијом.....	79
Слика 6.8. Подмазивање контактнoг пара	80
Слика 6.9. Корисничка апликација трибометра TPD 95.....	80
Слика 6.10. Димензије диска према ASTM G 77 стандарду	81
Слика 6.11. Димензије блока према ASTM G 77 стандарду	81
Слика 6.12. Контактни елементи са диском израђеним од: а) калајне бронзе CuSn12; б) цинк-алуминијумске легуре ZA12 и в) алуминијумске легуре A356	81
Слика 7.1. Вредности степена искоришћења за уља вискозности 220 mm ² /s и 460 mm ² /s и различите режиме рада преносника	84
Слика 7.2. Вредности степена искоришћења за уља вискозности 680 mm ² /s и 1000 mm ² /s и различите режиме рада преносника	85
Слика 7.3. Дијаграм за одређивање фактора отпора мазива а) и дубина потапања лежаја б).....	92
Слика 7.4. Шематски приказ оптерећења вратила пужног пара	93
Слика 7.5. Губици снаге у лежајима за уља вискозности 220 mm ² /s и 460 mm ² /s и различите вредности улазних бројева обртаја.....	94
Слика 7.6. Губици снаге у лежајима за уља вискозности 680 mm ² /s и 1000 mm ² /s и различите вредности улазних бројева обртаја.....	95
Слика 7.7. Губици снаге у лежајевима А, В, С и D.....	96
Слика 7.8. Губици снаге у спрези зупчаника за уље вискозности 220 mm ² /s и различите режиме рада преносника	98
Слика 7.9. Губици снаге у спрези зупчаника за уље вискозности 460 mm ² /s и различите режиме рада преносника	99
Слика 7.10. Коефицијент трења пужног пара за уља вискозности 220 mm ² /s и 460 mm ² /s и различите вредности улазних бројева обртаја	100
Слика 7.11. Коефицијент трења пужног пара за уља вискозности 680 mm ² /s и 1000 mm ² /s и различите вредности улазних бројева обртаја	101
Слика 7.12. Расподела укупно доведене снаге електромотора P_1 за уље вискозности 1000 mm ² /s, број обртаја 2500 min ⁻¹ и различите вредности обртног момента T_2	102

Слика 7.13. Коефицијента трења за материјале дискова ZA12 и CuSn12	112
Слика 7.14. Коефицијента трења за материјал диска A356	113
Слика 8.1. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 1000 min^{-1}	114
Слика 8.2. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 1500 min^{-1}	115
Слика 8.3. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 2000 min^{-1}	115
Слика 8.4. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 2500 min^{-1}	115
Слика 8.5. Утицај вискозности уља на губитке снаге у лежајевима за различите вредности улазних бројева обртаја	117
Слика 8.6. Губици снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 1000 min^{-1} и уља различитих вискозности	117
Слика 8.7. Губици снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 1500 min^{-1} и уља различитих вискозности	118
Слика 8.8. Губици снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 2000 min^{-1} и уља различитих вискозности	118
Слика 8.9. Губици снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 2500 min^{-1} и уља различитих вискозности	118
Слика 8.10. Утицај вискозности уља на расподелу укупно доведене снаге у преносник	119
Слика 8.11. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 1000 min^{-1}	120
Слика 8.12. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 1500 min^{-1}	120
Слика 8.13. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 2000 min^{-1}	120
Слика 8.14. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 2500 min^{-1}	121
Слика 8.15. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$	122
Слика 8.16. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$	122
Слика 8.17. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$	122
Слика 8.18. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$	123
Слика 8.19. Утицај обимне брзине на губитке снаге у лежајевима за уља различитих вискозности	124
Слика 8.20. Губици снаге у заптивачима пужног вратила у зависности од бројева обртаја	125
Слика 8.21. Утицај обимне брзине на губитке снаге у спрези зупчаника за уља вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $460 \text{ mm}^2/\text{s}$	125

Слика 8.22. Утицај обимне брзине зупчаника на укупну расподелу снаге у преноснику за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$	126
Слика 8.23. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$	127
Слика 8.24. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$	127
Слика 8.25. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$	127
Слика 8.26. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$	128
Слика 8.27. Утицај материјала пужног пара на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 1000 min^{-1} и уља различитих вискозности.....	129
Слика 8.28. Утицај материјала пужног пара на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 2500 min^{-1} и уља различитих вискозности.....	130
Слика 8.29. Утицај материјала на губитке снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 1500 min^{-1} и уља различитих вискозности	131
Слика 8.30. Утицај материјала на губитке снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 2000 min^{-1} и уља различитих вискозности	132
Слика 8.31. Губитак масе пужног зупчаника Δm у зависности од времена испитивања	133
Слика 8.32. Утицај материјала на коефицијент трења за улазни број обртаја 1000 min^{-1} и уља различитих вискозности.....	134
Слика 8.33. Утицај материјала на коефицијент трења за улазни број обртаја 2500 min^{-1} и уља различитих вискозности.....	135
Слика 8.34. Коефицијент трења контактних парова.....	136
Слика 9.1. Шематски приказ трослојне неуронске мреже	142
Слика 9.2. Архитектура неуронске мреже	147
Слика 9.3. Коефицијент регресије за степен искоришћења преносника	147
Слика 9.4. Упоредни приказ резултата (експеримент, ANN и RM).....	148

Списак табела

Табела 3.1. Стандардне вредности аксијалног модула према DIN3976.....	18
Табела 3.2. Изрази за прорачун геометријских величина цилиндричног пужа	19
Табела 3.3. Изрази за прорачун геометријских величина пужног зупчаника	21
Табела 3.4. Препоручене вредности бројева зубаца пужа z_1	23
Табела 4.1. Класификација мазива према ISO 6743-99/03	41
Табела 4.2. ISO подела течних мазива за индустријску намену према вискозности.....	42
Табела 4.3. NLGI подела техничких масти	42
Табела 4.4. Подела мазива за затворене зупчасте преноснике према ISO 6743-6	43
Табела 4.5. Подела мазива за отворене зупчасте преноснике према ISO 6743-6.....	44
Табела 4.6. Поступци подмазивања зупчастих парова	45
Табела 4.7. Општа препорука за избор уља за затворене зупчасте преноснике	50
Табела 5.1. Изрази за одређивање сила на пужном пару када је пуж погонски елемент	53
Табела 5.2. Изрази за одређивање сила на пужном пару када је пужни зупчаник погонски елемент	54
Табела 5.3. Степен искоришћења пужног пара у зависности од угла завојнице	57
Табела 5.4. Изрази за одређивање коефицијента трења μ_{0T}	58
Табела 5.5. Средња храпавост бокова R_{z1} , μm	59
Табела 5.6. Изрази за одређивање фактора c_0 , и c_1	67
Табела 6.1. Основне геометријске величине пужног пара	73
Табела 6.2. Карактеристике уља <i>Redukol super</i>	74
Табела 6.3. Механичке карактеристике челика 42CrMo4	74
Табела 6.4. Механичке и физичке карактеристике материјала пужних зупчаника.....	75
Табела 6.5. Хемијски састав калајне бронзе CuSn12	75
Табела 6.6. Хемијски састав легуре ZA12	76
Табела 6.7. Хемијски састав легуре A356 -T6	76
Табела 6.8. Резултати прорачуна носивости пужног пара 42CrMo4/P.CuSn12	77
Табела 6.9. План експерименталних истраживања.....	78
Табела 6.10. План триболошких испитивања.....	82
Табела 7.1. Конструкциони фактори за момент трења котрљања и клизања	89
Табела 7.2. Вредности експонента β и конструкционих фактора K_{S1} и K_{S2}	91
Табела 7.3. Губици снаге у заптивачима вратила пужа и пужног зупчаника	96
Табела 7.4. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 220 mm ² /s, ZA12	104
Табела 7.5. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 460 mm ² /s, ZA12	104
Табела 7.6. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 680 mm ² /s, ZA12	105
Табела 7.7. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 1000 mm ² /s, ZA12	105
Табела 7.8. Коефицијент трења пужног пара μ_z , ZA12.....	107

Табела 7.9. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 220 mm ² /s, A356	108
Табела 7.10. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 460 mm ² /s, A356	108
Табела 7.11. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 680 mm ² /s, A356	109
Табела 7.12. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 1000 mm ² /s, A356	109
Табела 7.13. Коефицијент трења пужног пара μ_z , A356	110
Табела 7.14. Губитак масе пужног зупчаника Δm	111
Табела 7.15. Коефицијен трења за различите материјале на путу клизања од 600 m ...	112
Табела 9.1. Типови веза између кинематске вискозности уља и степена искоришћења	144
Табела 9.2. Типови веза између улазног броја обртаја и степена искоришћења	144
Табела 9.3. Типови веза између излазног обртног момента и степена искоришћења...	145
Табела 9.4. Вредности фактора D за различите материјале пужних зупчаника	145
Табела 9.5. Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења	146
Табела 9.6. Резултати предвиђања максималне вредности степена искоришћења применом GA, PSO и ANN методе	149
Табела 9.7. Резултати предвиђања минималне вредности степена искоришћења применом GA, PSO и ANN методе и грешка RM модела	149

Списак ознака

z_1	Број зубаца (завојница) пужа
z_2	Број зубаца пужног зупчаника
m_x	Аксијални модул
m_n	Модул у нормалном пресеку
m_t	Чеони модул пужног зупчаника
P_x	Аксијални корак
P_n	Корак у нормалној равни
a	Осно растојање
x	Коефицијент померања профила
γ_m	Угао нагиба завојнице пужа на средњем цилиндру
α_0	Угао алата
P_z	Ход завојнице пужа
q	Пужни број
d_{m1}	Пречник средње кружнице пужа
d_{m2}	Пречник средње кружнице пужног зупчаника
d_1	Пречник основне кружнице пужа
d_2	Пречник основне кружнице пужног зупчаника
d_{a1}	Пречник темене кружнице пужа
d_{a2}	Пречник темене кружнице пужног зупчаника
d_{f1}	Пречник подножне кружнице пужа
d_{f2}	Пречник подножне кружнице пужног зупчаника
d_{e2}	Спољашњи пречник пужног зупчаника
L	Дужина пужа
b_2	Ширина пужног зупчаника на средњем цилиндру
b_{2H}	Ширина озубљеног венца пужног зупчаника
b_{2R}	Ширина тела пужног зупчаника
h	Висина зупца
h_a	Темена висина зупца
h_f	Подножна висина зупца
s	Дебљина зупца
e	Лучна ширина међузубља
h_a^*	Фактор темене висине зупца
h_f^*	Фактор облика подножја

c_f^*	Фактор теменог зазора подножја
s^*	Фактор дебљине зупца
r_k	Радијус удубљења пужног зупчаника
i	Радни преносни однос
u	Кинематски преносни однос
T_1	Обртни момент на пужу
T_2	Обртни момент на пужном зупчанику
n_1	Број обртаја пужног вратила
n_2	Број обртаја вратила пужног зупчаника
v_{m1}	Обимна брзина пужа
v_{m2}	Обимна брзина пужног зупчаника
v_{x1}	Аксијална брзина пужа
v_{km}	Брзина клизања
d_v	Пречник пужног вратила
F_μ	Сила трења
μ	Коефицијент трења
F_N	Нормална сила
μ_{mz}	Коефицијент мешовитог трења
μ_{bl}	Коефицијент сувог трења
μ_{EHD}	Коефицијент течног трења
ξ	Параметар течног трења
F_{t1}	Обимна сила на пужу
F_{t2}	Обимна сила на пужном зупчанику
F_{r1}	Радијална сила на пужу
F_{r2}	Радијална сила на пужном зупчанику
F_{a1}	Аксијална сила на пужу
F_{a2}	Аксијална сила на пужном зупчанику
F_{bn}	Нормална сила на боку зупца
μ_z	Коефицијент трења пужног пара
ρ	Угао трења
α_n	Угао нагиба основног профила
η_z	Степен искоришћења пужног пара
η	Степен искоришћења пужног преносника
K_V	Фактор унутрашњих динамичких сила
$K_{H\alpha}$	Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије
$K_{H\beta}$	Фактор расподеле оптерећења

P_1	Снага на пужном вратилу
P_2	Снага на вратилу пужног зупчаника
P_G	Укупни губитак снаге
P_{GZ}	Губици снаге у спрези зупчаника
P_{GL}	Губици снаге у лежајевима
P_{G0}	Губици снаге у празном ходу
P_{GD}	Губици снаге у заптивачима вратила
P_{GX}	Остали губици снаге
μ_{0T}	Коефицијент трења опитног пужног пара
Y_S	Фактор величине
Y_G	Фактор геометрије
Y_W	Фактор разлике спрегнутих материјала
Y_R	Фактор храпавости
R_{a1}	Средње аритметичко одступање микропрофила
R_{z1}	Средња храпавост бокова зубаца пројектованог пужа
σ_H	Радни напон на боковима зубаца
σ_{HN}	Критични напон на боковима зубаца
$\sigma_{H\lim}$	Трајна динамичка издржљивост бокова зубаца
K_A	Фактор радних услова
Z_E	Фактор еластичности материјала
Z_ρ	Фактор контакта
ν_1	Поасонов број материјала пужа
ν_2	Поасонов број материјала пужног зупчаника
E	Модули еластичности
E_1	Модули еластичности пужа
E_2	Модули еластичности пужног зупчаника
Z_h	Фактор радног века
Z_n	Фактор броја обртаја
S_H	Степен сигурности против разарања бокова зубаца
σ_F	Радни напон у подножју зубаца
$\sigma_{F\lim}$	Трајна динамичка издржљивост подножја зубаца
Y_F	Фактор облика зубаца пужног зупчаника.
S_F	Степен сигурности против заморног лома у подножју зубаца
δ_m	Стварна вредност угиба вратила пужа
δ_{\lim}	Критична вредност угиба вратила пужа
S_δ	Степен сигурности против угиба вратила пужа

l_{11}	Растојање од средине завојног дела пужа и ближег ослонца
l_{12}	Растојање од средине завојног дела пужа и даљег ослонца
l_1	Растојање између ослонаца пужног вратила
ϑ_S	Радна температура уља, °C
$\vartheta_{S\lim}$	Критична температура уља, °C
ϑ_0	Температуре спољашње околине
S_T	Степен сигурности у односу на загревање
c_0, c_1	Фактори за прорачун температуре уља
ϑ_M	Температура тела зупчаника
$\Delta\vartheta_P$	Пораст температуре зупчаника
$\Delta\vartheta_S$	Пораст температуре уља
α_L	Коефицијент прелаза топлоте
A_R	Меродавна површина пужног пара
q_c	Потребан проток уља
V_c	Запремина уља
z_c	Број циркулација
ν	Кинематска вискозност уља
ν_{40}	Кинематска вискозност уља на 40°C
ν_{100}	Кинематска вискозност уља на 100°C
η_M	Динамичка вискозност уља
ρ_M	Запреминска маса (густина)
τ	Напон смицања у мазиву
d_v/d_y	Градијент брзине смицања
A, B, C	Константе за одређивање кинематске вискозности
F_1	Уравнотежавајућа сила
l_d	Дужина полуге на динамометру
F_2	Кочиона сила
l_k	Дужина полуге на кочници
R_m	Затезна чврстоћа
$R_{\rho,0,2}$	Граница попуштања при 0,2% деформације
HB	Тврдоћа према Бринелу
HV	Тврдоћа према Викерсу
I	Јачина струје на управљачкој јединици
t	Време испитивања
M	Укупни момент трења лежаја
M_{rr}	Момент трења котрљања

M_{sl}	Момент трења клизања
M_{seal}	Момент трења заптивача лежаја
M_{drag}	Момент трења у мазивом материјалу
ϕ_{ish}	Фактор дебљине уљног филма
ϕ_{rs}	Фактор потискивања мазива
d	Унутрашњи пречник лежаја
D	Спољашњи пречник лежаја
d_m	Средњи пречник лежаја
K_{rs}	Коефицијент начина подмазивања
K_Z	Конструкциони фактор врсте лежаја
G_{rr}	Основна вредност момента трења котрљања
F_a	Аксијална сила лежаја
F_r	Радијална сила лежаја
R_1, R_2	Конструкциони фактори за момент трења котрљања
α_F	Фактор облика лежаја
C_0	Статичка носивост лежаја
G_{sl}	Основна вредност момента трења клизања
μ_{sl}	Коефицијент трења клизања
S_1, S_2	Конструкциони фактори за момент трења клизања
K_{S1}, K_{S2}	Конструкциони фактори момент трења клизног заптивача
β	Конструкциони експонент момент трења клизног заптивача
V_M	Фактор отпора мазива
K_{ball}	Коефицијент кугличних лежајева
i_{rw}	Број редова куглица лежаја
$F_{D,\rho}$	Фактор утицаја мазива
d_W	Пречник вратила на месту заптивача
Δm	Губитак масе зупчаника
c_p, c_g	Фактори убрзања
r_q, r_g	Случајне вредности из интервала $0 \div 1$
x_{pi}	Претходна најбоља позиција честице
x_{xi}	Тренутна позиција честице
x_{qi}	Најбоља позиција честице у оквиру целе популације
ω	Инертност честица
R	Коефицијент регресије

1. УВОД

Механички преносници служе за пренос и трансформацију механичке енергије са погонске на радну машину. Пренос механичке енергије остварује се непосредним додиром радних површина које чине преносник или преко посредног елемента. Општа намена преносника чврсто је повезана са извршењем елементарних функција, међу којима су најкарактеристичније: расподела енергије, смањење или повећање брзине, промена врсте кретања, регулисање брзине, покретање, заустављање, промена смера и друго.

Пренос снаге и механичког кретања може се остварити на више различитих начина и различитим преносним механизмима, па се зато механички преносници деле у две велике групе: преносници снаге обликом и преносници снаге трењем.

Преносници снаге обликом заснивају своје функционисање на специфичном облику трибоелемената и одговарајућим законима спрезања контактних површина (зупчасти, ланчани, зупчасти каишни преносници итд), док је у механизму преноса снаге и кретања трењем у принципу садржана молекуларно-механичка природа трења (фрикциони преносници, каишни преносници, ремени преносници, фрикциони варијатори) [1,2].

Зупчасти преносници представљају најраспрострањенију и најважнију групу механичких преносника помоћу којих се кретање, односно обртни момент преноси са једног вратила на друго и трансформише непосредним додиривањем зубаца. То су најчешће коришћени преносници снаге који могу да се примене за различите положаје улазног и излазног вратила, као и за врло широки дијапазон снага, бројева обртаја и преносних односа [3].

При спрезању зупчастих парова остварује се крута кинематичка веза улазног и излазног вратила тј. остварује се тачан кинематски преносни однос. То представља основну њихову предност у поређењу са осталим преносницима снаге. Поред тога предности зупчастих парова су мале димензије, висок степен искоришћења (изузев хиперболоидних зупчастих парова), велика издржљивост, трајност у раду и др. Недостатак зупчастих преносника је потреба за великом тачношћу израде, хабање у раду, велика крутост у преносу снаге, вибрације и бука и др.

Зупчасти преносник може бити састављен само од два зупчаника, тј. једног зупчастог пара (једностепени преносник). Комбинацијом више једностепених зупчастих парова различитих врста добија се вишестепени зупчасти преносник.

Област примене зупчастих преносника је веома широка, почевши од прецизних апарата, као што су часовници, до огромних машина. Зато се зупчасти преносници по облику, конструкцији и изради значајно разликују.

Према међусобном положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника разликују се [4]:

- Цилиндрични зупчасти парови – зупчасти преносници са паралелним осама вратила;
- Конични зупчасти парови - зупчасти преносници код којих се осе вратила секу;
- Хиперболоидни зупчасти парови – зупчасти преносници код којих се осе вратила мимоилазе.

Пужни преносници су хиберболоидни зупчасти парови код којих се осе вратила мимоилазе најчешће под углом од 90° . Карактеришу се линијским контактом бокова зубаца спрегнутих зупчаника који је праћен релативно великим трењем клизања што доводи до стварања велике количине топлоте и губитка енергије. То условљава ниже вредности степена искоришћења у поређењу са другим врстама зупчастих преносника. Ако се примењују као мултипликатори, што је ређи случај, степен искоришћења је мањи од 50%. Са друге стране, код примене пужних преносника за редукцију бројева обртаја могуће је одговарајућим конструкционим извођењем, уз повољан избор кинематских односа, материјала пужног пара, подмазивања и др. постићи степен искоришћења и изнад 90%.

У оквиру докторске дисертације извршено је испитивање степена искоришћења једностепеног пужног преносника. Основни задатак се своди на одређивање утицаја различитих фактора на губитке снаге и степен искоришћења преносника. За анализу су разматрани следећи утицајни фактори: улазни број обртаја, оптерећење, уља различитих вискозности и различити материјали пужних зупчаника. Главни циљ истраживања је оптимизација степена искоришћења са циљем проналаска оптималне комбинације утицајних фактора.

На основу унапред дефинисаних хипотеза, циљева и плана експерименталних испитивања дисертација је реализована кроз неколико поглавља. У другом поглављу је дат детаљан приказ истраживања из области губитака снаге и степена искоришћења зупчастих преносника снаге. Преглед истраживања се односи на разматрање различитих утицајних фактора на степен искоришћења, као и на оптимизацију зупчастих преносника према различитим критеријумима са циљем минимизирања губитака снаге, смањења масе преносника, повећања носивости, смањења буке и вибрација итд.

У трећем поглављу су приказане основне геометријске и кинематске величине пужних парова, као и изрази за њихово одређивање. Такође, дат је приказ различитих врста цилиндричних пужних парова, могућности конструкционог извођења, преглед материјала који се користе за израду пужних преносника, као и поступци израде пужних парова.

Зупчасти преносници снаге представљају интегрални део многих машина и уређаја тако да се од њих захтева поуздан рад како не би дошло до застоја у раду и отказа. Истраживања показују да триболошки процеси представљају најчешћи узрок оштећења зубаца зупчаника и отказа преносника у целини. С тим у вези, у четвртном поглављу је дат упоредни приказ најчешћих врста хабања и оштећења зубаца зупчаника који се могу јавити у експлоатацији у различитим радним условима. Како се последице трења и хабања елемената преносника могу спречити применом адекватног мазива и поступка подмазивања то је у овом поглављу дат и приказ различитих врста мазива која се користе за подмазивање зупчастих преносника, њихова класификација, као и начин избора и температурни интервал употребе мазива за пужне преноснике.

Као што је познато, приликом спрезања зубаца зупчаника јављају се велики контактни притисци, трење, хабање бокова, загревање, што ограничава величину снаге која може да се пренесе пужним преносником. Снага на излазном вратилу преносника је мања од улазне снаге за величину губитака који се јављају у току рада преносника услед различитих отпора. Губици снаге који се јављају у пужном преноснику, као и изрази за њихово одређивање, приказани су у петом поглављу. Такође су приказани поступци прорачуна носивости пужних парова према различитим критеријумима.

У шестом поглављу дат је приказ опреме за испитивање степена искоришћења, опреме за триболошка испитивања, као и приказ основних карактеристика коришћених уља за подмазивање, материјала пужних парова и њихових механичких карактеристика. У овом поглављу, такође, је приказан детаљан план експерименталних истраживања.

Резултати експерименталних истраживања степена искоришћења пужног преносника приказани су у наредном, седмом поглављу. Вредности степена искоришћења су одређиване при различитим обимним брзинама зупчаника (улазним бројевима обртаја) и оптерећењима (излазним обртним моментима) за пужне парове израђене од различитих материјала. При томе су конструисани карактеристични дијаграми где је успостављена зависност између излазног обртног момента и степена искоришћења преносника. На основу експерименталних резултата за различите режиме испитивања прорачунате су вредности губитака снаге у спрези зубаца зупчаника, лежајевима и заптивкама, као и вредности коефицијента трења у зони контакта зубаца зупчаника. На основу резултата прорачуна дат је дијаграмски приказ губитака снаге и коефицијента трења у зависности од излазног обртног момента за различите режиме рада и уља различитих вискозности. У овом поглављу су, такође, приказани и резултати триболошких испитивања контактних елемената израђених од истог материјала као и пужни парови и резултати мерења губитка масе зупчаника у различитим фазама истраживања.

Свеобухватана анализа добијених резултата приказана је у осмом поглављу. Како би се истражио утицај различитих фактора извршено је упоређивање добијених резултата за исте услове испитивања. При томе је анализиран утицај обимне брзине, оптерећења, вискозности мазива и материјала пужних парова на степен искоришћења преносника, губитке снаге и коефицијент трења пужног пара. Све претходно поменуте величине су приказане у зависности од излазног обртног момента. На основу целокупне анализе изабран је пужни пар са најбољим триболошким карактеристикама.

У последњем, десетом поглављу извршена је оптимизација и предвиђање вредности степена искоришћења пужног преносника. Основни циљ оптимизације јесте одређивање оптималне комбинације утицајних фактора. Првобитно је дефинисан математички модел на основу експерименталних података који најбоље апроксимира вредности степена искоришћења преносника. Оптимизација датог математичког модела извршена је применом генетског алгоритма (*Genetic algorithm, GA*) и алгоритма за оптимизацију ројева честица (*Particle swarm optimization technique, PSO*). Поред тога, извршено је и предвиђање вредности степена искоришћења применом вештачке неуронске мреже (*Artificial Neural Networks, ANN*). Упоредивањем експерименталних резултата са резултатима оствареним путем предходно поменутих метода изводи се закључак да се ове методе могу користити са великом поузданошћу за оптимизацију и предвиђање степена искоришћења пужних зупчастих преносника.

2. ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Губици енергије или губици снаге у зупчастом преноснику, који се исказују преко степена искоришћења, варирају од 0,5% до преко 80% што зависи од многобројних утицајних фактора. Фактори који у многоме утичу на губитке снаге, а самим тим и на степен искоришћења, су пре свега врста материјала спрегнутих зупчаника, геометрија пужног пара, обимна брзина (улазни број обртаја), врста и вискозност уља за подмазивање, оптерећење, облик пужа, температура итд.

Велики број истраживача се бавио анализом различитих утицајних фактора на губитке снаге код зупчастих преносника при чему је већина истраживања верификована експерименталним резултатима.

Милтеновић и други [5] су на одговарајућој мерној опреми испитивали степен искоришћења пужног преносника за екстремне услове рада. За испитивање је коришћен пужни пар типа ZI-DIN 3975 са осним растојањем $a=30$ mm и преносним односом $i=40$ са положајем пужа испод пужног зупчаника. Пуж је израђен од челика за цементацију 16MnCr5, а пужни зупчаник од центрифугално ливене калајне бронзе са додатком никла (CuSn12Ni2-C-GCB). На вратилу пужа су уграђена два куглична лежаја са косим додиром типа 7302 ВЕР, а на вратилу пужног зупчаника два једноредна радијална куглична лежаја типа 6007 2RS1 и 6302 2RS1. Испитивања су вршена при улазном броју обртаја $n_1=5000$ min⁻¹ и различитим нивоима оптерећења ($T_2=10\div 22$ Nm) при чему је коришћено синтетичко уље високе вискозности (Klübersynth GH 6-1500). Током извођења експеримента измерене су вредности степена искоришћења преносника које су се кретале у интервалу $\eta=0,52\div 0,71$. Веће вредности су забележене при већим оптерећењима. Аутори су такође извршили прорачун губитака снаге у лежајевима, заптивкама и спрези зубаца зупчаника на основу чега су одредили расподелу укупно доведене снаге у преносник. При томе су дошли до закључка да од укупне снаге која се преноси од електромотора до излазног вратила корисна снага на излазном вратилу износи 64%, губици снаге у спрези зупчаника 27%, док губици снаге у лежајевима и заптивкама износе 9%.

Niemann u Winter [6] су анализирали утицај различитих фактора на степен искоришћења пужних зупчастих парова. Као важан фактор наводе утицај геометрије и типа пужног пара. Наиме, веће вредности степена искоришћења се могу остварити при мањим односима средњег пречника пужа и осног растојања (d_{m1}/a), већим угловима нагиба завојнице пужа γ_m као и при мањим преносним односима i . Са друге стране, услови подмазивања и носивост знатно зависе од типа пужног пара. Најповољнији облик у погледу услова подмазивања имају цилиндрични пужни парови типа ZH или ZC па због тога имају и већу носивост и мање губитке снаге. Аутори, такође, анализирају утицај вискозности и врсте уља на степен искоришћења. Уља са већом вискозношћу стварају веће губитке снаге у празном ходу, али генерално доводе до мањих губитака снаге преносника због бољег формирања уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника, нарочито при већим оптерећењима. Синтетичка уља (полигликол, полиалфаолефин, естер уља) услед мање промене вискозности на већим температурима и оптерећењима омогућавају ниже вредности коефицијената трења између зубаца зупчаника у поређењу са минералним уљима, што доводи до мањих губитака снаге, а самим тим и до повећања степена искоришћења.

Hermann [7] је проучавао утицај различитих синтетичких уља (Klübersynth GH 6-460, Klübersynth UH1 6-460, Polyglycol VG A 220, Polyglycol VG B 460, Polyglycol VG C 460), на губитак масе зупчаника, интезитет хабања, загревање и степен искоришћења пужног преносника. За испитивање је коришћен пужни преносник типа FLENDER CUW 63 са преносним односим $i=39$ и осним растојањем $a=63$ mm. Испитивање је извршено при улазном броју обртаја $n_1=350$ min⁻¹ и то при излазним обртним моментима од $T_2=200$ Nm за уља вискозности 220 mm²/s и $T_2=300$ Nm за уља вискозности 460 mm²/s. Укупно време трајања експеримента износило је 300 h. Током експерименталних испитивања установљено је да синтетичко уље високих перформанси произведено од стране "KlüberLubrication" (Klübersynth GH 6-460) омогућава знатно мање хабање зупчаника, мање загревање преносника и већи степен искоришћења у поређењу са стандардним синтетичким уљима која се користе за подмазивање пужних преносника дефинисаним у DIN 3996 стандарду.

Muminović и други [8] су на посебно конструисаном уређају испитивали утицај минералног и синтетичког уља на радну температуру и степен искоришћења пужног преносника. За испитивање је коришћен пужни пар са преносним односом $i=18$ и осним растојањем од $a=90$ mm, где је пуж израђен од челика за цементацију 16MnCr5, а пужни зупчаник од калајне бронзе CuSn12. Вредности степена искоришћења су одређиване при различитим оптерећењима (излазним обртним моментима) за две величине улазних бројева обртаја од $n_1=710$ min⁻¹ и $n_1=1500$ min⁻¹. Анализом резултата може се уочити да се применом синтетичких уља добијају веће вредности степена искоришћења у поређењу са минералним уљима нарочито при већим оптерећењима и обимним брзинама ($n_1=1500$ min⁻¹). Са порастом оптерећења до одређене вредности долази и до повећања степена искоришћења, док са даљим повећањем оптерећења вредности степена искоришћења опадају. Разлог томе јесте што при великим оптерећењима долази до прекида уљног филма и до повећања коефицијента трења у спреси при чему долази до већих губитака снаге и нижих вредности степена искоришћења пужног пара. Такође, применом синтетичких уља повећава се и носивост пужног пара која је при брзини клизања од 1,41 m/s и радној температури уља од 70°C била већа за 40% у поређењу са минералним уљима. Са друге стране, мања зависност промене вискозности синтетичких уља при повећању притиска и температуре доводи до мањег загревања пужног преносника у поређењу са минералним уљима.

Mautner и други [9] су истраживали утицај вискозности и врсте уља на интезитет хабања и степен искоришћења пужног пара великих димензија (тип пужа ZI) са осним растојањем $a=315$ mm и преносним односом $i=10,25$. Испитивања су вршена на FZG уређају. Материјал пужа је челик за цементацију 20MnCr5, а материјал пужног зупчаника центрифугално ливена калајна бронза са додатком никла (CuSn12Ni2-C-GZ). Приликом испитивања су коришћена синтетичка уља са вискозношћу од 220 mm²/s и 460 mm²/s и минерално уље вискозности 220 mm²/s при чему се подмазивање врши убризгавањем уља од 25 l/min на температури од 80°C.

Пре главног испитивања извршено је уходавање уређаја при улазном броју обртаја $n_1=300$ min⁻¹ и излазним обртним моментима који су се кретали у интервалу $T_2=2\div 14,7$ kNm при чему је коришћено синтетичко уље веће вискозности (460 mm²/s). Главна испитивања извршена су при већем броју обртаја ($n_1=1200$ min⁻¹) и истим нивоима оптерећења. Током испитивања уочено је да при већем броју обртаја и при већим оптерећењима ($T_2=14,7$ kNm) расте степен искоришћења. Упоредивањем експерименталних резултата дошло се до закључка да су коришћењем синтетичког уља веће вискозности (460 mm²/s) вредности степена искоришћења биле веће за око 1% у

односу на синтетичко уље ниже вискозности ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$) и за око 3% у поређењу са минералним уљем.

Stockman и други [10] су помоћу посебно конструисане опреме која се може прилагодити различитим типовима зупчастих преносника испитивали степене искоришћења тринаест зупчастих преносника различитих произвођача. На флексибилној опреми за испитивање могуће је тестирати зупчaste преноснике у широком опсегу снага до 15 kW , улазним бројевима обртаја до $n_1=3000 \text{ min}^{-1}$ и излазним обртним моментима до $T_2=1000 \text{ Nm}$. Добијене вредности степена искоришћења су упоредили са каталожним вредностима произвођача при чему су установили знатна неслагања, из разлога што се у каталогу обично наводи само једна вредност степена искоришћења за широк дијапазон преносних односа, снага и технологије израде. С обзиром на то да не постоје одређени стандарди за утврђивање степена искоришћења, произвођачи зупчастих преносника користе различите експерименталне, а неки само нумеричке методе за утврђивање истог, те и ту треба тражити разлоге неслагања вредности степена искоришћења појединих произвођача.

Код пужних преносника обично се у каталогу наводе вредности степена искоришћења у зависности од улазне снаге и преносног односа, док зависност од броја обртаја и излазног обртног момента није наведена. С тим у вези, измерене вредности степена искоришћења су се разликовале од каталожних вредности за одређени тип пужног преносника. При томе су веће вредности степена искоришћења измерене при мањим преносним односима пужног пара и већим вредностима излазног обртног момента (при већим оптерећењима).

Magyar u Sauer [11] су на Универзитету у Кајзелслаутерну развили методологију за прорачун губитака снаге у пужном преноснику тако што су најпре вршена триболошка испитивања на трибometру који симулира рад пужног преносника и тако добијене резултате упоредили са експерименталним испитивањима за исте услове рада. Приликом експерименталних испитивања коришћен је пужни пар типа ZK са осним растојањем од $a=100 \text{ mm}$ и преносним односом $i=20,5$. Подмазивање је извршено убризгавањем минералног уља вискозности $150 \text{ mm}^2/\text{s}$ при радној температури од 60°C . Испитивања су вршена при улазном броју обртаја $n_1=1500 \text{ min}^{-1}$ и излазном обртном моменту $T_2=430 \text{ Nm}$. Током анализе губитака снаге у преноснику утврђено је да се највећи губици снаге јављају у спрези зубаца зупчаника који су били три пута већи од губитака снаге у лежајевима (четири котрљајна лежаја). С друге стране, губици снаге у лежајевима су имали троструко већу вредност од губитака услед мешања и распршивања уља у преноснику док су губици у заптивкама имали најнижу вредност. Приликом упоређивања резултата симулације и експерименталних испитивања утврђено је знатно поклапање вредности степена искоришћења што говори о томе да се дата метода симулације може веома успешно користити за прецизно предвиђање губитака снаге у пужним преносницима.

Heilemann је у свом раду [12] истраживао степен искоришћења и носивост различитих типова пужних парова. При томе је узео у обзир тврдоћу и дубину отврдњавања површинског слоја активних површина зубаца зупчаника. На основу добијених резултата закључује се да највећу носивост, најмање хабање и највећи степен искоришћења има пужни пар типа ZC. Између осталог, у раду су дате вредности параметара за прорачун степена искоришћења и носивости за различите типове цилиндричних пужних парова који је касније усвојен као основни прорачун према DIN 3996 стандарду.

Magyar и други су у раду [13] истраживали вредности коефицијента трења у зони спрезања бокова зубаца пужног пара. За испитивање је коришћен пужни пар типа ZK са осним растојањем $a=100$ mm и преносним односом $i=40$ са положајем пужа испод пужног зупчаника. Најпре су одређене вредности степена искоришћења пужног пара за различите вредности бројева обртаја и оптерећењима при чему је коришћено минерално уље вискозности 150 mm²/s са температуром убризгавања од 60°C . Вредности коефицијента трења су прорачунате према експерименталним условима рада на основу познатих вредности степена искоришћења и угла нагиба завојнице на средњем цилиндру пужа. На основу резултата прорачуна изводи се закључак да пужни пар заправо ради у условима мешовитог подмазивања, као и да на ток промене коефицијента трења значајан утицај имају оптерећење, обимна брзина као и радна температура уља у зони контакта зубаца зупчаника.

За разлику од претходних истраживања где се углавном наводе експериментални резултати истраживања различитих утицајних фактора, у даљем тексту ће бити речи о различитим методама оптимизације. Наиме, проучавање, истраживање и оптимизација зупчастих преносника снаге је веома актуелна област у којој се увек може наћи простора за нова истраживања у смислу примене нових материјала за зупчaste преноснике, уља за подмазивање преносника, дизајна у погледу геометрије профила зупчаника и многих других параметара којима се утиче на посматрану карактеристику. Исти циљ оптимизације се може остварити различитим приступима при чему треба одабрати онај који обезбеђује долажење до поузданих и тачних резултата. Оптимизацију зупчастих преносника снаге је проучавао велики број аутора са циљем побољшања перформанси преносника, тачније, смањења губитака снаге, масе преносника, буке и вибрације, повећања степена искоришћења преносника итд.

Yaman и други [14] су истраживали утицај различитих фактора у процесу оптимизације губитака снаге у пужном преноснику применом генетског алгорита (*Genetic algorithm, GA*) и аналитичке методе оптимизације (применом софтвера Матлаб). При оптимизацији су за конструкционе променљиве узети коефицијент трења, бројеви зубаца зупчаника и угао нагиба завојнице пужа при чему су поштована одговарајућа ограничења (линијски притисак, чврстоћа бокова зубаца зупчаника и деформација пужа). Анализом добијених резултата дошло се до закључка да GA пружа боље решење од оних добијених методом нумеричке оптимизације.

Arulmozhi и други [15] су дали преглед различитих метода оптимизације зупчастих преносника при анализи утицајних фактора на губитке снаге. У раду се истиче предност примене генетског алгорита у смислу добијања бољих резултата у процесу оптимизације у односу на конвенционалне методе.

Sabarinath и други [16] су извршили оптимизацију пужног преносника применом два неконвенционална алгорита, диференцијалне еволуције (*Differential Evolution, DE*) и алгорита за оптимизацију ројева честица (*Particle swarm optimization technique, PSO*) са циљем минимизирања губитака снаге. Добијене резултате су упоредили са истраживањима која су спроведена у раду [14]. Упоредним приказом резултата дошло се до закључка да оба алгорита (DE и PSO) пружају боље и оптималније решење у поређењу са резултатима добијеним применом генетског алгорита и нумеричке методе оптимизације.

Rai u Barman [17] су користили методу симулираног жарења (*Simulated Annealing, SA*) са циљем минимизирања губитака снаге у пужном преноснику и добијене резултате упоредили са истраживањима спроведеним у радовима [14,16].

Оптимални зупчасти пар добијен методом симулираног жарења одликује се мањим губицима снаге за 22,98% у односу на DE алгоритам и чак до 78,02% у поређењу са аналитичком методом оптимизације.

Chothani u Maniya [18] су у свом раду разматрали утицај различитих фактора (број обртаја пужа, дубина потапања зупчаника у уље и радна температура уља) на губитке снаге у пужном преноснику. Према резултатима ANOVA анализе може се закључити да дубина потапања пужног зупчаника има максимални, а број обртаја минимални утицај на губитке снаге услед мешања и распршивања уља. Са друге стране, када се посматра укупан губитак снаге, највећи утицај има број обртаја док температура има веома мали утицај.

Su u Peng [19] су развили методу која комбинује вештачке неуронске мреже (*Artificial Neural Networks*, ANN) и GA за оптимизацију дизајна пужних зупчаника на основу резултата добијених методом коначних елемената (*Finite element method*, FEM). На основу добијених резултата може се закључити да се предложена вишекритеријумска оптимизација може користити као веома користан алат приликом оптимизације зупчастих преносника.

Miladinović u Veličković [20] су применили Тагучи дизајн и ANN методу у циљу оптимизације степена сигурности унутрашњег зупчастог пара планетарног преносника. Као утицајни фактори разматрани су материјал, модул и ширина зупчаника, чији је процентуални утицај одређен ANOVA анализом. На основу добијених резултата може се уочити да највећи утицај на степен сигурности има модул зупчаника са 74,034%, затим следи ширина зупчаника са 16,858% док најмањи утицај има материјал са 8,874%. Поређењем добијених резултата може се закључити да се обе методе могу успешно примењивати са великом поузданошћу за предвиђање степена сигурности зупчастог пара са унутрашњим озубљењем.

Mogal u Wakchaure су у свом раду [21] спровели практичну примену вишекритеријумске оптимизације у дизајну пужног пара, који се користи у фабрици шећера, применом генетског алгоритма. Оптимизација је извршена са циљем минимизирања запремине пужног пара, осног растојања и угиба вратила пужа. Као геометријске променљиве у процесу оптимизације узете су: преносни однос, ширина пужа и пужног зупчаника и пречници подеоних кружница зупчаника. Успешност примене оптимизације се огледа кроз резултате који су остварени у смислу смањења запремине пужног пара за 17,91%, смањења осног растојања за 20,34% и смањењу угиба вратила пужа од 51,05%, што је праћено мањим губицима снаге у преноснику.

Patil и други су у раду [22] спровели једнокритеријумску и вишекритеријумску оптимизацију двостепеног редуктора са спиралним зупчаницима са циљем минимизирања губитака снаге и запремине уз увођење додатних триболошких ограничења. Као фактори који се варирају у процесу оптимизације разматрана су два различита профила зубаца зупчаника и четири различита мазива. Упоредивањем резултата закључује се да је успешнија вишекритеријумска оптимизација којом се постиже смањење губитака снаге, као и мање хабање зубаца зупчаника.

Bharati и други [23] су истраживали утицај различитих фактора на носивост пужног пара применом SVM (*Support Vector Machine*) модела предвиђања перформанси у комбинацији са GA. На основу добијених резултата може се закључити да овакав приступ омогућава брз и тачан модел претраживања и оптимизације у оквиру дефинисаних ограничења.

Sanghvi и други [24] су спровели оптимизацију двостепеног редуктора са спиралним зупчаницима по критеријуму минималне запремине и веће носивости зупчастог пара. За решавање оптимизационог задатка коришћена су три различита приступа и то: Matlab софтверски пакет, GA и вишекритеријумска метода оптимизације (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*, NSGA-II). Међусобним поређењем метода закључује се да најбољи резултат, у односу на оба постављена критеријума, омогућава вишекритеријумска метода оптимизације (NSGA-II) при чему се постиже смањење запремине зупчаника за 13,08% уз повећање носивости од 1%.

Ananthapadmanabhan и други [25] су у свом раду приказали резултате оптимизације једностепеног редуктора са цилиндричним зупчаницима према критеријуму највеће пренесене снаге и минималног осног растојања коришћењем генетског алгорита (једнокритеријумски и вишекритеријумски), вишекритеријумске методе оптимизације (NSGA II) и тзв. *fmincon* алгоритама у софтверу Матлаб. Вишекритеријумски генетски алгоритам даје најбоље оптимално решење тј. омогућава повећање преноса снаге за 49% у поређењу са *fmincon* алгоритмом и 6% у односу на NSGA II.

Su и Qin [26] су развили свеобухватнији приступ у оптимизацији пужних зупчастих преносника који обједињује нумеричку анализу, 3D симулацију и методу коначних елемената. Развијени модел оптимизације омогућава повећање носивости и боље перформансе пужних преносника.

Bonori и други [27] су имали другачији приступ у оптимизацији геометријских фактора зупчастог пара. Наиме, применом генетског алгорита веома успешно је извршена оптимизација дизајна профила зубаца зупчаника што је допринело знатном смањењу буке и вибрација.

Kim и други [28] су извршили анализу геометријских фактора у оптимизацији зупчаника применом вишекритеријумског генетског алгорита (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*, NSGA-III). На основу анализе добијених оптималних решења, а затим и њиховим рангирањем закључује се да се најбоље перформансе у оптимизацији дизајна зупчаника постижу при анализирању све три објективне функције (маса, степен искоришћења и бука).

Buiga и други [29] су извршили оптимизацију двостепеног редуктора са циљем смањења масе преносника применом вишекритеријумског генетског алгорита. На основу спроведене оптимизације уочава се да смањење укупне масе редуктора од 7%, што износи приближно 2,5 kg, утиче се на радни век преносника који се смањује за 75%.

Генерално, данашња истраживања независно од нивоа њихове реализације (пракса, лабораторија или нумерика) се не могу замислити без примене плана експеримента као ни без примене оптимизације у разматраном процесу или систему. Многа експериментална истраживања зупчастих преносника снаге су показала мања или већа побољшања у зависности од посматране излазне карактеристике. На основу прегледа литературе уочено је да постоји мали број истраживања у коме се вршила анализа примене различитих материјала и мазива за подмазивање у оптимизацији степена искоришћења пужног пара.

Предмет истраживања у оквиру ове докторске дисертације јесте експериментално испитивање и оптимизација степена искоришћења пужног зупчастог преносника и анализа утицајних фактора на губитке снаге у пужном преноснику. Истраживање степена искоришћења је извршено на уређају за испитивање преносника

снаге за различите радне услове коришћењем уља различитих вискозности. При томе су дефинисани фактори који имају значајан утицај на степен искоришћења.

Циљ овог истраживања је да се применом оптимизације максимизује степен искоришћења, испита утицај разматраних фактора и одреди оптимална комбинација фактора пужног пара. Главни циљ истраживања јесте примена нових материјала (материјали са алуминијумском и цинк-алуминијумском основом) за израду пужних зупчаника, као и истраживање њиховог утицаја на губитке снаге у преноснику у поређењу са стандардним материјалима. Примена нових материјала има за циљ смањење масе преносника, боље услове трења и хабања, мање губитке снаге у спреси, бољу топлотну проводљивост, као и већи степен искоришћења.

3. ПУЖНИ ЗУПЧАСТИ ПРЕНОСНИЦИ

3.1. Основне карактеристике и примена пужних преносника

Пужни зупчasti преносници спадају у групу хиперболоидних зупчастих парова са мимоилазним осама вратила. Пужни пар се састоји од пужа и пужног зупчаника (слика 3.1). Пуж је најчешће погонски елемент и тада се при преносу кретања врши редукација броја обртаја. Погонски део преносника може бити и пужни зупчаник када је потребна мултипликација броја обртаја, али су при томе вредности степена искоришћења ниске, па се пужни преносници ретко примењују као мултипликатори. Пуж је мањег пречника од пужног зупчаника и има једну или више завојница (зубаца) обавијених око цилиндричног или глобоидног језгра. Угао успона завојнице пужа је мањи од 45° . Пуж са једним почетком навоја је једноходни, са два почетка двоходни итд., троходни и вишеходни. Пужни зупчаник обухвата својим зупцима део језгра пужа тако да личи на половину навртке која уместо да се креће транслаторно, ротира око осе пужног зупчаника. Пужни пар представља један клизни спој који се карактерише линијским додиром између спрегнутих елемената. Како се функција остварује на принципу интензивног клизања, потребно је да један од делова буде од мекшег материјала (пужни зупчаник), а други део од материјала веће тврдоће. Због тога се пужни зупчаник израђује од разних врста бронзе, легура цинка, легура алуминијума, сивог лива, а пуж од каљеног и брушеног челика.



Слика 3.1. Пужни пар

Основне предности пужних преносника су [3,4]:

- врло велики преносни однос ($i \leq 100$) остварен једним пужним паром,
- постепен улаз зубаца у захват што омогућава тихи рад и пригушивање динамичких удара и вибрација,
- велика носивост коју омогућава додир по линији више зубаца. Пужни преносници имају повољне услове за стварање уљног филма, јер смањивањем броја зубаца (завојница пужа) не расте закривљеност бокова, што је случај код других врста зупчастих преносника. Такође, и релативни смерови кретања површина спрегнутих бокова погодују стварању уљног филма,
- велики век трајања под условом тачне израде, правилне монтаже, доброг и обилног подмазивања, избора материјала пужа и пужног зупчаника, итд.,

- под одређеним условима пужни преносници се могу остварити као самокочиви,
- обично су мањих димензија, једноставније конструкције и имају мању масу у поређењу са осталим зупчастим преносницима, за пренос исте снаге,
- могућност да се пужеви одређених величина употребљавају за већи број пужних зупчаника па се тако остварују друге вредности преносних односа,
- мимоилажење оса вратила омогућава да се од једног погонског вратила снага доводи на већи број гоњених, чиме се може остварити веома велики преносни однос,
- релативно добар степен искоришћења код вишеходних пужева, уз повољан избор кинематских односа, подмазивања, конструкционе концепције и др.

Недостаци пужних преносника:

- релативно низак степен искоришћења, нарочито код пужних преносника са цилиндричним пужем, као и код самокочивих пужних преносника,
- релативно велико клизање, праћено отпором клизања, што има за последицу стварање велике количине топлоте и губитак енергије.

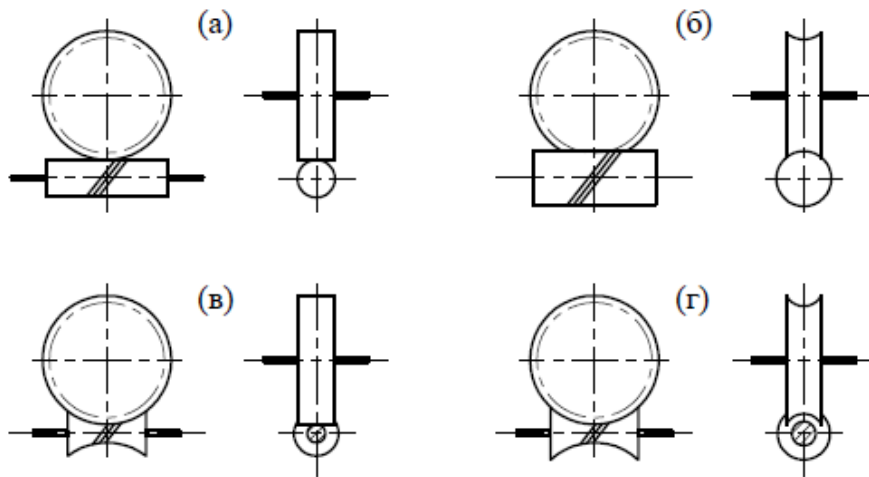
Пужни преносници се најчешће примењују за пренос снага од 100 kW до 150 kW. Налазе примену код транспортера, лифтова, моторних дизалица, текстилних машина, бродских кормила, погона бубњева, роштиља, центрифуга, пумпи, алатних машина, шинских и друмских возила и др. У новије време пужни преносници се примењују и за мање преносне односе при чему се постиже пренос великих снага и високе вредности степена искоришћења.

3.2. Облици пужних парова

Према облику темених и подножних површина пужа, разликују се следеће врсте пужних парова (слика 3.2):

- цилиндрични пуж са цилиндричним пужним зупчаником (цилиндрични пужни парови) (слика 3.2а),
- цилиндрични пуж са глобоидним пужним зупчаником, који се најчешће примењују (слика 3.2б),
- глобоидни пуж са цилиндричним пужним зупчаником, који налазе примену код механизма за управљање возила (слика 3.2в) и
- глобоидни пуж са глобоидним пужним зупчаником (глобоидни пужни парови) (слика 3.2г),

Код цилиндричних пужних парова кинематски круг пужног зупчаника тангира изводницу кинематског цилиндра пужа. Темена и подножна површина пужа су облика кружних цилиндара док су код пужних зупчаника те површине облика кружних торуса и прилагођене су подножној и теменој површини пужа.



Слика 3.2. Основни облици пужа и пужног зупчаника [30]

Код глобоидних пужних парова темена и подножна површина пужа имају облик кружних торуса који су прилагођени облику пужних зупчаника. Глобоидни пужни парови погодни су за пренос већих обртних момената али само за ограничен радни век, јер због неравномерног хабања радних површина опада степен искоришћења. Са друге стране број зубаца у спрези је већи, повећава се додирна површина, смањују се контактни притисци и загревање, а повећава носивост. Без обзира на ове своје предности глобоидни пужни парови су у односу на цилиндричне скупљи за израду па се и ређе примењују.

Поред претходно наведених постоје и други зупчasti парови са мимоилазним вратилима. Једна од посебних врста јесу спироидни преносници код којих је погонски елемент конични пуж, а гоњени конични зупчаник са лучним зубима (слика 3.3).



Слика 3.3. Спиرويدни зупчasti пар

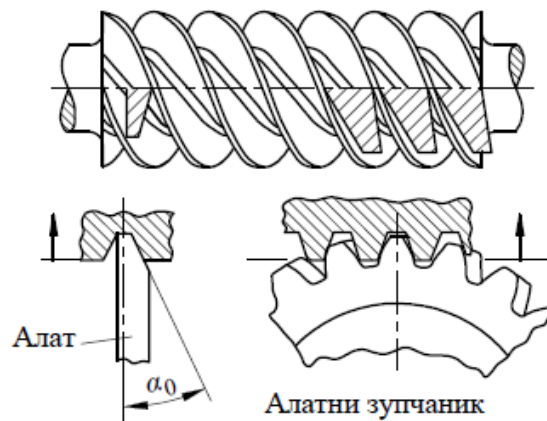
Код ових зупчастих парова увек је у спрези велики број зубаца при чему се постижу велике брзине клизања. Такође, имају могућност преноса великих снага.

3.2.1. Облици бокова цилиндричних пужних парова

Код цилиндричних пужних парова бокови зубаца пужа су хеликоидне површине које настају при кружном завојном кретању алата са праволинијском резном ивицом дуж његове подужне осе. Угао између нормале на подужну осу алата и праволинијске

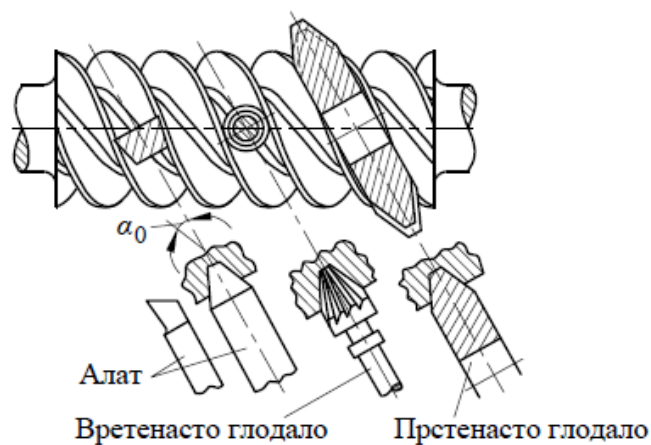
резне ивице алата назива се угао алата α_0 . Најчешће овај угао износи $\alpha_0=20^\circ$ мада су у примени и алати са угловима од $22,5^\circ$, 25° и 30° . Бокови зубаца пужа могу бити различитог облика што зависи од облика и положаја алата при изради. Стандардом DIN 3975 је предвиђено пет различитих типова пужних парова, и то: ZA, ZN, ZI, ZK и ZC пуж [31].

ZA пуж или Архимедов пуж (слика 3.4) у аксијалном пресеку има профил трапезног облика, а у радијалној равни профиле облика архимедиве спирале. Угао алата α_0 лежи у аксијалној равни, тако да је једнак углу профила зупца у чеоном пресеку $\alpha_0=\alpha$. Праволинијска резна ивица алата и бок зупца леже у аксијалном пресеку, тако да секу подужну осу пужа. Израђује се помоћу алатног зупчаника који се поставља тако да његове оштрице леже у равни која пролази управно на осу обртања.



Слика 3.4. ZA пуж [3]

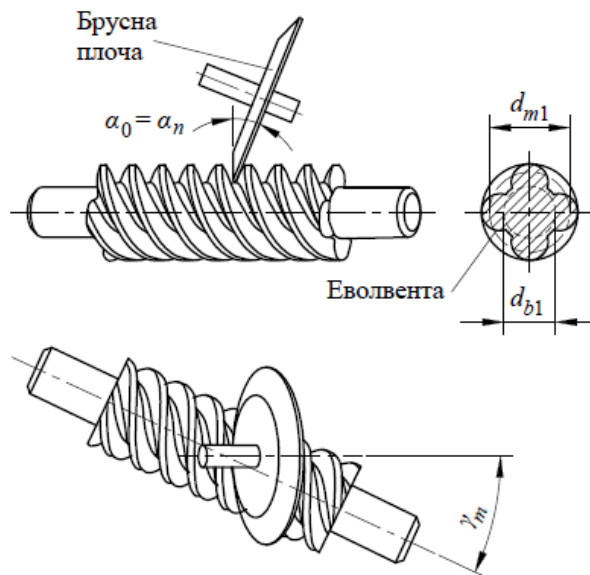
ZN пуж у пресеку управном на бокове зубаца има праволинијски профил, а у аксијалном пресеку има облик благо закривљене линије (благо испупчен или издубљен). Угао алата α_0 лежи у равни нормалној на бокове зубаца тако да је $\alpha_0=\alpha_n$ (слика 3.5). У нормалном пресеку праволинијска резна ивица алата и бокови зубаца пужа међусобно се поклапају, тако да не секу подужну осу пужа. Израђује се вретенастим глодалом или стругањем уколико се профил алата правилно постави у односу на радни предмет. Приликом израде угао закошења алата једнак је углу успона завојнице γ_m тако да профил алата одређује профил зубаца пужа у нормалном пресеку.



Слика 3.5. ZN пуж [3]

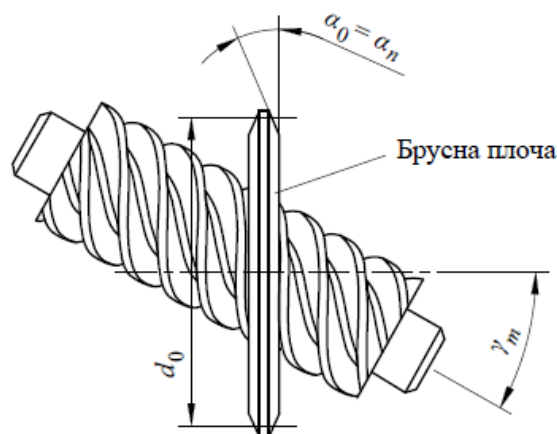
ZI пуж има у аксијалном пресеку благо испупчену криву линију, а у чеоном пресеку профил у облику еволвенте, тако да се овај пуж назива и еволвентни пуж. Угао

алата α_0 лежи у равни нормалној на бокове зубаца тако да је $\alpha_0 = \alpha_n$ (слика 3.6). Профил зубаца пужа одговара профилилу цилиндричних зупчаника са косим зупцима, великог угла нагиба зубаца β . Изводнице бочних површина су праве линије које тангирају основни цилиндар, а са равни која је управна на осу пужа заклапају угао једнак углу нагиба завојнице пужа. Облик бока I настаје брушењем брусном плочом, чија је оса у односу на подужну осу пужа заокренута за угао γ_m , а у другој равни нагнута за угао α_0 . Пужеви овог типа најједноставнији су за израду и уградњу па се зато највише и примењују.



Слика 3.6. ZI пуж [30]

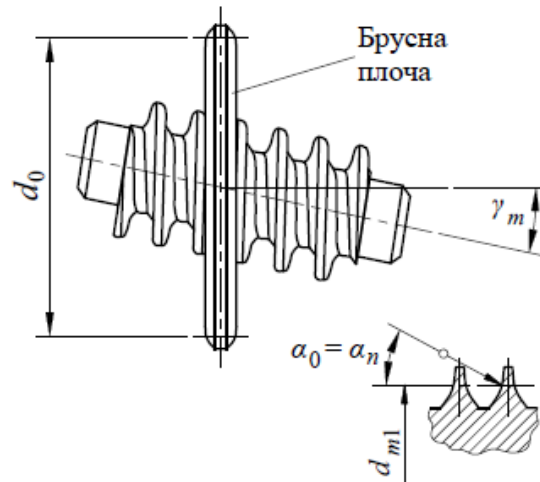
ZK пуж у пресеку управном на бокове зубаца има профил трапезног облика, а у аксијалном пресеку благо испупчене профиле бокова. Бокови зубаца пужа додирују двоструки конус алата, чија се оса укршта са осом пужа под углом γ_m (слика 3.7). Резна ивица алата постављена је под углом α_0 у односу на нормалу на осу пужа тако да је $\alpha_n = \alpha_0$. Израђује се котурастим глодалима и бруси тоцилом трапезног профила. Облик бока пужа зависи од пречника d_0 и ширине тоцила.



Слика 3.7. ZK пуж [30]

ZC пуж је са издубљеним боковима у аксијалном пресеку што се при изради добија кружним профилем алата чија је оса нагнута је под углом γ_m у односу на осу пужа (слика 3.8). Пужеви оваквог облика повољнији су од осталих у погледу

подмазивања па имају већу носивост за 25 до 30%, трајност у раду, мање загревање као и мање енергетске губитке.



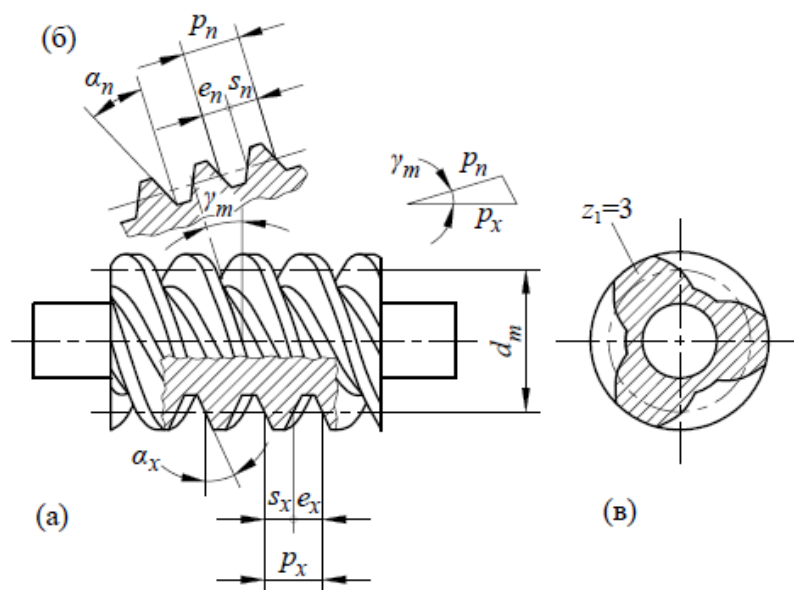
Слика 3.8. ZC пуж [30]

3.3. Геометрија и спрезање цилиндричних пужних парова

3.3.1. Геометријске мере пужа

Како пуж има облик навојног вретена то се при његовом обртању стиче утисак да се профили пужа померају дуж осе. На основу тога може се обртно кретање пужа око осе заменити транслацијом у правцу те осе.

Геометријске величине пужног пара дефинисане су стандардом DIN 3996 [32]. Веома важне величине за геометрију и носивост пужних парова представљају аксијални, нормални и чеони пресек пужа, као и линије бокова зубаца пужа (слика 3.9).



Слика 3.9. Цилиндрични пуж са три завојнице: а) аксијални пресек, б) нормални пресек, в) попречни пресек [30]

Раван која пролази кроз подужну осу пужа и управна је на осу обртања пужног зупчаника јесте главна равна пужног пара. У пресеку главне равни са зупцима пужа добија се аксијални профил који је стандардизован и усвојен као основни профил пужа (слика 3.9а). Нормални пресек пужа добија се у пресеку равни на бочну линију на средњем цилиндру пужа (слика 3.9б). Нормална равна пресека је нагнута за угао успона завојнице на средњем цилиндру γ_m у односу на аксијалну равна пресека озубљења. Чеони пресек пужа одређен је пресеком равни која је нормална на осу пужа (слика 3.9в). Геометријске величине у аксијалном, нормалном и чеоном пресеку означавају се редом префиксом "x", "n" и "t".

У зависности од типа пужа, облик аксијалног профила пужа у извесној мери одступа од облика основног профила. На средњој линији основног профила дебљина зупца је једнака ширини међузубља. Средње линије основног профила и аксијалног профила пужа се поклапају. Пречник средњег цилиндра пужа је дефинисан средњом линијом аксијалног профила пужа. У пресеку бокова зубаца пужа и средњег цилиндра добија се средња завојница пужа.

Ход завојнице пужа представља растојање истоимених бокова зубаца мерено у аксијалном пресеку односно у правцу осе пужа. Ход завојнице пужа p_z је z_1 пута већи од аксијалног корака p_x , односно:

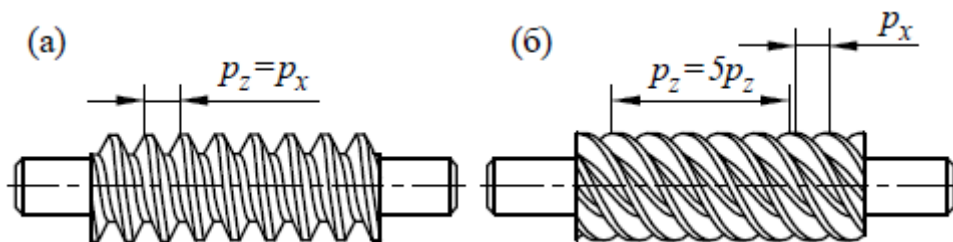
$$p_z = z_1 \cdot p_x \quad (3.1)$$

где су:

z_1 - број зубаца (завојница) пужа и

p_x - аксијални корак, mm.

Број зубаца пужа z_1 у ствари представља број завојница које се истовремено обавијају око осе пужа. Пуж са једном завојницом ($z_1=1$) јесте једноходни пуж док је пуж са две, три и више завојница ($z_1=2,3,4..$) двоходни, троходни односно вишеходни пуж (слика 3.10). Број зубаца пужа се најчешће креће од 1 до 6.



Слика 3.10. Једноходни и вишеходни пуж: а) пуж са једном завојницом, б) пуж са пет завојница [30]

Аксијални корак дефинише се као растојање пресечне тачке бокова два суседна зупца мерено у правцу осе пужа и одређује се према следећем изразу:

$$p_x = m_x \cdot \pi \quad (3.2)$$

где је:

m_x - аксијални модул, чије су вредности стандардизоване према DIN3976 стандарду (табела 3.1).

Табела 3.1. Стандардне вредности аксијалног модула према DIN3976

m_x , mm	1	1,25	1,5	(1,6)	2	2,5	3	(3,15)
	4,5	6	8	10	12	(12,5)	16	20

У нормалном пресеку пужа могу се дефинисати одговарајуће вредности нормалног модула m_n и корака у нормалној равни p_n :

$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma_m \quad (3.3)$$

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma_m \quad (3.4)$$

Вредности нормалног модула се не усклађују са стандардним вредностима већ се задржава вредност добијена прорачуном.

Користећи геометријску везу угла нагиба завојнице пужа γ_m , хода завојнице p_z и пречника средњег цилиндра пужа d_{m1} , добија се следећа зависност:

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{p_z}{\pi \cdot d_{m1}} = \frac{z_1 \cdot m_x}{d_{m1}} \quad (3.5)$$

односно може се добити израз за одређивање пречника средњег цилиндра пужа:

$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m_x}{\operatorname{tg} \gamma_m} = q \cdot m_x \quad (3.6)$$

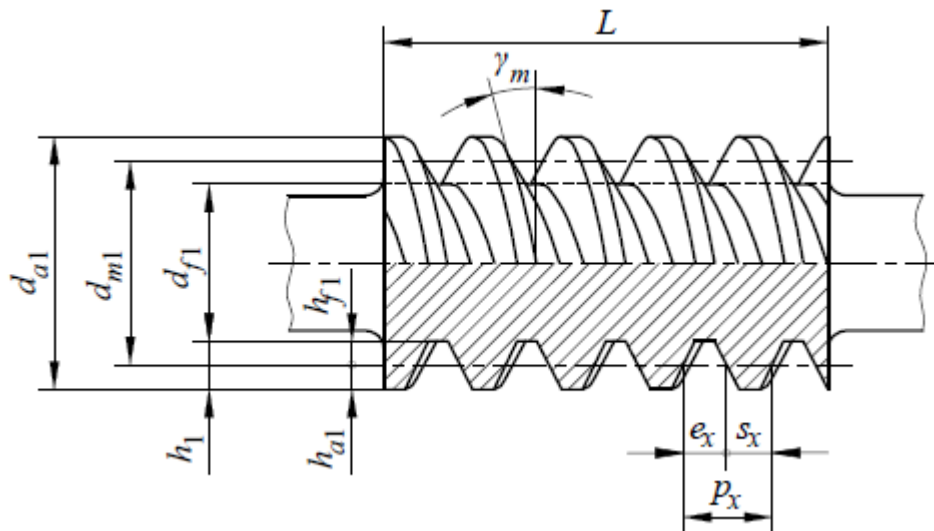
где је q пужни број који се одређује према следећем изразу:

$$q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma_m} \quad (3.7)$$

Пужни број је веома важна величина за разматрање геометрије и носивости пужног пара. Он одређује димензије пужа у радијалном пресеку независно од димензија пужног зупчаника. Вредности пужног броја су стандардизоване и крећу се у интервалу од 7 до 20. Пужни број се заокружује на цео број и то [3,4]:

- за брзоходне пужеве ($n_1 > 3300 \text{ min}^{-1}$) на 7, 8, 9, 10 или 11 и
- за спороходне пужеве на 12,14,16,18 или 20.

Остале геометријске величине пужа приказане су на слици 3.11, а изрази за прорачин истих дати су у табели 3.2.



Слика 3.11. Геометријске величине цилиндричног пужа [30]

Табела 3.2. Изрази за прорачун геометријских величина цилиндричног пужа

Назив величине	Израз
Висина зупца	$h_1 = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1}) = h_{a1} + h_{f1}$
Темена висина зупца	$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m_x$
Подножна висина зупца	$h_{f1} = m_x \cdot (h_{f1}^* + c_{f1}^*)$
Пречник средње кружнице	$d_{m1} = m_x \cdot q$
Пречник темене кружнице	$d_{a1} = d_{m1} + 2h_{a1}$
Пречник подножне кружнице	$d_{f1} = d_{m1} - 2h_{f1}$
Дебљина зупца	$s_x = s_x^* \cdot p_x$
Лучна ширина међузубља	$e_x = p_x - s_x$
Дужина пужа	$L \geq 2 \sqrt{\left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2}$
h_{a1}^* - фактор темене висине зупца, обично износи $h_{a1}^* = 1$ h_{f1}^* - фактор облика подножја, обично износи $h_{f1}^* = 1$ c_{f1}^* - фактор теменог зазора подножја, обично износи $c_{f1}^* = 0,2$ s_x^* - фактор дебљине зупца, обично износи $s_x^* = 0,5$ d_{e2} - спољашњи пречник пужног зупчаника (табела 3.3)	

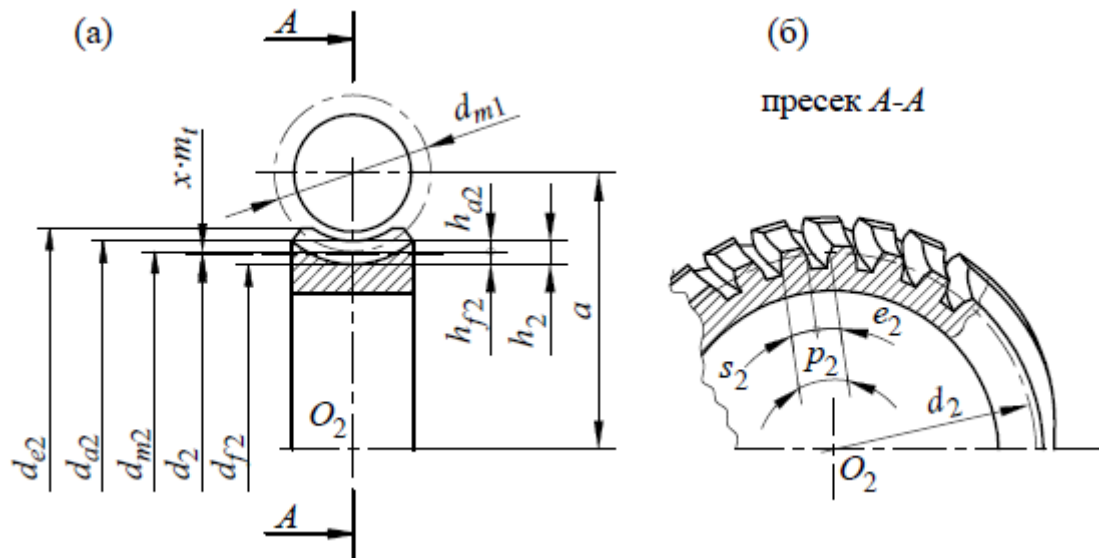
3.3.2. Геометријске мере пужног зупчаника

Пужни зупчаник је врста спиралног зупчаника карактеристичног облика чије су димензије прилагођене облику пужа. Његове основне величине одређене су величинама

пужа и алатом који се користи за израду. Чеони модул пужног зупчаника једнак је аксијалном модулу пужа, односно $m_t = m_x$.

Пужни зупчаник је најчешће глобоидног облика, па ће даља разматрања бити усмерена на тај облик. Будући да су величине које се односе на пуж означене индексом „1“, величине пужног зупчаника биће означене индексом „2“.

На слици 3.12. приказане су основне геометријске величине пужног зупчаника у аксијалном и чеоном пресеку.



Слика 3.12. Основне геометријске величине пужног зупчаника: а) аксијални пресек и б) чеони пресек пужног зупчаника [30]

Приликом спрезања пужног пара условно транслаторно кретање пужа и обртно кретање пужног зупчаника може се заменити котрљањем подеоне равни по подеоном цилиндру без клизања. У пресеку главне равни пужног пара ове величине своде се на подеону праву и подеону кружницу. Из тог услова следи да је аксијални корак пужа p_x једнак подеоном кораку p_2 пужног зупчаника, односно:

$$p_2 = p_x = m_x \cdot \pi = \frac{p_z}{z_1} \quad (3.8)$$

Код пужног зупчаника подеона и кинематска кружница се увек међусобно поклапају. На пречнику подеоне кружнице лучна ширина међузубља пужног зупчаника једнака је дебљини зупца пужа на кинематском цилиндру. Пречник подеоне кружнице пужног зупчаника одређује се према изразу:

$$d_2 = m_t \cdot z_2 \quad (3.9)$$

Како би се постигло жељено осно растојање код пужних преносника могуће је и померање профила које се врши само на пужном зупчанику. Померање профила се дефинише као радијално растојање између средње и подеоне кружнице пужног зупчаника и одређује се као производ коефицијента померања профила x и модула m_t , односно $x \cdot m_t$. Уколико је средња линија на већој удаљености од осе пужног зупчаника у односу на подеону праву, померање профила је позитивно, у супротном, говори се о негативном померању [4].

Померање профила $x \cdot m_t$ одређује се према следећем изразу:

$$x \cdot m_t = \frac{d_{m2} - d_2}{2} = a - \frac{d_{m1} + d_2}{2} \quad (3.10)$$

где је a осно растојање пужног пара (слика 3.12) које се одређује према изразу:

$$a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} \quad (3.11)$$

На основу претходних израза следи да је коефицијент померања профила:

$$x = \frac{2a - d_{m1} - d_2}{2m_t} \quad (3.12)$$

У зависности од типа пужног пара коефицијент померања профила се креће у следећим границама:

- $-0,5 \leq x \leq +0,5$ за ZA, ZN, ZI и ZK пужне парове и
- $+0,5 \leq x \leq +1,5$ за ZC пужне парове.

Геометријске величине пужног зупчаника и изрази за њихов прорачун дати су у табели 3.3. Референтна величина за све мере пужног зупчаника представља средњи цилиндар пужног зупчаника.

Табела 3.3. Изрази за прорачун геометријских величина пужног зупчаника

Назив величине	Израз
Чеони модул	$m_t = m_x$
Висина зупца	$h_2 = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2}) = h_{a2} + h_{f2}$
Темена висина зупца	$h_{a2} = h_{a2}^* \cdot m_t$
Подножна висина зупца	$h_{f2} = m_t \cdot (h_{f2}^* + c_{f2}^*)$
Пречник подеоне кружнице	$d_2 = m_t \cdot z_2$
Пречник средње кружнице	$d_{m2} = 2a - d_{m1} = d_2 + 2xm_t$
Пречник темене кружнице	$d_{a2} = d_{m2} + 2h_{a2}$
Пречник подножне кружнице	$d_{f2} = d_{m2} - 2h_{f2}$
Спољашњи пречник	$d_{e2} \approx d_{a2} + m_t$
Подеони корак	$p_2 = m_t \cdot \pi$
Дебљина зупца (чеони пресек)	$s_2 = p_2 - s_2$
Ширина међузубља (чеони пресек)	$e_2 = s_x = \pi \cdot m_x / 2$
h_{a2}^* - фактор темене висине зупца, обично износи $h_{a2}^* = 1$	
h_{f2}^* - фактор облика подножја, обично износи $h_{f2}^* = 1$	
c_{f2}^* - фактор теменог зазора подножја, обично износи $c_{f2}^* = 0,2$	

У аксијалном пресеку може се дефинисати ширина пужног зупчаника и радијус удубљења. Разликују се ширина на средњем цилиндру b_2 , ширина озубљеног венца b_{2H} и ширина тела пужног зупчаника b_{2R} . Ширина пужног зупчаника b_2 представља тетивну дужину пресека бокова зубаца пужног зупчаника и средњег цилиндра пужа. Приближно се може одредити према изразу [4]:

$$b_2 \approx 2 \cdot m_t \cdot (0,5 + \sqrt{q+1}) \quad (3.13)$$

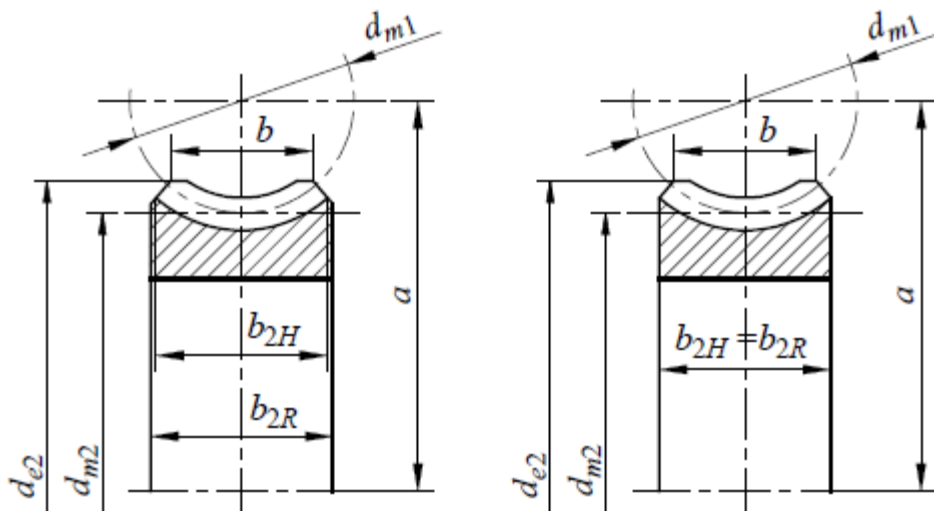
Када се крајње тачке додира бокова зубаца и средњег цилиндра пужа налазе на спољашњем цилиндру пужног зупчаника добија се максимална ширина b_{2max} пужног зупчаника која се може одредити према:

$$b_2 \leq b_{2max} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{e2}}{2}\right)^2} \quad (3.14)$$

Ширина озубљеног венца b_{2H} пужног зупчаника одређује се конструктивно у зависности од ширине b_2 и чеоног модула m_t , према [4]:

$$b_{2H} = b_2 + (0,8 \div 1,2) \cdot m_t \quad (3.15)$$

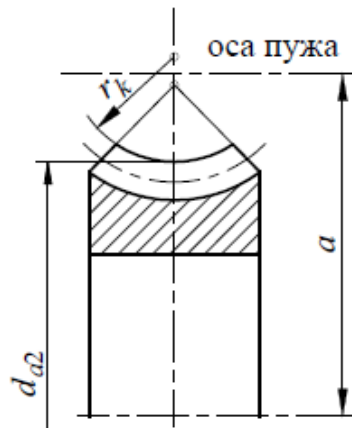
У зависности од конструкционог решења ширина озубљеног венца може бити мања (слика 3.13а) или једнака ширини тела пужног зупчаника (слика 3.13б).



Слика 3.13. Ширина пужног зупчаника: а) $b_{2H} < b_{2R}$, б) $b_{2H} = b_{2R}$

Радијус удубљења r_k добија се приликом израде пужног зупчаника (слика 3.14). То је радијус темене површине зупца по дужини зупца пужног зупчаника и одређује се према изразу:

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2} \quad (3.16)$$



Слика 3.14. Радијус удубљења

3.3.3. Избор основних геометријских величина пужног пара

Приликом избора основних геометријских величина пужног пара полази се од ограничења која се при томе постављају. Та ограничења су углавном везана за расположиви простор уградње преносника (унапред дефинисано осно растојање), могућност коришћења квалитетних материјала, расположиве технологије за израду, услова експлоатације и др. [3].

Претходни прорачун пужних преносника може се извршити на основу задатог осног растојања, као и у случају када осно растојање није познато.

У случају познатог осног растојања најпре се одређује број зубаца пужа према изразу [6]:

$$z_1 \approx \frac{7 + 2,4\sqrt{a}}{u} \quad (3.17)$$

где је:

a - осно растојање, mm и

u - кинематски преносни однос пужног пара.

На основу прорачунате вредности за z_1 усваја се ближа вредност која се заокружује на цео број. У пракси се z_1 креће се у границама од 1 до 6. У зависности од преносног односа избор броја зубаца (завојница) пужа може се извршити и према експерименталним подацима приказаним у табели 3.4 [30].

Табела 3.4. Препоручене вредности бројева зубаца пужа z_1

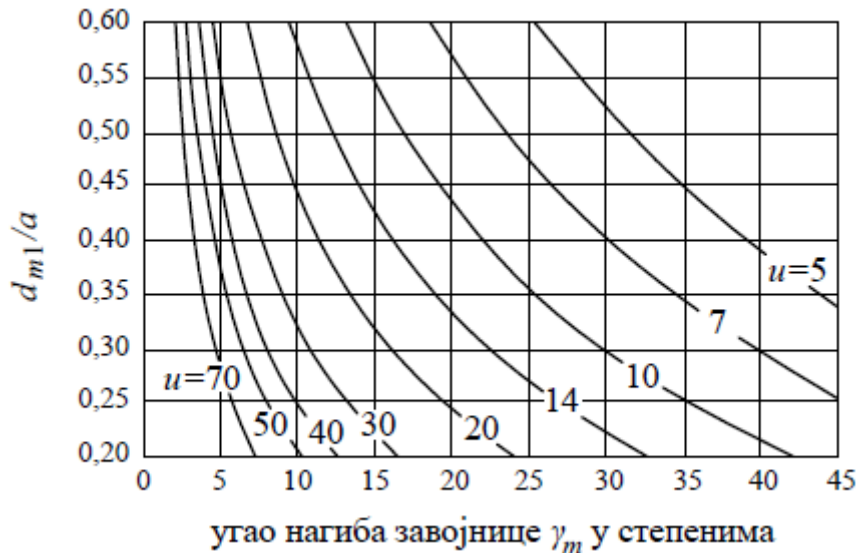
Преносни однос, u	$u \leq 5$	$5 < u \leq 10$	$10 < u \leq 15$	$15 < u \leq 30$	$u > 30$
Број зубаца, z_1	6	4	3	2	1

При већим преносним односима већи је број оптерећења у јединици времена па је према томе краћи век трајања и мања носивост пужних парова. На основу тога, код брзоходних пужних преносника бирају се веће вредности за z_1 , док се код преносника који раде под високим оптерећењем (преносници са великим обртним моментом) бирају мање вредности z_1 .

Пречник средњег цилиндра пужа одређује се приближно на основу односа:

$$d_{m1}/a = 0,1 \div 0,6 \quad (3.18)$$

Овај однос се може одредити и помоћу дијаграма приказаног на слици 3.15 у зависности од кинематског преносног односа u и угла нагиба завојнице пужа γ_m .



Слика 3.15. Дијаграм за одређивање односа d_{m1}/a код пужних преносника [30]

Број зубаца пужног зупчаника z_2 одређује се према изразу:

$$z_2 = u \cdot z_1 \quad (3.19)$$

Број зубаца пужног зупчаника z_2 утиче на носивост и на миран рад пужног пара. Што је већи број зубаца у захвату то се обезбеђује мирнији рад пужног пара. Пужни преносник ће имати мирнији рад у случају када је $z_2 > 20$. Са друге стране повећањем броја зубаца пужног зупчаника z_2 опада носивост подножја зубаца.

Остале геометријске величине пужног пара одређују се према изразима и препорукама датим у поглављима 3.3.1 и 3.3.2. Након тога врши се провера носивости, односно одговарајућих степена сигурности.

За случај да осно растојање није познато, онда се може приближно одредити према [3]:

$$a \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot T_2}{\sigma_{Hlim}^2}} \quad (3.20)$$

где су:

a - осно растојање, mm,

T_2 - обртни момент на пужном зупчанику, Nm,

K_A - фактор радних услова (табела П1-1) и

σ_{Hlim} - трајна динамичка издржљивост бокова зубаца, N/mm².

На основу прорачунате вредности осног растојања a и усвојеног односа d_{m1}/a (слика 3.14) одређује се пречник средњег цилиндра пужа d_{m1} , а потом модул према изразу:

$$m_x = \frac{d_{m1}}{q} \quad (3.21)$$

где је:

q - пужни број.

На основу прорачунате вредности усваја се прва већа стандардна вредност модула према табели 3.1. Бројеви зубаца пужа z_1 и пужног зупчаника z_2 одређују се једначинама 3.17 и 3.19. Остале геометријске и кинематске величине одређују се на основу израза датих у претходним поглављима.

3.4. Кинематске величине пужног пара

3.4.1. Преносни однос

Преносни однос представља основну кинематску величину зупчастих преносника снаге. Може се дефинисати радни и кинематски преносни однос.

Радни преносни однос i представља однос броја обртаја погонског елемента n_1 (најчешће је то пуж) и броја обртаја на гоњеном елементу n_2 (најчешће пужни зупчаник), односно:

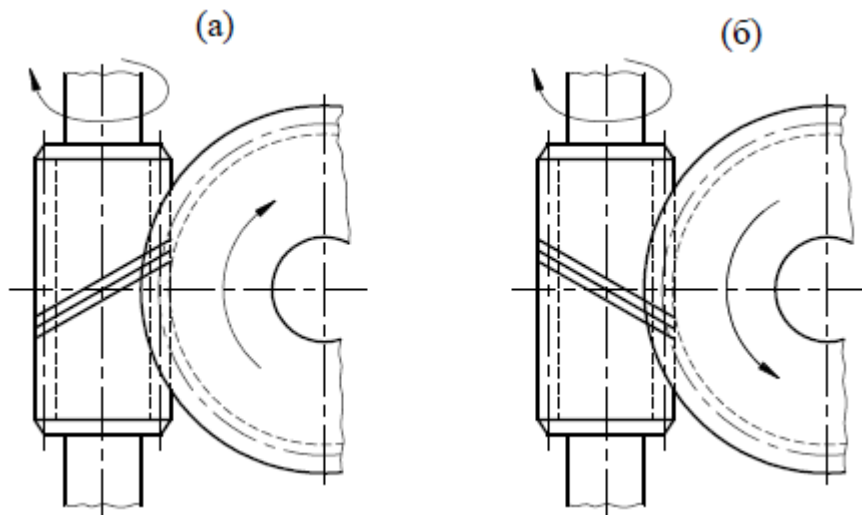
$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.22)$$

Кинематски преносни однос u одређује као однос бројева зубаца пужног зупчаника z_2 и броја зубаца пужа z_1 , без обзира који је елемент погонски, а који гоњени, односно:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.23)$$

У случају када пужни преносник ради као редуктор односно, када је пуж погонски, а пужни зупчаник гоњени елемент радни преносни однос једнак је кинематском $i = u$. Код мултипликатора пужни зупчаник је погонски елемент (што је ређи случај), тако да је $i = 1/u$.

Смер обртања пужног зупчаника зависи од смера завојнице пужа. Разликују се пужеви са десном и левом завојницом (слика 3.16). Пуж са десном завојницом се најчешће примењује, док се пуж са левом завојницом примењује у случају када је потребно променити смер обртања или смер аксијалне силе. Смер обртања се може променити и променом смера угаоне брзине пужа, као и постављањем пужа са супротне стране пужног зупчаника.



Слика 3.16. Смерови обртања пужног зупчаника: а) пуж са десном завојницом, б) пуж са левом завојницом [30]

3.4.2. Брзине на пужном пару

Обимне брзине пужа и пужног зупчаника за случај непомерених профила одређују се према изразима:

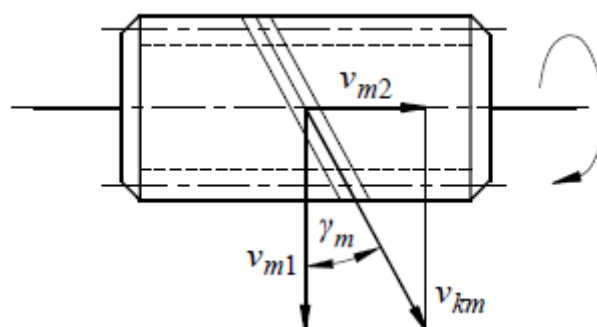
$$v_{m1} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60} \quad (3.24)$$

$$v_{m2} = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n_2}{60} \quad (3.25)$$

Аксијална брзина пужа не зависи од пречника пужа и одређује се према:

$$v_{x1} = p_z \cdot \frac{n_1}{60} = \pi \cdot m_x \cdot z_1 \cdot \frac{n_1}{60} \quad (3.26)$$

На основу троугла брзина (слика 3.17), услова спрезања и чињенице да се осе пужа и пужног зупчаника мимоилазе под углом од 90° , долази се до закључка да је аксијална брзина пужа једнака обимној брзини пужног зупчаника, односно: $v_{x1} = v_{m2}$.



Слика 3.17. Брзине на пужном пару

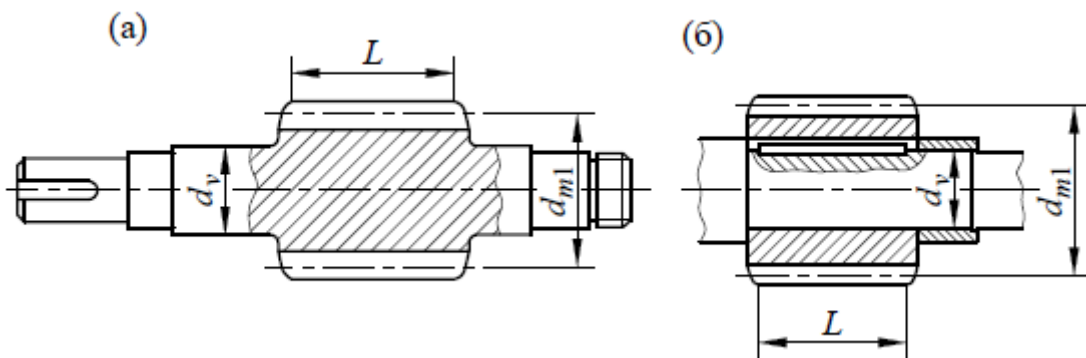
Између обимне брзине пужа v_{m1} , обимне брзине пужног зупчаника v_{m2} и брзине клизања v_{km} постоји зависност:

$$v_{km} = \sqrt{v_{m1}^2 + v_{m2}^2} = \frac{v_{m1}}{\cos \gamma_m} = \frac{v_{m2}}{\sin \gamma_m} \quad (3.27)$$

Брзина клизања не сме да пређе дозвољену вредност која зависи од тачности израде, тачности монтаже, врсте материјала, величине оптерећења и др.

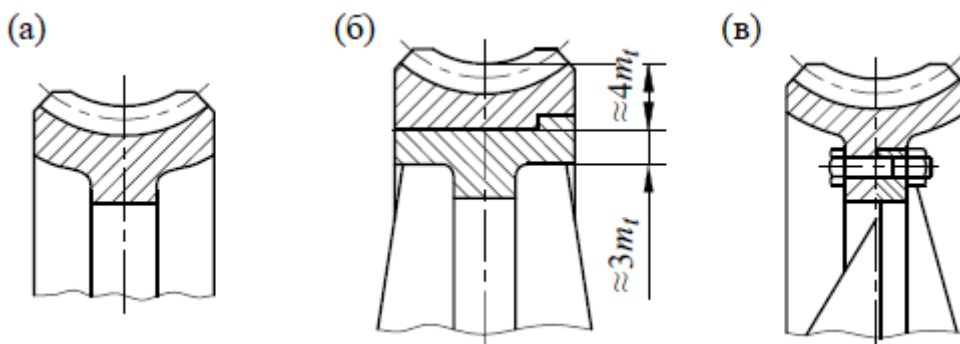
3.5. Конструкционо извођење пужних преносника

Конструкционо извођење пужних парова првенствено зависи од њихових димензија тачније, од величине пречника пужа и пужног зупчаника. Пуж се обично израђује изједна са вратилом (слика 3.18а). Уколико је пуж већег пречника може бити израђен посебно па се онда повезује са вратилом. Та веза се најчешће остварује клиновима (слика 3.18б).



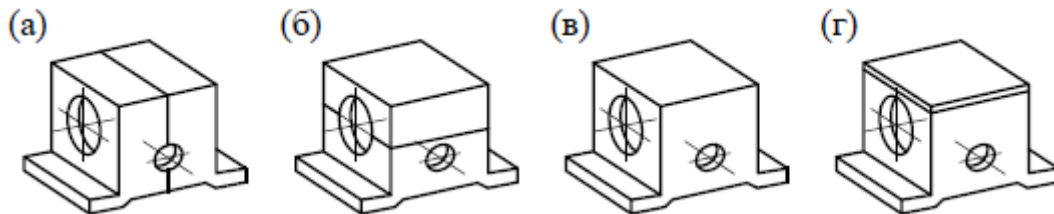
Слика 3.18. Конструкционо извођење пужа: а) изједна са вратилом и б) веза са вратилом путем клина [4]

Пужни зупчаници у зависности од пречника се израђују као једноделни из плоче или као дводелни када се венац израђује посебно и везује са телом зупчаника пресовањем, помоћу завртњева, заваривањем итд. (слика 3.19). Овакав начин израде омогућава да се за тело пужног зупчаника употребе јефтинији материјали, на пример сиви лив и сл.



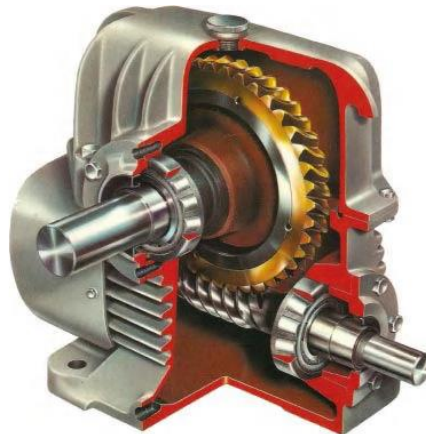
Слика 3.19. Конструкционо извођење пужних зупчаника: а) једноделни-израда ливењем, б) дводелни-веза пресовањем и в) дводелни-веза завртњем [3,4]

Код пужних преносника већих димензије кућишта се израђују као дводелна, док се код мањих димензија израђују као једноделна. Код дводелних кућишта, раван пресека може проћи попречно на осу пужа (слика 3.20а) или аксијално, односно дуж осе пужа (слика 3.20б). Једноделна кућишта могу бити израђена са великим бочним отвором за склоп зупчаника (слика 3.20в) или са поклопцем на врху кућишта (слика 3.20г). Предности једноделних кућишта су већа крутост и нижи трошкови израде, док су недостаци захтевнија монтажа и отежано одржавање.



Слика 3.20. Облици кућишта пужног преносника: (а, б) дводелно кућиште, (в, г) једноделно кућиште

За појединачну и малосеријску производњу, кућишта се израђују заваривањем, од нискоугљеничних челика, док се у масовној производњи израђују ливењем од сивог лива, нодуларног лива или ливеног гвожђа, као и од легура алуминијума. У ливеним кућиштима ребра за хлађење су обавезна (слика 3.21), док су у завареним кућиштима ребра за укрућење обавезна.



Слика 3.21. Једноступени пужни преносник са ливеним кућиштем [30]

Кућишта морају бити опремљена показивачем нивоа уља, затварачем за пуњење уља, затварачем за испуштање уља, отвором са затварачем, центрирајућим иглама итд. Осим тога, високо оптерећени пужни преносници морају имати уграђен вентилатор на крају вратила пужа. Додатним струјањем ваздуха повећава се коефицијент преноса топлоте чиме се омогућава боље одвођење топлоте у спољашњу околину.

3.6. Материјали за израду пужних парова

Од материјала за израду пужа и пужног зупчаника захтева се висока вредност динамичке издржљивости, велика отпорност на хабање и питинг, добри услови клизања, мање загревање и висок степен искоришћења пужног пара.

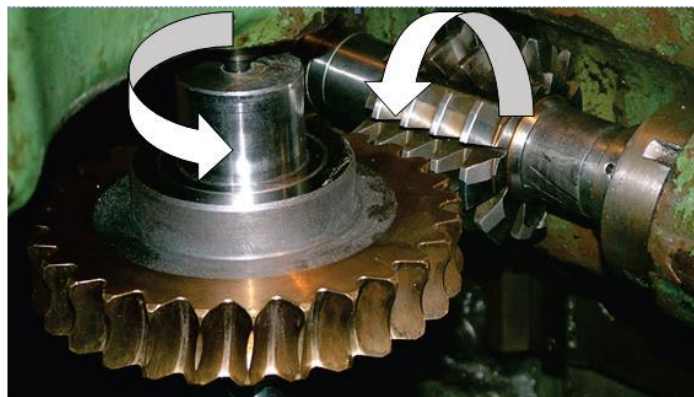
Како пуж има много већи број обртаја од пужног зупчаника за његову израду се бира материјал веће тврдоће како не би дошло до брзог хабања. За израду пужева се углавном користе каљени челици за побољшање или цементацију што зависи од режима рада пужног преносника. Тако се у случају спороходних пужева и мањих оптерећења за израду бирају челици за побољшање, док се за преноснике већих снага употребљавају цементирани или пламенокаљени пужеви који су брушени и полирани са тврдоћом која се креће између 59 и 65 HRC.

За израду пужних зупчаника углавном се употребљавају калајна и алуминијумска бронза и месинг. У случају мањих обимних брзина и ниских оптерећења користе се перлитни сиви лив и нодуларни лив. Поред тога за израду се користе и легуре цинка, легуре магнезијума и пластичне масе [33].

Приликом избора треба одабрати такву комбинацију материјала пужа и пужног зупчаника која ће одговорити сложеним захтевима спрезања. Најбоље триболошке карактеристике се постижу када је пуж израђен од каљеног (цементираног, побољшаног) челика са брушеним зубима и пужни зупчаник од центрифугално ливене калајне бронзе са додатком никла.

3.7. Поступци израде пужних зупчаника

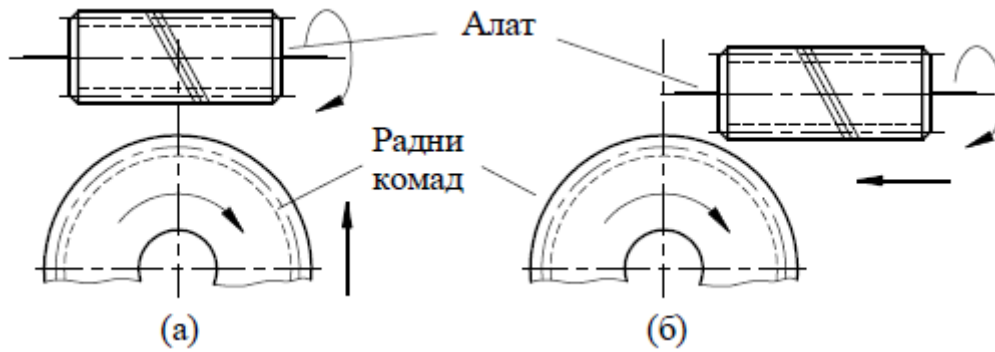
Израда пужних зупчаника се углавном заснива на принципу релативног котрљања. У том случају алат и обрадак врше обртно кретање као пуж и одговарајући пужни зупчаник током спрезања (слика 3.22). Обрада се врши на глодалицама коришћењем одвалног глодала (пужно глодало) одређеног модула, пречника и угла нагиба завојнице пужа. Поред тога што врши обртно кретање глодало се може кретати и у правцу уздужне осе пужног зупчаника. Резне ивице пужног глодала врше резање профила зубаца пужног зупчаника описујући тако једну површину која представља завојну обвојницу глодала а која има тачан облик пужа.



Слика 3.22. Израда пужних зупчаника поступком релативног котрљања [34]

Предност одвалног глодала огледа се у могућности израде пужних зупчаника великих ширина, док је недостатак потреба за већим простором за излаз алата из зоне резања у смеру уздужне осе озубљења.

Разликују се два поступка израде пужних зупчаника одвалним глодалем и то: радијални и тангенцијални (слика 3.23).



Слика 3.23. Поступци израде пужних зупчаника: а) радијални, б) тангенцијални [30]

Код радијалног поступка израде пужних зупчаника алат врши обртно кретање и поставља се на средину радног комада. Радни комад врши обртно и радијално кретање према алату до пуне дубине захвата (слика 3.23а). Овај поступак израде је погодан за случај када се угао нагиба завојнице пужа креће у интервалу $\gamma_m = 8^\circ \div 12^\circ$ у супротном долази до нежељеног подрезивања. Код тангенцијалне методе израде алат врши обртно кретање као и аксијално померање дуж осе и поставља се са стране радног комада, док радни комад врши само обртно кретање (слика 3.23б).

Након претходне обраде глодањем врши се завршна обрада бријањем како би се постигла већа тачност израде и већи квалитет бочних површина зубаца зупчаника. За завршну обраду користи се алат облика пужа који је истих димензија као и алат за претходну обраду. Алат поседује додаток за завршну обраду од само неколико десетих делова милиметра. Током завршне обраде бријањем са бочних површина зубаца се могу уклонити веома танки слојеви материјала реда величине око 0,1 mm [35].

4. ТЕОРИЈСКА ИСТРАЖИВАЊА ТРИБОЛОШКИХ ПРОЦЕСА ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ

Триболошки процеси су најчешћи узрочници промена у карактеристикама механичких система током рада и изазивачи оштећења њихових елемената. Резултати истраживања застоја и кварова због оштећења машина, уређаја и њихових делова потврђују да су оштећења услед триболошких процеса доминантна и да је цена триболошких губитака изузетно висока. Због тога је неопходно да се примене триболошка сазнања при конструисању и експлоатацији машина, посебно када се имају у виду данашњи захтеви за економичнијим коришћењем материјала, рационалнијим трошењем енергије, смањењем трошкова одржавања, као и за повећањем поузданости.

4.1. Трење зупчастих преносника

Трење као природна физичка појава представља механички отпор који настаје на површини додира два тела тако да се једно тело креће или тежи да се релативно креће по површини другог. Овако дефинисан отпор кретању назива се спољашње трење за разлику од трења при релативном кретању честица унутар чврстих материја, течности и гасова које се означава као унутрашње трење [36].

У зависности од врсте кретања и облика тела, разликује се трење клизања, трење котрљања и комбиновано трење.

Трење клизања је кинетичко трење које се јавља између тела чије се брзине у равни додира разликују и по интезитету и по смеру. Трење котрљања је идеалан случај кинетичког трења између линијског или тачкастог додира два тела, чије су брзине у зони контакта исте по интезитету и смеру, али минимално једно тело има обртно кретање са тренутном осом у равни додира. Комбиновано трење је трење котрљања, где се у исто време јавља и трење клизања. Тачке оба тела, које се додирују у току кретања, одређују различиту дужину додирног лука [37].

Трење као отпор који се јавља између површина два тела које су у међусобном релативним кретању прати и рад зупчастих преносника. Трење које се јавља при раду зупчаника је у принципу збир трења клизања и трења котрљања. Бокови зубаца клизају један по другом тако да се јавља трење клизања, а када се бокови зубаца додирују у централној тачки нема клизања већ настаје котрљање. Како се правци и интезитети брзине клизања и брзине котрљања мењају у периоду спрезања, односно у интервалу времена од уласка зубца у спрегу до његовог изласка из спреге, логично је да се и трење мења у том истом интервалу [38].

Поред трења између спрегнутух бокова зубаца зупчаника трење се јавља и у лежајевима, заптивкама, између мазива и зупчаника итд. Последице трења зупчастих преносника су хабања и оштећење елемената преносника, загревање, губици енергије, појаве буке и вибрација, скраћење радног века преносника итд.

4.1.1. Врсте трења

Услед релативног кретања додирних површина једне у односу на другу под дејством спољашњег оптерећења јавља се сила трења F_μ као отпор овом померању. Сила отпора трења између два спрегнута елемента зависи од више фактора, а пре свега од нормалног оптерећења на додирној површини и врсте материјала спрегнутих елемената. Упрошћено се може одредити према следећем изразу:

$$F_\mu = \mu \cdot F_N \quad (4.1)$$

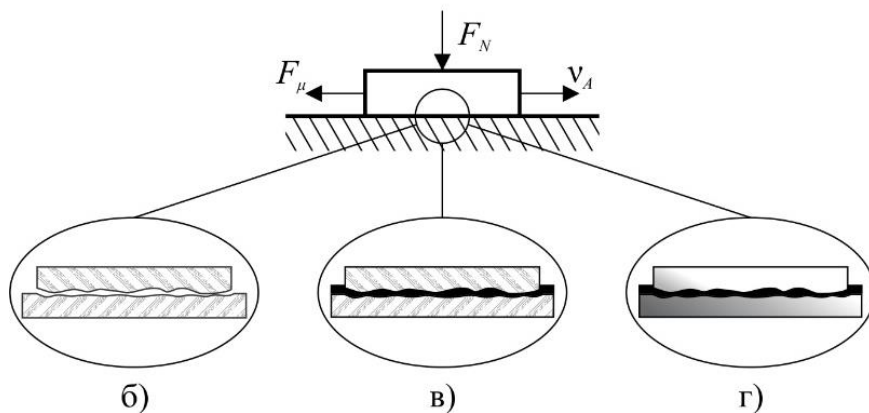
где су:

F_μ - сила трења, N,

μ - коефицијент трења и

F_N - нормална сила, N.

Стање између спрегнутих елемената најбоље се може оценити на основу вредности коефицијента трења. Коефицијент трења не зависи од величине додирне површине, већ од карактеристика материјала додирних површина, њихове храпавости, као и од тога да ли између њих постоји средство за подмазивање и да ли га има у довољним количинама. Према томе, у зависности од претходно поменутих фактора могу се јавити три врсте трења и то: суво трење, полутечно (полусуво) и течно трење (слика 4.1) [39].



Слика 4.1. Шематски приказ додирних површина у условима:
а) сувог, б) полутечног и в) течног трења

Уколико површине нису подмазане онда се клизање обавља у условима непосредног додира сувих металних површина, односно јавља се суво трење (слика 4.1а). Пошто површине нису идеално равне, додир се остварује по врховима неравнина, а због смицања које се јавља на местима додира, развија се топлота која доводи до стварања тзв. микро-заварених спојева. Сила трења је пропорционална сили раздвајања тих микро-заварених спојева, односно сили смицања додирних површина. Коефицијент трења код додира потпуно сувих површина креће се у врло високим границама ($0,1 \div 1$) што зависи од врсте материјала контактних елемената [39].

За случај када се мазиво налази у удубљењима неравнина док се додир површина остварује мање или више по њиховим неравнинама јавља се полутечно (полусуво) трење (слика 4.1б). Пошто је, због постојања мазива, хлађење додирних

површина повољније штетне последице су мање изражене, а коефицијент трења је мањи него код сувог трења и креће се у границама од $0,01 \div 0,1$ [39].

Најбоља заштита додирних површина од хабања и осетно смањење отпора трења постиже се потпуним раздвајањем додирних површина слојем мазива (слика 4.1в). У том случају оптерећење се преноси с једне површине на другу преко филма мазива, при чему долази до знатног смањења коефицијента трења чије су вредности могу бити ниже од 0,001 [39,40]. Овакав вид трења назива се течно трење коме се тежи приликом подмазивања. За остваривање течног трења дебљина мазивога слоја мора бити већа од укупне висине неравнина додирних површина. Течно трење се може остварити и са мањом дебљином мазивога слоја уколико додирне површине имају мању храпавост.

4.2. Хабање зупчастих преносника

Као негативна последица појаве трења између спрегнутих бокова зубаца зупчаника јавља се хабање површина у контакту. Под хабањем се подразумева непожељно и прогресивно одстрањење материјала са површина елемената и делова машина у међусобном деловању и релативном кретању. Хабање може бити умерено, које се карактерише постепеним и незнатним губитком материјала и интезивно, када долази до брзог односно интезивног губитка материјала које је најчешће праћено повећањем храпавости површина спрегнутих бокова зубаца зупчаника [36].

4.2.1. Најчешће врсте хабања зубаца зупчаника

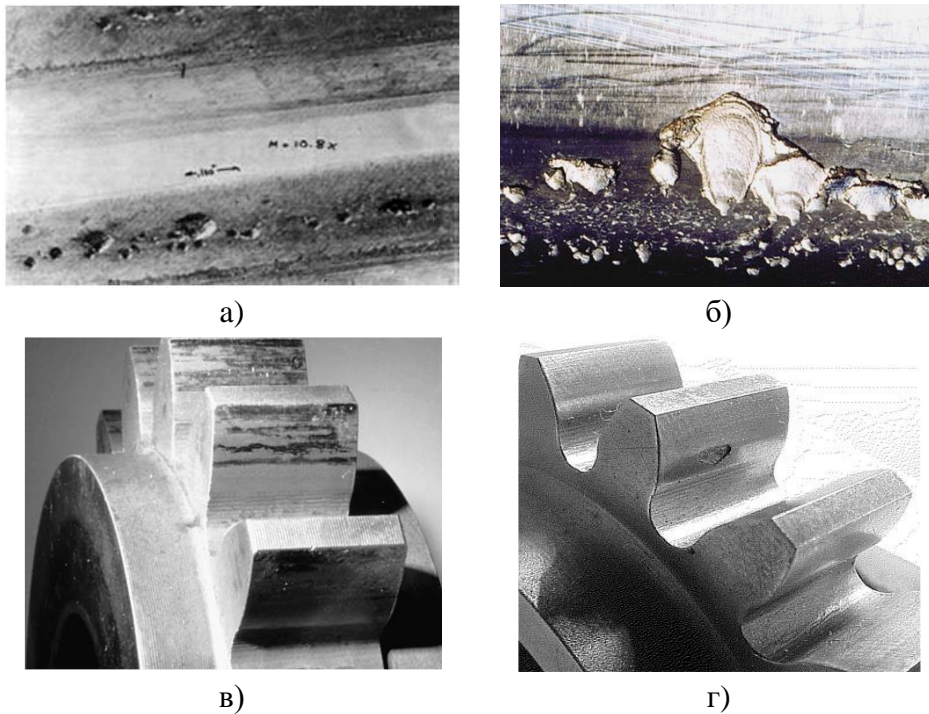
Поуздан рад машина у многоне зависи од исправног рада зупчастих преносника који представљају њихов витални део. Преко 60% укупних отказа зупчастих преносника снаге је последица оштећења зубаца зупчаника. С обзиром на то да зупчасти преносници представљају витални део машина то се од њих захтева поуздан рад како не би дошло до појаве неисправности и отказа.

Код зупчастих преносника делови су оптерећени великим додирним притисцима па се јавља велико трење, хабање, загревање и после дуготрајног замора лом зубаца зупчаника. Израда зупчаника је веома сложена и скупа. Да би се избегле хаварије зубаца треба их тако пројектовати да се оствари једновремени контакт и пренос снаге са више зубаца.

У зависности од радних услова и оптерећења могу се јавити различити облици хабања зубаца зупчаника. Номенклатура врсте хабања и оштећења зубаца зупчаника пружа могућност за идентификацију бројних могућих врста хабања које се могу појавити при експерименталним испитивањима или у експлоатацији. Према ISO 10825 стандарду [41] разликују се више од 20 типова оштећења зубаца спрегнутих зупчаника који се могу појавити током експлоатације где спадају: површинска оштећења, трајне деформације, заривавање, заморна површинска оштећења (питинг), прслине и лом зубаца зупчаника. Такође, анализа бројних литературних извора [42-55] показује да се у нормалним условима експлоатације углавном јављају одређене врсте хабања. Најчешћа врста хабања која се јавља код зупчастих преносника јесте питинг, док се остале врсте хабања и оштећења јављају ређе и под одређеним условима.

Питинг је специфично заморно оштећење површинског слоја као последица цикличног променљивог контактнoг оптерећења. Препознатљив је по заобљеним јамицама са тамним дном, без металног сјаја, које су настале одвајањем материјала са површине зубаца зупчаника. Обично се јамице појављују испод бочне линије зупца. У зависности од начина настајања, развоја, облика и утицаја на век трајања и поузданост зупчастих преносника разликују се иницијални, прогресивни питинг, микро питинг и љуспасти питинг [38,42-44].

Иницијални питинг се јавља у периоду уходавања, најчешће код зупчаника од мекших материјала и термички необрађених. Испољава се у облику појаве малог броја јамица на додирници или испод ње (слика 4.2а). Узрок настајања иницијалног питинга је концентрација напрезања на местима изразитијих површинских неравнина. Број јамица расте све дотле док се врхови изразитих неравнина не одстрaне, локална преоптерећења активних површина не смање, а стварна површина додирa постане довољно велика да може пренети оптерећење без оштећења. Порастом стварне површине додирa долази до равномерније расподеле оптерећења и до престанка појаве нових јамица. Настанак иницијалног питинга није могуће увек спречити, али се зато може знатно смањити корекцијом спрезања и тачнијом израдом зупчаника.



Слика 4.2. Заморно хабање зубаца зупчаника: а) иницијални питинг, б) прогресивни питинг, в) микропитинг и г) љуспасти питинг [45-47]

Прогресивни питинг је узрокован замором материјала и иницијацијом микропукотина на површини или испод ње. Растом и евентуалним спајањем пукотина те њиховим избијањем на површину долази до одвајања и откидања мањих или већих комадића материјала након чега на тим местима остају јамице различитих облика и дубина (слика 4.2б). Број јамица непрекидно расте при истовременом повећању неких од њих, услед чега се непрекидно смањује стварна површина додирa. Смањивањем контактне површине, расту контактни напони који по достизању критичних вредности изазивају пластичне деформације или интезивно хабање

Микропитинг се манифестује кроз појаву великог броја микро пукотина и микро јамица на површинама које су последица недовољне дебљине уљног филма у односу на оптерећење. Приликом спрезања зубаца зупчаника врхови неравнина се делом пластично деформишу, а делом откидају што изазива оштећење површинског слоја материјала зубаца који поприма мат-сиви или "смрзнути" изглед (слика 4.2в). Овај вид оштећења сам по себи није критичан те се правилним подмазивањем може предупредити даље ширење претходно насталих пукотина чиме се спречава настајање озбиљнијих оштећења.

Код зупчаника од мекших материјала или бронзе (пужни зупчаници), ређе код зупчаника од тврдих челика јавља се једна карактеристична врста хабања позната под називом **љуспаста питинг**. Овај вид оштећења настаје одвајањем танких љускица материјала на ширем подручју бока зупца чиме се стварају плитке шупљине троугластог облика (слика 4.2г).

При раду зупчастих преносника, нарочито при високим оптерећењима, долази до пораста радне температуре што до може довести до прегревања и разарања мазивог слоја између спрегнутих бокова зубаца зупчаника. Као последица разарања слоја мазива могу настати различите врсте хабања од којих је најкарактеристичнија, а истовремено и најопаснија **скоринг** (слика 4.3).



Слика 4.3. Скоринг на боковима зубаца [46]

Скоринг је веома брзо одвођење метала са активних површина зубаца и карактерише се знатним оштећењима зубаца у облику пруга, бразда, кидања материјала, итд. орјентисаних у правцу клизања. У почетном стадијуму скоринг има форму мањих рисева који прелазе у огреботине, а у даљем стадијуму у бразде, пруге и кидање метала. Тежак скоринг може да покрије целу радну површину на зупцима и чак заваривање и кидање већих делова површине. Услед овог оштећења зупчаници могу да постану потпуно неупотребљиви.

4.3. Подмазивање зупчастих преносника снаге

4.3.1. Појам и улога мазива

Под појмом мазива се подразумева била која материја (гасовита, течна и чврста) којом се раздвајају, потпуно или делимично, површине тела у међусобном деловању и релативном кретању са основним циљем да се смањи трење и хабање [36]. Поред смањења трења и хабања, мазива имају и низ других веома важних функција као што

су: хлађење додирних површина, преношење кретања и снаге (код хидрауличких система и аутоматских преносника снаге), амортизација ударних и вибрационих оптерећења, заштита од нечистоћа и корозије и друго. Између осталог, како би ефекат подмазивања био потпун, мазива морају да поседују добру способност пријањања уз материјал, довољну вискозност како би се обезбедио уљни филм између контактних површина као и да не нагризају материјале са којима су у контакту. Све потребне функције мазива морају да остваре у различитим конструкцијама, радним условима и условима средине.

Ефикасност мазива зависи од многобројних, међусобно повезаних фактора, који одређују утицај мазива на трење и хабање додирних површина. Они обухватају својства мазива и промене које настају у својствима током експлоатације, својства контактних површина, карактер међусобног деловања компонената мазива и материјала површина, брзину, оптерећење, температуру и друге параметре режима рада.

Триболошке карактеристике мазива представљају параметри који директно карактеришу способност вршења основне триболошке функције тј. смањење трења и заштита површина од хабања. Ову функцију мазиво остварује у различитим режимима подмазивања, који обезбеђују заштитни слој различите дебљине. Уколико дође до разарања овог слоја долази до наглог раста коефицијента трења, процеса настајања и развоја оштећења клизних површина изазваних адхезијом и преношењем материјала, што за последицу има онемогућавање релативног кретања (зарибавање). Да би се ово спречило неопходно је да слој мазива има одговарајућу моћ ношења спољашњег притиска, нарочито екстремно високих притисака [36].

4.3.2. Врсте мазива

Данас се за подмазивање механичких система и њихових елемената користе мазива различитих карактеристика, што зависи од задатака које она требају да испуне у одређеним конструкцијама при различитим условима рада и условима околине. Адекватан избор мазива и поступка подмазивања доприноси повећању радног века механичког система, смањује трошкове његовог рада и одржавања.

Постоји више критеријума на основу којих се може извршити подела мазива. Углавном се мазива могу поделити према функцији, агрегатном стању, саставу и/или пореклу и намени.

Према функцији разликују се две основне групе мазива и то: конструкциона и техничка мазива. Конструкциона мазива се посматрају као елемент конструкције машина чији се избор врши приликом пројектовања машина или уређаја истовремено са избором осталих материјала и других параметара делова изложених трењу и хабању. Технолошка мазива се примењују при обради метала резањем и деформисањем са циљем подмазивања и хлађења алата и материјала који се обрађује. Избор ових мазива се врши приликом дефинисања самог технолошког процеса [36].

Према агрегатном стању мазива се дела на: гасовита, течна, полутечна и чврста мазива. Сва претходно поменута мазива могу бити различита по свом пореклу и саставу.

Течна мазива представљају највише и најшире коришћену групу мазива и чине преко 90% свих мазива у употреби. Називају се уљима за подмазивање с обзиром да су

она најзаступљенија од свих течности које ова мазива обухватају. Производе се од основног или базног уља и различитих додатака (адитива).

У зависности од порекла и начина добијања, данас се користе три врсте базних уља и то [36,37]:

- минерална базна уља,
- синтетичка базна уља и течности и
- базна уља биљног порекла.

Минерална базна уља добијају се сложеним процесима прераде нафте односно нафтних деривата и чине преко 85% свих течних мазива. Састоје се од различитих парафинских и нафтенских угљоводоника са мањим уделом аромата, тако да се разликују две врсте базног уља: парафинско и нафтенско.

Синтетичка базна уља и течности се производе хемијском реакцијом од различитих органских материја, често и продуката добијених из нафте, природног гаса, као и из биљака. Њихова структура је строго контролисана и може да се мења у зависности од жељених својстава. Могућности за производњу синтетичких течних мазива су многобројне, па је то разлог што постоји велики број врста различите структуре и карактеристика. У литератури се као најважније врсте синтетичких мазива наводе: синтетички угљоводоници, органски естри, фосфатни естри, полигликоли и остала синтетичка течна мазива.

Биљна базна уља се добијају из различитих врста биљака. Основне и најважније врсте биљних уља која се данас користе у производњи течних мазива добијају се из плодова уљене репице, соје и сунцокрета. Ова уља омогућавају производњу течних мазива која су компатибилна са еколошким захтевима уз истовремено задовољење техничких услова за одређене намене. Основне предности које опредељују употребу биљних уља као мазива су нетоксичност, биоразградивост, обновљива сировина, добра мазивост и висок индекс вискозности. Недостаци су лоша оксидациона стабилност, неповољне нискотемпературне карактеристике, лоша хидролитичка стабилност, као и висока цена која је 1,5 до 2 пута већа од минералних уља.

Полутечна мазива обухватају већи број врста мазива у полутечном стању, међу којима се посебно по бројности и разноврсности употребе издвајају техничке масти за подмазивање. Остале врсте полутечних мазива као што су битуменска мазива, парафини и вазелини се ређе примењују.

Техничке масти имају мању способност хлађења, повећане отпоре при струјању, односе честице из зоне подмазивања, осетљиве су на велике температурске промене у раду и при складиштењу што представља њихов недостатак у поређењу са течним мазивима. Предност техничких масти огледа се са становишта извршења функције које се постављају мазивима и то у случају када се захтева стално присуство мазива на месту подмазивања, када се због конструкционог решења не може користити течна мазиво и када се поред подмазивања захтева одговарајуће заптивање и спречавање продирања нечистоћа из околине. Техничке масти се производе од минералних или синтетичких базних уља, згушћивача са или без адитива. Уобичајено је да се стандардна техничка маст састоји од 4 до 20% згушћивача, 75 до 90% уља за подмазивање и до 5% адитива [36,37].

Велики број техничких масти производи се са минералним уљима (чак до 90% индустријских масти). При изузетно ниским и високим температурама или за рад у широком температурском интервалу као уљна компонента у мазивима користе се

синтетичка мазива. Згушћивачи могу бити сапунске и несапунске основе. Као сапунски згушћивачи у употреби су сапуни калцијума, литијума, алуминијума и баријума. Од несапунских масти користе се бентонитна и маст на бази силикогела као угушћивача.

Чврста мазива подразумевају материје у чврстом стању које се наносе на површине делова у виду превлака или се додају течним и полутечним мазивима са циљем смањења трења и хабања додирних површина. Поред тога, од њих се могу израђивати и делови који су изложени трењу и хабању. Предности чврстих мазива у односу на течна и полутечна мазива огледају се у могућности њихове примене у посебним условима подмазивања. То се пре свега односи на услове високог вакума, радиоактивног зрачења, делове изложених високим температурама, присуству агресивних материја и др.

Постоји велики број чврстих материја које могу да преузму улогу мазива од којих се најчешће употребљавају: материје ламеларне структуре (графит и молибдендисулфид), меки материјали (калај, олово, сребро, злато, индијум и др), полимерни материјали (полиацетати, политетрафлуоретилен, и др.) и керамички материјали (Al_2O_3 , ZrO_2 , WC, SiC и др.) [36,56].

4.3.3. Основна физичка и хемијска својства мазива

Мазива морају да поседују тачно дефинисана физичка и хемијска својстава и одговарајуће перформансе како би задовољила захтеве одређених услова подмазивања као и извршење осталих задатака.

У основне физичке особине мазива које се разматрају при њиховом избору спадају: вискозност, индекс вискозности, густина, температура паљења, температура течења, специфични топлотни капацитет, топлотна проводљивост, стишљивост, растворљивост и издвајање гасова, стварање пене, конзистенција и пенетрација масти, тачка капања, издвајање уља из масти, боја и друге. Најважније хемијске карактеристике су оксидациона и термичка стабилност, корозивност, неутрализациони број, садржај пепела, коксни остатак, садржај воде, киселински број, базни број, спецификациони број и др. [36,37].

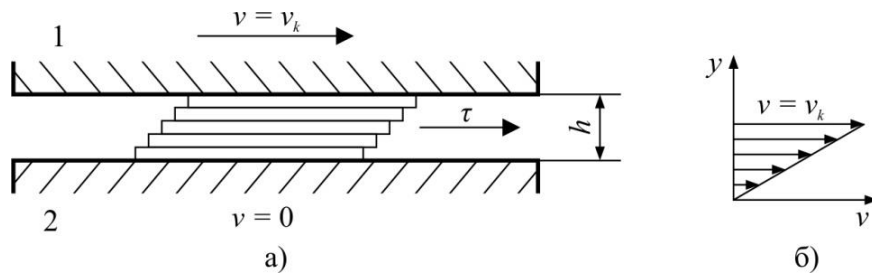
У даљем тексту ће бити речи о вискозности мазива као једне од његових најважнијих физичких својстава која има веома важну улогу приликом избора одговарајућег мазива.

4.3.3.1. Вискозност мазива

Вискозност представља основно физичко својство уља за подмазивање и означава величину отпора или трења које се јавља у течности при њеном кретању. Вискозност је променљива величина која зависи од међумолекуларних сила у самом уљу као и од промене температуре и притиска.

Код хидродинамичког подмазивања слој уља изложен трењу може се посматрати као слој састављен од танких листића који клизе један преко другог при кретању тела 1 по непомичној површини тела 2 (слика 4.4а). Између слоја мазива јавља се напрезање на смицање. Вредност напона смицања зависи од врсте мазива и разлике

брзине слојева. За већи пад брзине тангенцијални напони смицања су већи и обрнуто. Брзина граничног слоја уља на телу које мирује је једнака нули а на телу које се креће једнака је брзини кретања тела $v = v_k$ (слика 4.4б). Промена брзине слојева уља између покретне и непокретне површине је линеарна.



Слика 4.4. Померање слојева мазива и промена брзине у уљном филму

Према Њутновом закону тангенцијални напон смицања и градијент брзине су пропорционални, односно:

$$\tau = \eta_M \frac{dv}{dy} \tag{4.2}$$

где су:

τ - напон смицања у мазиву, Ра,

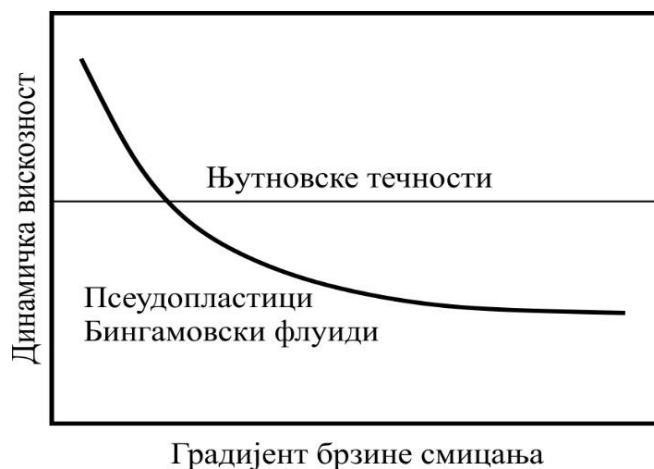
η_M - динамичка вискозност, Ра · s и

dv/dy - градијент брзине смицања управан на правац струјања мазива.

На основу претходног израза добија се динамичка вискозност која представља однос напона смицања и градијента брзине смицања, односно:

$$\eta_M = \frac{\tau}{dv/dy} \tag{4.3}$$

Течности код којих важи израз 4.2 тј. за које је карактеристично да је зависност напона смицања и градијента брзине смицања линеарна, називају се Њутновске течности (слика 4.5).



Слика 4.5. Зависност динамичке вискозности од градијента брзине смицања [36]

Динамичка вискозност уља за подмазивање која су изложена ниским температурама и великим брзинама смицања, значајно зависи од градијента брзине смицања, тако да у тим условима она показују својства нењутновских флуида односно понашају се као псеудопластици. Својства нењутновских флуида показују и техничке масти које спадају у тзв. бингамовске флуиде.

Поред динамичке вискозности као карактеристика мазива се често користи кинематска вискозност која представља отпор струјању течности под утицајем гравитације. Одређује се као количник динамичке вискозности и густине уља на радној температури, односно:

$$\nu = \frac{\eta_M}{\rho_M} \quad (4.4)$$

где су:

ν - кинематска вискозност уља, mm^2/s ,

η_M - динамичка вискозност уља, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ и

ρ_M - густина уља на радној температури, kg/m^3 .

Вискозност мазива пресудно утиче на способност раздвајања контактних површина. То је нарочито изражено у условима хидродинамичког подмазивања, где се директно одражава на остварену дебљину слоја мазива, пораста температуре и губитака услед трења. Поред тога, вискозност није константна величина већ се мења са променом температуре и притиска.

Са порастом температуре опада величина вискозности течних мазива док са порастом притиска расте, зато се при дефинисању величине вискозности течног мазива мора навести и температура при којој се врши одређивање. Најчешће се вискозност исказује на температурама од 40°C и 100°C .

Промена вискозности мазива са променом температуре и притиска је веома значајна и мора се узети у обзир при разматрању процеса подмазивања зупчастих парова, котрљајних лежајева, као и многих других елемената са концентрисаним оптерећењем. Такође, са становишта избора, веома је важно имати у виду да са падом вискозитета опада смицајна отпорност мазива.

4.3.4. Класификација мазива

4.3.4.1. Општа подела мазива

Као што је познато мазива се најчешће декларишу према намени. Ова подела везана је за елементе и системе за које се одређена мазива користе у процесу подмазивања. Мазива подељена према намени углавном носе називе који одговарају називима машина и уређаја за чије се делове и механизме користе у процесу подмазивања или називе процеса при којима се користе мазива.

Међународна организација за стандардизацију ISO извршила је поделу свих мазива на 18 фамилија при чему је свака од њих обележена одређеним словом (табела 4.1). У свакој фамилији постоји више категорија односно производа различитих карактеристика који су дефинисани одговарајућим ISO стандардом.

Табела 4.1. Класификација мазива према ISO 6743-99/03 [57]

Словна ознака фамилије мазива	Област примене мазива
A	Проточно подмазивање
B	Одвајање калупа
C	Зупчасти преносници
D	Компресори
E	Мотори СУС
F	Циркулациони системи
G	Вођице, клизне стазе
H	Хидраулички системи
M	Механичка обрада метала
N	Трансформатори и електричне инсталације
P	Пнеуматски алати
Q	Пренос топлоте
R	Привремена заштита од корозије
T	Турбине
U	Термичка обрада метала
X	Мазиве масти и сродни производи
Y	Друге области примене мазива
Z	Цилиндри парних машина

У оквиру сваке категорије мазива, у зависности од потреба и услова коришћења, производе се уља са различитом величином вискозности. ISO организација је 1975 године објавила, а 1992 године извршила допуну поделе индустријских уља према вискозности која је приказана у табели 4.2.

У оквиру ове класификације дефинисана је најмања и највећа вредност вискозности за посматрану вискозитетну групу које не одступају више од 10% у односу на номиналну вредност. Величина вискозности се изражава на температури од 40°C која се веома често јавља као радна температура код многих елемената и склопова у индустрији. Дата класификација обухвата широк опсег вискозности неопходан да покрије све захтеве мазива у индустрији.

Када је у питању класификација техничких масти постоје различите поделе које указују на примену или својства масти. Најчешће се подела мазивих масти врши према:

- намени (масти за котрљајне лежаје, масти за пумпе за воду, отворене зупчанике, затворене зупчасте преноснике, масти за ужад, ланце итд.),
- врсти уљне компоненте (масти са минералним уљима и масти са синтетичким уљима),
- дозвољеној температури употребе (високотемпературне, нормалне и нискотемпературне масти) и
- могућности употребе (вишенаменске, нормалне и специјалне).

Табела 4.2. ISO подела течних мазива за индустријску намену према вискозности [36]

Вискозитетна група (VG)	Средња вредност вискозности mm ² /s на 40°C	Границе вискозности mm ² /s на 40°C	
		најмање	највише
VG2	2,2	1,98	2,42
VG3	3,2	2,88	3,54
VG5	4,6	4,14	5,06
VG7	6,8	6,12	7,48
VG10	10	9,0	11,0
VG15	15	13,5	16,5
VG22	22	19,8	24,2
VG32	32	28,8	35,2
VG46	46	41,4	50,6
VG68	68	61,2	74,8
VG100	100	90	110
VG150	150	135	165
VG220	220	198	242
VG320	320	288	352
VG460	460	415	508
VG680	680	612	748
VG1000	1000	900	1100
VG1500	1500	1350	1650
VG2200	2200	1980	2420
VG 3200	3200	2880	3520

Поред наведених класификација, све масти сапунске основе су подељене и према конзистенцији, која се изражава сапунским бројем. Амерички Национални институт за мазиве масти (*National Lubricating Grease Institute, NLGI*) извршио је поделу течних масти према конзистенцији која је приказана у табели 4.3.

Табела 4.3. NLGI подела техничких масти [36]

NLGI број	Пенетрациони број (1/10) mm	Намена
000	447-475	Зупчасти преносници, проточна подмазивања, централни системи
00	400-430	
0	355-385	
1	310-340	Котрљајни и клизни лежаји, осовинице, зглобови, ужад и ланци
2	265-295	
3	220-250	
4	175-205	Клизни лежаји мале брзине
5	130-160	
6	85-115	

Са гледишта конзистенције у табели је означена и основна употреба мазивих масти. Масти мање конзистенције односно већег пенетрационог броја употребљавају се за подмазивање спороходних зупчастих преносника са великом редукацијом. Најчешће се употребљавају масти са NLGI бројем 1, 2 и 3.

4.3.4.2. Мазива за подмазивање зупчастих преносника

Различита конструкциона решења зупчастих преносника снаге, различити услови рада као и њихова широка примена условљају стално побољшање квалитетног нивоа мазива за њихово подмазивање. Развој нових технологија омогућио је производњу одговарајућих базних уља и адитива, а тиме и производњу мазива која ће одговорити датим захтевима подмазивања. То је утицало на формулацију већег броја категорија мазива.

Међународна организација за стандардизацију ISO је дефинисала 11 категорија мазива намењених за подмазивање затворених и отворених зупчастих преносника. Код затворених зупчастих преносника претежно се користе високо рафинисана минерална уља, тзв. редукторска уља, са различитим садржајем адитива и различитом величином вискозности. Избор карактеристика мазива одређују врста зупчаника, оптерећење и радна температура. Подела мазива за затворене зупчасте преноснике према ISO 6743-6 дата је у табели 4.4 [57].

Табела 4.4. Подела мазива за затворене зупчасте преноснике према ISO 6743-6

Ознака категорије	Својства/Намена
ISO-L-CKB	Редукторска уља са добром оксидационом стабилношћу и адитивима против корозије и пењења. Преносници који раде при лаким условима.
ISO-L-CKC	Редукторска уља категорије СКВ са побољшаним ЕР својствима и својствима за спречавање хабања. Преносници који раде при устаљеној и нормалној температури уља и под великим оптерећењем.
ISO-L-CKD	Уља категорије СКС са побољшаном термичком и оксидационом стабилношћу што омогућава коришћење на температурама од 15 до 100°C и притисцима до 500 МПа. Преносници који раде при устаљеној и високој температури уља, и великим оптерећењем.
ISO-L-CKE	Уља категорије СКВ са модификаторима трења. Преносници који раде са великим трењем (пужни преносници).
ISO-L-CKS	Уља категорије СКВ оксидационо стабилна, са погодним својствима трења и против корозије. Преносници који раде при врло ниским, ниским или веома високим устаљеним температурама мазива, а при малим оптерећењима.
ISO-L-CKT	Уља категорије СКС погодна за екстремне температуре (изнад 120°C) и велика оптерећења (преко 500 МПа). Преносници који раде при врло ниској или врло високој устаљеној температури мазива и великим оптерећењима.
ISO-L-CKG	Техничке масти са ЕР и адитивима за спречавање хабања. Зупчаници који раде при лаким условима, обично велике редукције.

Поред своје основне функције подмазивања у циљу смањења трења и хабања редукторска уља морају да обезбеде и заштиту од корозије, хлађење, заптивање и заштиту од високих притисака. Према томе, редукторска уља садрже пакет адитива који повећавају отпорност према оксидацији, корозији као и отпорност према стварању

пене. Поред тога, ова уља садрже адитиве за заштиту од високих притисака (EP адитиви) који спречавају директан контакт метала о метал приликом спрезања зупчаника, нарочито при високим радним температурама, чиме се смањује хабање зубаца зупчаника. За редукторска уља је карактеристично да имају способност за брзо издвајање воде (деемулговање) чиме се спречава процес корозије металних делова као и брзо издвајање ваздуха.

Стандардом ISO 12925-1 [58] су дефинисане спецификације за уља намењених за подмазивање затворених зупчастих преносника које обухватају следеће категорије уља: СКВ, СКВС, СКД, СКЕ, СКС и СКТ. У оквиру сваке категорије стандард предвиђа уља различитих величина вискозности које се крећу у интервалу од VG 32 до VG 1500.

Отворени зупчасти преносници у већини случајева раде у тешким условима околине као што су абразивна средина или корозиона атмосфера. То говори да мазива за подмазивање отворених зупчастих преносника морају да задовоље низ захтева различитих од оних за затворене. Од мазива се захтева изузетно добра прионљивост, велика моћ ношења, добра заштита од корозије, смањење буке и вибрација. У табели 4.5 је приказана подела мазива за отворене зупчасте преноснике према стандарду ISO 6743-6.

Табела 4.5. Подела мазива за отворене зупчасте преноснике према ISO 6743-6

Ознака категорије	Својства/Намена
ISO-L-CKH	Мазива на бази битумена. Преносници са цилиндричним и конусним зупчаницима који раде при средњим температурама околине и лаким условима.
ISO-L-CKJ	Мазива категорије CKH са побољшаним EP својствима и својствима за спречавање хабања. Преносници који раде при средњим температурама околине и повећаним оптерећењима.
ISO-L-CKL	Техничке масти са EP и својствима за спречавање хабања, повећане термичке стабилности. Преносници са цилиндричним и конусним зупчаницима који раде при високим температурама околине и са великим оптерећењем.
ISO-L-CKM	Мазива са побољшаним својствима у односу на заривавање. Преносници који раде са изузетно великим оптерећењем.

Када су у питању спецификације за отворене зупчасте преноснике оне још нису издате од стране ISO организације. Углавном се у литератури и пракси користе као меродавни захтеви које прописују најзначајнији произвођачи опреме и међународна удружења.

4.3.5. Поступци подмазивања зупчастих преносника

Поступак подмазивања затворених зупчастих преносника обухвата два основна система и то: подмазивање потапањем (уљно купатило) и подмазивање циркулацијом уља. Избор одговарајућег поступка подмазивања зависи од режима рада зупчастог преносника (обимна брзина зупчаника и оптерећење) од којих у многоме зависи величина мазивог слоја између спрегнутих бокова зубаца зупчаника.

4.3.5.1. Подмазивање потапањем

Подмазивање потапањем представља најједноставнији поступак који се користи код преносника са нормалним обимним брзинама. Погодан је вид подмазивања цилиндричних и коничних зупчаника чије обимне брзине v не прелазе 15 m/s. Код пужних зупчаника овај вид подмазивања је погодан за обимне брзине до 8 m/s за случај да је пужни зупчаник уроњен у уље и до 12 m/s за случај када је пуж уроњен у уље (табела 4.6).

Дубина потапања зупчаника се одређује у зависности од величине зубаца и обимне брзине зупчаника. Обично је дубина потапања мања за веће вредности обимних брзина. Код цилиндричних зупчаника малих и средњих брзина дубина урањања је 2 до 3 висине зубаца док је код великих брзина једнака висини зубаца. За коничне и хипоидне зупчанике довољно је да доњи зубци свом ширином буду потопљени у уље. Када су у питању пужни преносници дубина потапања зупчаника се одређује на основу положаја пужа. Ако је пуж испод пужног зупчаника, он је потопљен у уљу нешто мање од његовог полупречника, а ако је пуж изнад пужног зупчаника, ниво уља треба да је између 30 и 40% пречника пужног зупчаника.

Табела 4.6. Поступци подмазивања зупчастих парова [36]

Врста зупчаника	Уље	Техничка маст
Цилиндрични и конични зупчасти парови	Уљно купатило за $v < 15$ m/s Бризгање за $v > 15$ m/s	Урањање или напрскавање за $v < 4$ m/s
Пужни пар (пуж уроњен у уље)	Уљно купатило за $v < 12$ m/s Бризгање за $v > 12$ m/s	Урањање за $v < 4$ m/s
Пужни пар (пужни зупчаник уроњен у уље)	Уљно купатило за $v < 8$ m/s Бризгање за $v > 8$ m/s	Урањање за $v < 1$ m/s

Приликом одређивања количине уља за подмазивање, за случај да је пуж у доњем положају, неопходно је да висина уља у кућишту и ширина кућишта буду 2,5 до 3 пута пречника пужа.

4.3.5.2. Циркулационо подмазивање

Циркулационо подмазивање се примењује када је обимна брзина зупчаника изнад 15 m/s, односно када је развијена топлота током рада преносника велика те се због неадекватног хлађења не може применити подмазивање потапањем. Предности овог система су пре свега ефикасно хлађење, једноставна уградња система за пречишћавање уља као и мерљива количина уља која се доводи свим деловима. У принципу се разликују два система циркулационог подмазивања и то: интегрални и са сувим кућиштем.

Код интегралног система као резервоар за уље се користи кућиште преносника, док се помоћу пумпе и цевовода мазиво доводи до места подмазивања. Код система са сувим кућиштем уље се доводи из кућишта у резервоар, где се хлади и затим пумпом доводи до места подмазивања. За подмазивање се може применити и гравитациони систем. У том случају положај резервоара за уље је изнад преносника тако да се мазиво гравитацијом доводи до места подмазивања.

Потребан проток уља се може одредити на основу емпиријског обрасца [36]:

$$q_c = 40 \frac{P_G}{\Delta \vartheta_s} \quad (4.5)$$

где су:

q_c - потребан проток уља, dm^3/min ,

P_G - губици снаге у преноснику, kW и

$\Delta \vartheta_s$ - пораст температуре уља, $^\circ\text{C}$.

Укупна запремина уља одређује се на основу потребне количине протока и броја циркулација према следећем изразу:

$$V_c = \frac{q_c \cdot 60}{z_c} \quad (4.6)$$

где су:

V_c - запремина уља, dm^3 и

z_c - број циркулација, h^{-1} .

Код циркулационог подмазивања веома је важан тачан положај и облик бризгалке како би се довела довољна количина уља без распршивања, јер у супротном може доћи до пењења уља, прегревања и неефикасног подмазивања. Бризгалке за уље се постављају на улазу у захват зубаца у случају када су обимне брзине зупчаника до 25 m/s , док се када се обимне брзине крећу у интервалу од 25 до 60 m/s млаз уља може поставити на месту улаза и излаза зубаца из захвата. При обимним брзинама изнад 60 m/s уље има значајну функцију хлађења и из тог разлога се бризгалке постављају на излазу зубаца из захвата [36].

4.3.6. Режији подмазивања зупчастих преносника

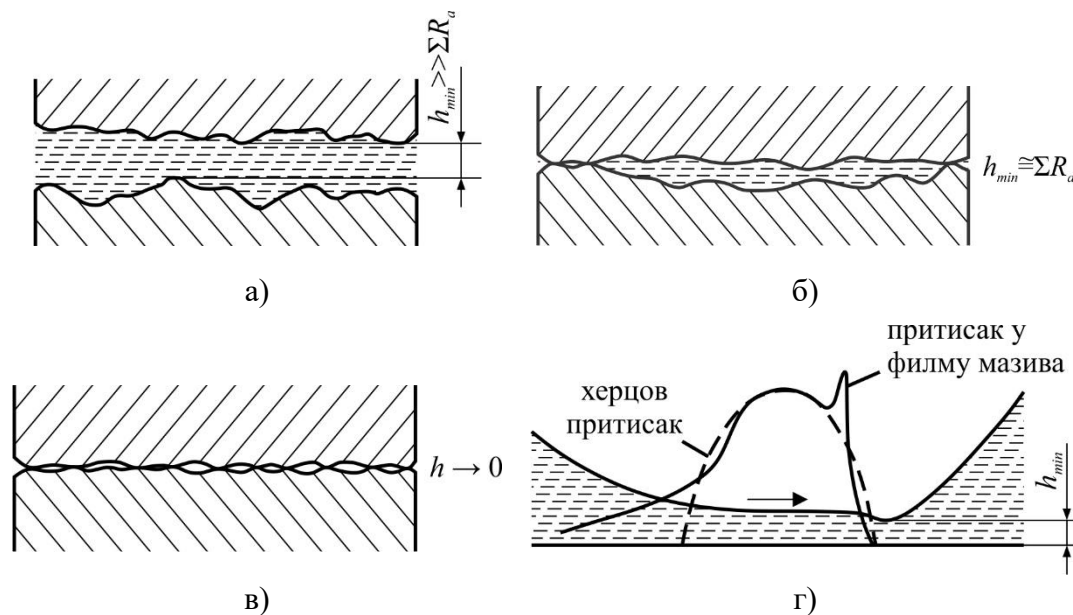
Како би се смањили губици снаге услед клизања, а самим тим побољшале перформансе зупчастих преносника снаге, изузетно је важан правилан избор уља за подмазивање. Остварена дебљина уљног филма има битан утицај на појаву површинског замора, на трајност контактних површина и степен искоришћења зупчастог пара. Оптимално мазиво је оно које обезбеђује мало хабање и ниске радне температуре, а тиме и дуг век рада преносника.

У зависности од геометријских карактеристика, експлоатационих услова, начина подмазивања и др., разликују се следећи основни Режији подмазивања зупчастих преносника [36,56]:

- хидродинамичко подмазивање,
- мешовито подмазивање,
- гранично подмазивање,
- еласто-хидродинамичко подмазивање.

Хидродинамичко подмазивање се карактерише тиме што оптерећење преноси мазиви слој који се налази између спрегнутих профила. Дебљина слоја мазива у најужем делу знатно је већа од збира неравнина оба профила $h_{min} \gg \sum R_a$ (слика 4.6а). Да би се слој мазива одређене дебљине одржао између површина под оптерећењем неопходно је да се у њему постигне притисак способан да носи спољашње оптерећење односно потребно је да слој има одређену моћ ношења. Уколико остварени притисак није довољан, мазиво ће под утицајем оптерећења бити истиснуто са површина са последицом повећаног трења и хабања.

Мешовито подмазивање представља комбинацију хидродинамичког и граничног подмазивања и настаје у два случаја. У првом случају када спрегнути профили не одступају од задате геометрије, тада се при $h_{min} < \sum R_a$ додир профила остварује по врховима неравнина (више или мање распоређених по површини). Оптерећење се преноси делимично преко мазивог слоја а делимично преко металних врхова неравнина (слика 4.6б). У другом случају када спрегнути профили одступају од геометријске форме, гранично трење је концентрисано на релативно крупне истурене делове површина, који примају велики део оптерећења и услед чега се еластично деформишу. За то време на осталим деловима површина влада хидродинамичко подмазивање.



Слика 4.6. Шематски приказ режима подмазивања: а) хидродинамичко, б) мешовито, в) гранично и г) еласто-хидродинамичко [37]

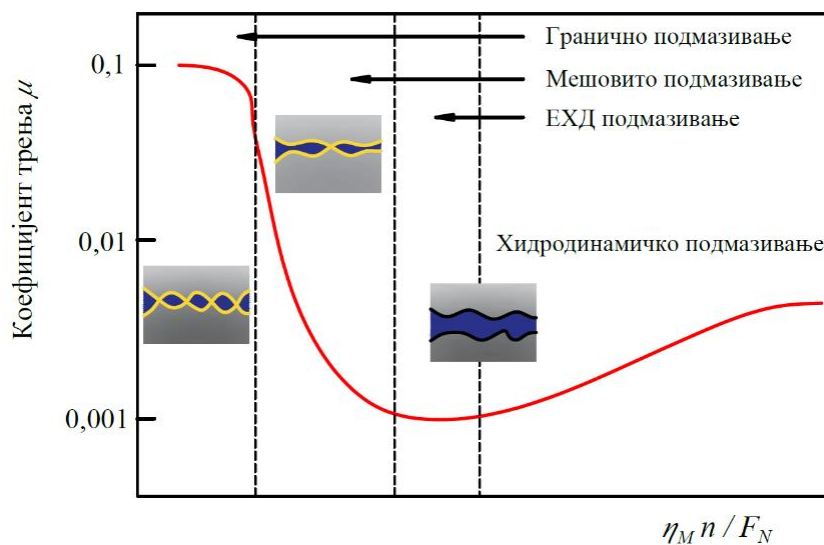
Гранично подмазивање представља вид подмазивања при коме су спрегнуте површине зуба у директном додиру, што значи да филм мазива није довољан да спречи контакт површина. Формирање танких филмова посебних својстава је неопходно да би се смањило трење и хабање. При граничном подмазивању, оптерећење преносе моно или у већини случајева мулти-молекуларни слојеви средстава за подмазивање (слика 4.6в). Улогу средстава за подмазивање играју не само уље или поједине његове компоненте већ и оксидни слојеви и друга хемијска једињења на спрегнутим површинама зубаца.

Еластохидродинамичко подмазивање представља вид потпуног подмазивања и настаје у условима изражене геометријске неконформности (Херцов контакт). Високи специфични притисци у Херцовој области имају утицај на промену вискозности

мазива, па се код овог вида подмазивања и то мора узети у обзир (слика 4.6г). Такође, висока оптерећења доводе до еластичних деформација површинских слојева материјала, што мења геометрију површина. Захваљујући локалној еластичној деформацији стварају се потребни геометријски услови за формирање кохерентног филма мазива који потпуно онемогућује додир микронеравнина. Дебљина филма мазива између спрегнутих бокова зубаца зупчаника је одређена еластичним својствима материјала, хидродинамичким ефектима и реолошким својствима мазива.

4.3.6.1. Стрибеков дијаграм

Савремени зупчasti преносници снаге најчешће раде у условима мешовитог и хидродинамичког подмазивања. Међутим, поједини преносници раде у отежаним условима рада и често су изложени ударним оптерећењима што може довести до пораста радне температуре и до 100°C . Са порастом радне температуре опада вискозност мазива при чему се смањује дебљина мазивог слоја што доводи до повећања коефицијента трења између спрегнутих бокова зубаца зупчаника. То нам говори да у раду зупчastих преносника долази до промене режима подмазивања. Услове настанка појединих режима подмазивања (гранично, мешовито и хидродинамичко) најбоље илуструје тзв. Стрибекова крива (слика 4.7). Она представља експериментално утврђену функцију зависности коефицијента трења μ од динамичке вискозности η_M , броја обртаја n и нормалног оптерећења F_N . При томе се ови услови трења исказују бездимензијским параметром $\eta_M n / F_N$ [59].



Слика 4.7. Стрибекова крива код зупчastих преносника [59]

Са дијаграма приказаног на слици 4.7 се може уочити да се хидродинамичко подмазивање може успешно реализовати у јако широким границама промене бездимензијског параметра ($\eta_M n / F_N$). Са становишта коефицијента трења оптимално би било да се оствари при вредностима бездимензијског параметра који одговара тачки минимума криве коефицијента трења. Са друге стране, уколико је висина неравнина приближно иста као и дебљина слоја мазива јављају се обе врсте подмазивања, тј. јавља се тзв. мешовито подмазивање. Оно се јавља, такође, уколико дође до разарања слоја уља под дејством ударног оптерећења и што је храпавост већа при мањем оптерећењу долази до овог случаја.

Коефицијент трења код мешовитог подмазивања μ_{mz} дат је изразом [59]:

$$\mu_{mz} = \xi \cdot \mu_{bl} + (1 - \xi) \cdot \mu_{EHD} \quad (4.7)$$

где су:

μ_{bl} - коефицијент сувог трења,

μ_{EHD} - коефицијент течног трења и

ξ - параметар течног трења који зависи од релативне дебљине уљног филма.

Дебљина уљног слоја при којој се прелази из једног облика подмазивања у други зависи од: храпавости додирних површина, врсте мазива, степена задрљаности мазива, радне температуре мазива, оптерећења и поступка подмазивања. Зупчасти преносници углавном раде у условима мешовитог подмазивања где се минимална дебљина уљног филма креће у границама од $0,025 \div 2,5 \mu\text{m}$ [56]. Како је висина неравнина контактних површина зубаца зупчаника, која обухвата микро-одступања храпавости обе површине, негде око $3 \div 4 \mu\text{m}$ [4], то је за остварење хидродинамичког подмазивања потребна дебљина уљног филма већа од $5 \mu\text{m}$.

4.3.7. Избор и интервал употребе мазива за пужне преноснике

При раду пужних зупчастих преносника јавља се комбинација клизања и котрљања, а при већим редуцијама преовлађује клизање. Да би се смањили губици услед клизања и консеквентно побољшале перформансе пужних преносника, правилан избор мазива је изузетно важан. Како се пужни преносници примењују за широк опсег могућих радних оптерећења, брзина и температура то су мазива која се користе за њихово подмазивање изложена веома различитим условима рада. Из тог разлога мазива морају да поседују продужени век употребе, повећану термичку стабилност, побољшана ЕР својства на високим температурама, као и отпорност на утицај контаминаната.

Општа препорука за избор мазива за подмазивање затворених зупчастих преносника снаге дата је у табели 4.7.

За подмазивање пужних преносника претежно се користе течна мазива минералне основе, док су синтетичка уља, полутечна и чврста мазива мање заступљена. Према перформансама разликују се две групе уља која се користе за подмазивање пужних преносника и то: компаундирана и ЕР уља.

Компаундирана уља су блендирана минерална уља са 3 до 10% масних уља, као модификатора трења и са адитивима против оксидације, рђања и пењења. ЕР уља су, такође, минерална уља која садрже ЕР адитиве за заштиту зупчаника и других елементата преносника од различитих врста хабања. Међутим, треба водити рачуна о томе да ЕР адитиви присутни у мазиву могу да делују и негативно, нпр. да изазову корозију бакра, кртост заптивних елемената и друге нежељене појаве. Минерална уља се обично користе до радних температура које износе око 130°C [56].

За подмазивање пужних преносника примењују се и синтетичка уља, посебно при високим радним температурама које могу износити и до 370°C [56]. Синтетичка уља поседују повољније карактеристике од минералних на ниским и високим температурама, имају веће индексе вискозности, малу токсичност, мало испаравају и

погоднија су са гледишта биоразградивости. Основна предност синтетичких уља је веома широк температурски интервал употребе, при задовољавајућим осталим карактеристикама (слика 4.8).

Табела 4.7. Опита препорука за избор уља за затворене зупчасте преноснике [36]

Врста мазива	Вискозитетна група (VG)	Намена
Редукторска уља са адитивима против оксидације и рђања, а по потреби и модификаторима трења	46 ÷ 220	Цилиндрични зупчаници 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 и сличним захтевима, планетарни преносници
Хидрауличка 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 EP адитивима	46 ÷ 680 (1000)	Цилиндрични зупчасте преносници (са правим и косим зупцима) конусни и пужни преносници код којих постоји захтев за EP уљима
Синтетичка уља за зупчасте преноснике	46 ÷ 1000	Пужни преносници са повећаним термичким оптерећењем

Без обзира на све предности, постоје и ограничења о којима се мора водити рачуна када се користе синтетичка течна мазива. Основни недостатак представљају високи трошкови производње тако да је цена синтетичких уља вишеструко већа од цене минералних па се она углавном користе тамо где минерална уља не могу дати задовољавајуће резултате.



Слика 4.8. Температурска подручја примене течних мазива

У зависности од радних услова замену уља треба извршити на сваких 1000 до 5000 часова рада за разлику од периода уходавања где се замена врши на сваких 20 до 30 часова.

Након избора категорије мазива веома је битно да се одреди величина њене вискозности јер се процена остварене врсте подмазивања као и вероватноћа појаве оштећења услед површинског замора управо везују за вискозност мазива.

Постоји неколико могућности за избор вискозности мазива које се заснивају на препорукама различитих стандарда. Тако, на пример, према стандарду DIN 51509 препоруке се дају узимајући у обзир две величине: оптерећење и брзину. На основу тога се прорачунава фактор оптерећење/брзина према следећем изразу [60]:

$$\text{фактор опт/брзина} = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_1} \quad (4.8)$$

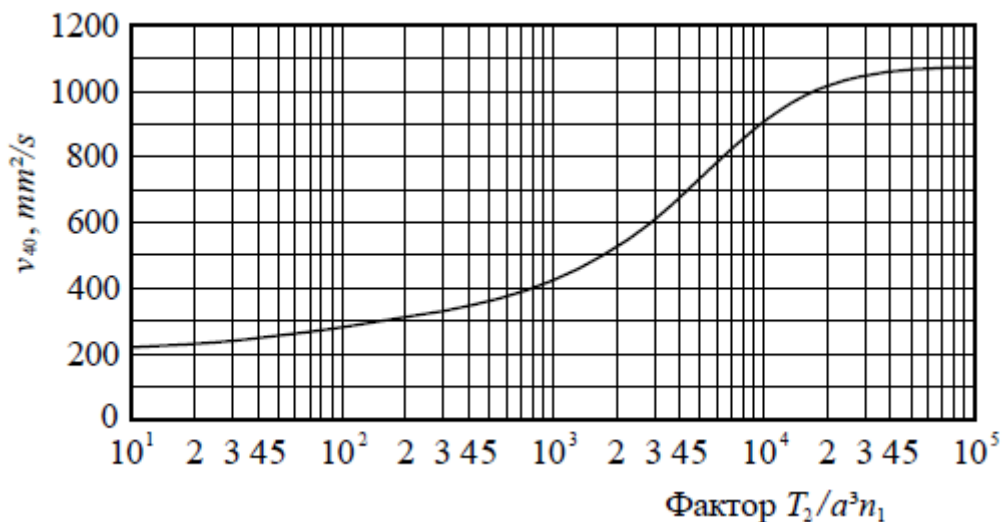
где су:

T_2 - излазни обртни момент, Nm,

a - осно растојање, m и

n_1 - број обртаја пужа, min^{-1} .

На слици 4.9 је приказана вредност вискозности уља за подмазивање пужних преносника у зависности од фактора оптерећење/брзина.



Слика 4.9. Избор величине вискозности уља за подмазивање пужних преносника [60]

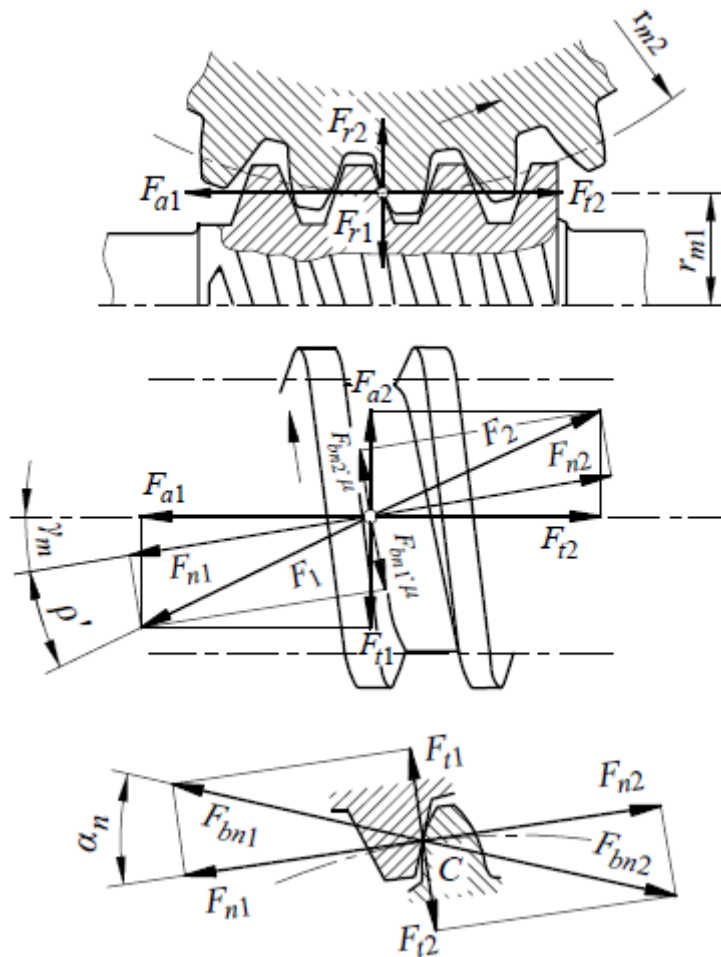
Вредности приказане на слици 4.9 су резултат искуства и примене еластохидродинамичке теорије подмазивања које важе за температуру околине од $10^\circ\text{C} \div 25^\circ\text{C}$. За случај да је температура околине већа од 25°C , добијене вредности вискозности се мењају коришћењем дијаграма зависности вискозност-температура. Такође, вредност вискозности мазива треба повећати за случај појаве ударних и честих преоптерећења тако што ће се израчунате вредности фактора оптерећење/брзина повећати за 1,5 до 2 пута.

Друга могућност избора вискозности мазива јесте према препорукама AGMA и ISO 12925-1 [58,61] стандарда према којима се у зависности врсте преносника и температурног опсега околине дају препоручени опсеги вискозности.

5. ДИНАМИКА ПУЖНИХ ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА И КРИТЕРИЈУМИ ПРОРАЧУНА НОСИВОСТИ

5.1. Оптерећење пужног пара

Приликом спрезања пужних парова у тренутној тачки додира зубаца дејствује нормална сила F_{bn} . Како зупци пужа дејствују на зупце пужног зупчаника силом F_{bn1} , то на основу закона акције и реакције, пужни зупчаник узвраћа силом истог правца и интезитета, а супротног смера ($F_{bn1} = -F_{bn2}$). Разлагањем нормалних сила, у кинематском полу C , добијају се компоненте у радијалном ($F_{r1} = F_{r2}$) и тангенцијалном правцу ($F_{t1} = F_{t2}$) (слика 5.1.) [4].



Слика 5.1. Силе на пужу и пужном зупчанику [4]

Нормалне силе изазивају на боковима зубаца у правцу бочне линије силе трења:

$$F_{\mu 1} = \mu \cdot F_{bn1} \quad (5.1)$$

$$F_{\mu 2} = \mu \cdot F_{bn2} \quad (5.2)$$

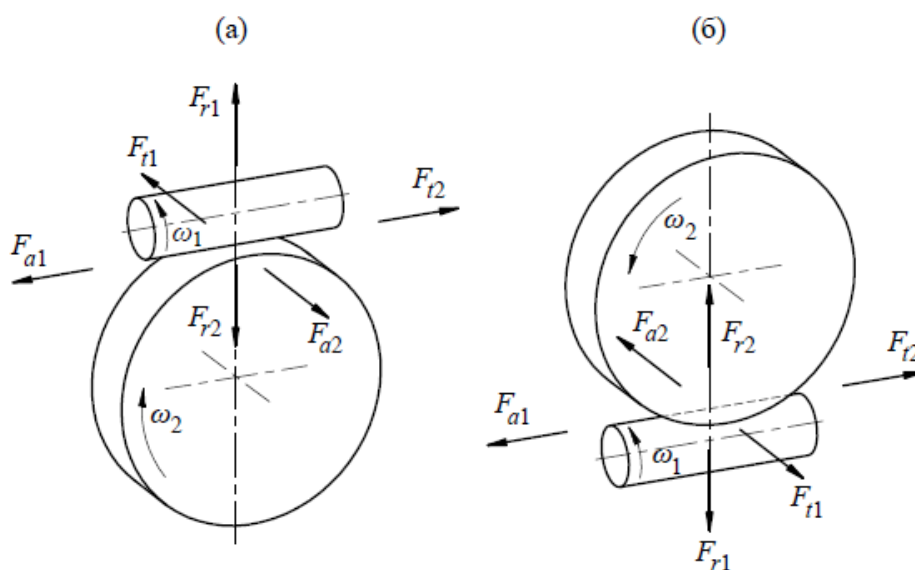
Дате силе трења са силама F_{n1} и F_{n2} дају резултујуће силе F_1 и F_2 чијим се даљим разлагањем на компоненте у аксијалном и тангенцијалном правцу добијају аксијалне F_{a1} и F_{a2} и обимне силе F_{t1} и F_{t2} .

Користећи зависности на слици 5.1 добијају се изрази за одређивање сила на пужу и пужном зупчанику и то на средњем цилиндру пужа, односно средњој кружности пужног зупчаника. За случај да је пуж погонски елемент силе се одређују према изразима приказаним у табели 5.1 [3,4,30].

Табела 5.1. Изрази за одређивање сила на пужном пару када је пуж погонски елемент

Врста силе	Пуж	Пужни зупчаник
Обимне силе	$F_{t1} = F_{tm1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m1} \cdot \eta_z \cdot u}$	$F_{t2} = F_{tm2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1 \cdot \eta_z \cdot u}{d_{m2}}$
Радијалне силе	$F_{r1} = F_{rm1} = F_{tm1} \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n \cdot \cos \rho}{\sin(\gamma_m + \rho)}$	$F_{r2} = F_{rm2} = F_{tm2} \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n \cdot \cos \rho}{\cos(\gamma_m + \rho)}$
Аксијалне силе	$F_{a1} = F_{am1} = \frac{F_{tm1}}{\text{tg}(\gamma_m + \rho)}$	$F_{a2} = F_{am2} = F_{tm2} \cdot \text{tg}(\gamma_m + \rho)$
Нормалне силе	$F_{bn} = F_{bn1} = F_{bn2} = \frac{F_{tm1}}{\cos \alpha_n \cdot (\sin \gamma_m + \mu_z \cdot \cos \gamma_m)}$	

Смерови деловања сила на пужном пару за различите положаје пужа и пужног зупчаника приказани су на слици 5.2.



Слика 5.2. Смерови деловања сила на пужном пару када је пуж погонски елемент: а) пуж изнад пужног зупчаника, б) пуж испод пужног зупчаника [30]

Обимна сила F_{t1} је супротног смера од смера обртања погонског елемента (пужа), односно код гоњеног елемента (пужни зупчаник) смер обимне силе F_{t2} се поклапа са смером обртања. Аксијална сила пужа F_{a1} је истог интезитета и правца, а супротног смера од обимне силе пужног зупчаника F_{t2} . Исти је случај и са аксијалном силом на пужном зупчанику F_{a2} и обимном силом на пужу F_{t1} , тако да је:

$$|F_{a1}| = |F_{t2}| \text{ и } |F_{a2}| = |F_{t1}| \quad (5.3)$$

Радијалне силе F_{r1} и F_{r2} делују ка осам обртања сопствених зупчаника, односно вратила. Са друге стране, нормалне силе у тренутној тачки додира зубаца зупчаника су једнаке по правцу и интезитету али су супротног смера.

У случају да је пужни зупчаник погонски елемент силе на пужном пару се одређују према изразима приказаним у табели 5.3.

Табела 5.2. Изрази за одређивање сила на пужном пару када је пужни зупчаник погонски елемент

Врста силе	Пуж	Пужни зупчаник
Обимне силе	$F_{t1} = F_{m1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2 \cdot \eta'_z}{d_{m1} \cdot u}$	$F_{t2} = F_{m2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1 \cdot u}{d_{m2} \cdot \eta'_z}$
Радијалне силе	$F_{r1} = F_{rm1} = F_{m1} \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n \cdot \cos \rho}{\sin(\gamma_m - \rho)}$	$F_{r2} = F_{rm2} = F_{m2} \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n \cdot \cos \rho}{\cos(\gamma_m - \rho)}$
Аксијалне силе	$F_{a1} = F_{am1} = \frac{F_{m1}}{\text{tg}(\gamma_m - \rho)}$	$F_{a2} = F_{am2} = F_{m2} \cdot \text{tg}(\gamma_m - \rho)$

У претходним изразима приказаним у табелама 5.1 и 5.2 су:

T_1 - обртни моменти на пужу, Nmm,

T_2 - обртни моменти на пужном зупчанику, Nmm,

d_{m1} - пречник средњег цилиндара пужа, mm,

d_{m2} - пречник средњег цилиндара пужног зупчаника, mm,

γ_m - угао нагиба завојнице пужа на средњем цилиндру, °

μ_z - коефицијент трења у пужном пару,

$\rho = \arctg \mu_z$ - угао трења, °

α_n - угао нагиба основног профила, °

η_z - степен искоришћења пужног пара (пуж погонски елемент),

η'_z - степен искоришћења пужног пара (пужни зупчаник погонски елемент) и

u - кинематски преносни однос.

5.1.2. Фактори оптерећења

Факторима оптерећења узимају се у обзир стварни радни услови, услови спрезања, грешке у изради, деформације зубаца и друге специфичности пужних преносника. У ове факторе се убрајају следећи:

- фактор радних услова K_A ,
- фактор унутрашњих динамичких сила K_V ,
- фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије $K_{H\alpha}$ и
- фактор расподеле оптерећења на истовремено спрегнуте парове зубаца $K_{H\beta}$.

Фактор радних услова K_A узима у обзир неравномерност рада погонске и радне машине која доводи до пораста обртног момента у односу на номиналну вредност. Тачне вредности овог фактора се добијају експерименталним путем. У случају недостатка експерименталних података могу се користити вредности дате у табели П1-1.

Остали фактори оптерећења се могу занемарити, односно могу се усвојити да су једнаки јединици. Овај приступ је могућ због специфичности рада пужних преносника као што су: појачано клизање и велике брзине клизања, зупци постепено улазе и излазе из спреге, изразито прилагођавање бокова зубаца у периоду уходавања итд. [4].

5.2. Степен искоришћења и губици снаге

Степен искоришћења машина и механизма се одређује као однос корисне и уложене енергије и представља параметар оцене техничких система да очувају транспортовану енергију. Истовремено, то је један од најважнијих критеријума оцене ваљаности изведене конструкције.

Код пужних преносника снаге, за случај да је пуж погонски елемент, степен искоришћења се одређује према следећем изразу [4]:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_G}{P_1} = 1 - \frac{P_G}{P_1} < 1 \quad (5.4)$$

где су:

η - степен искоришћења преносника,

P_1 - снага на пужном вратилу (улазна снага), W,

P_2 - снага на вратилу пужног зупчаника (излазна снага), W и

P_G - укупни губитак снаге, W.

Излазна снага равна је улазној снази умањеној за снагу која се у преноснику губи на разне отпоре (P_G) и која се највећим делом претвара у топлоту. Однос између укупних губитака снаге и улазне снаге P_G/P_1 представља степен губитака и уколико је овај однос мањи то је степен искоришћења преносника већи и обрнуто.

Укупни губици снаге P_G у пужном преноснику састоје се од губитака снаге услед трења у спрези зубаца зупчаника, губитака снаге у лежајевима, губитака снаге при празном ходу, губитака снаге у заптивачима вратила, односно [32]:

$$P_G = P_{GZ} + P_{GL} + P_{G0} + P_{GD} + P_{GX} \quad (5.5)$$

где су:

P_{GZ} - губици снаге у спрези зупчаника зависни од оптерећења, W ,

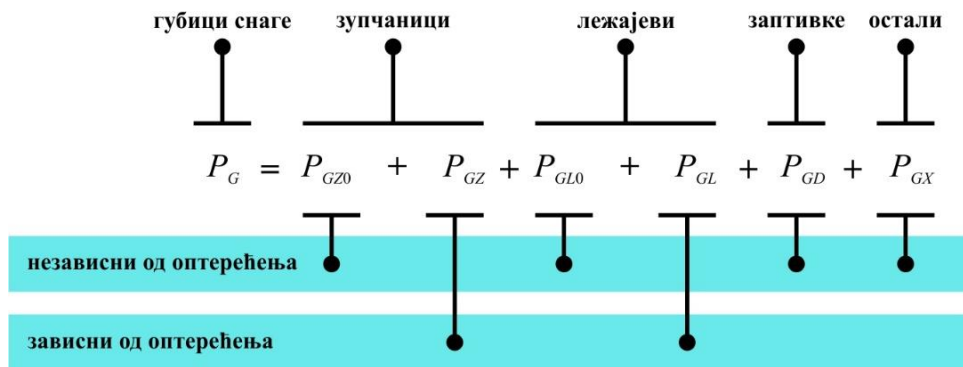
P_{GL} - губици снаге у лежајевима зависни од оптерећења, W ,

P_{G0} - губици снаге у празном ходу, W ,

P_{GD} - губици снаге у заптивачима вратила, W и

P_{GX} - остали губици снаге, W .

Укупни губици снаге се у основи могу поделити на губитке снаге који зависе и на оне који не зависе од оптерећења [32]. У оба случаја свој удео имају губици снаге услед трења у спрези зупчаника (P_{GZ} и P_{GZ0}) и губици снаге у лежајевима (P_{GL} и P_{GL0}). Губици снаге у заптивкама P_{GD} и остали губици P_{GX} у пужном преноснику јесу губици који не зависе од оптерећења (слика 5.3) [62,63].



Слика 5.3. Губици снаге у пужном преноснику

Од величине губитака снаге у спрези зупчаника P_{GZ} у многе зависе вредности степена искоришћења пужног пара η_z . За случај да је пуж погонски елемент степен искоришћења пужног пара се може одредити према следећем изразу [64]:

$$\eta_z = \frac{tg\gamma_m}{tg(\gamma_m + \rho)} = \frac{z_1 \cdot (q - \mu_z \cdot z_1)}{q \cdot (z_1 + \mu_z \cdot q)} \quad (5.6)$$

где су:

η_z - степен искоришћења пужног пара,

γ_m - угао завојнице на средњем цилиндру пужа, °

$\rho = arctg\mu_z$ - угао трења, °

z_1 - број зубаца (завојница) пужа,

μ_z - коефицијент трења између спрегнутих бокова зубаца зупчаника и

$q = z_1/tg\gamma_m$ - пужни број.

Са повећањем угла завојнице пужа расте и степен искоришћења до извесног максимума, а затим почиње да опада. Највећа вредност степена искоришћења пужног

пара добија се при нагибу угла завојнице пужа $\gamma_m = 45^\circ - \rho$. Уколико је $\gamma_m < 45^\circ$, степен искоришћења нагло опада па се препоручују већи углови нагиба завојнице пужа и примена вишеходних пужева.

У табели 5.3 су приказане вредности степена искоришћења у зависности од угла нагиба завојнице пужа за вредности коефицијента трења $\mu_z = 0,05$ и угао алата $\alpha_0 = 20^\circ$.

Табела 5.3. Степен искоришћења пужног пара у зависности од угла завојнице [65]

Угао нагиба завојнице пужа $\gamma_m, ^\circ$	Степен искоришћења $\eta_z, \%$
1,0	25,2
2,5	45,7
5,0	62,0
7,5	71,3
10,0	76,6
15,0	82,7
20,0	85,9
30,0	89,1

Како степен искоришћења пужног преносника зависи од многобројних фактора то се његове вредности могу кретати у интервалу од 50% ÷ 95% [66]. Вредности степена искоришћења могу бити ниже од 0,5 и то за случај када је пужни зупчаник погонски елемент. Због тога се пужни преносници ретко примењују као мултипликатори.

5.2.1. Губици снаге у спреси зупчаника

У току спрезања између бокова зубаца пужа и пужног зупчаника преноси се одговарајућа нормална сила, која доводи до знатних површинских притисака. Поред тога, између бокова постоји знатно трење клизања што има за последицу хабање бокова и знатне губитке снаге. Према томе, може се рећи да се у пужном преноснику највећи губици снаге јављају услед трења у спреси зубаца зупчаника нарочито при малим обимним брзинама и високим обртним моментима.

Губитак снаге услед трења у спреси зупчаника P_{GZ} се може одредити према следећем изразу [3,4]:

$$P_{GZ} = F_{bn} \cdot \mu_z \cdot v_k \quad (5.7)$$

где су:

F_{bn} - нормална сила на боку зупца, N,

μ_z - еквивалентни коефицијент трења и

v_k - брзина клизања пужног пара, m/s.

Уколико су познате вредности степена искоришћења пужног пара η_z ови губици снаге, за случај да је пуж погонски елемент, могу се одредити према следећем изразу:

$$P_{GZ} = P_1 \cdot (1 - \eta_z) \quad (5.8)$$

На величину ових губитака може се значајно утицати избором одговарајућих материјала спрегнутих зупчаника, мазива као и геометријских величина које дефинишу пужне парове.

5.2.1.1. Коefицијент трења пужног пара

Дефинисање вредности коefицијента трења у свакој тачки додира за време спрезања бокова зубаца зупчаника представља сложен задатак због великог броја утицајних фактора који се мењају у току времена. Најбитнији фактори који утичу на коefицијент трења су: брзина клизања, материјали спрегнутих зупчаника, храпавост површина, додирни притисак, подмазивање, технолошко наслеђе итд. [67]. Основни фактори који утичу на коefицијент трења, као што је брзина клизања, мењају величину и правац у периоду спрезања, док други утицајни фактори усложњавају општу математичку анализу. Због тога се за сада још увек оперише са средњим вредностима коefицијента трења.

Коefицијент трења пужног пара одређује се експериментално, при чему је као опитни пужни пар коришћен цементиран и брушени пуж и пужни зупчаник од калајне бронзе. Увођењем одговарајућих корекцијских фактора коefицијент трења пројектованог пужног пара одређује се према следећем изразу [32]:

$$\mu_z = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (5.9)$$

где су:

μ_{0T} - коefицијент трења опитног пужног пара,

Y_S - фактор величине,

Y_G - фактор геометрије

Y_W - фактор разлике спрегнутих материјала (табела П1-2) и

Y_R - фактор храпавости.

Коefицијент трења опитног пужног пара μ_{0T} одређује се на основу израза датих у табели 5.4 у зависности од вискозности уља и брзине клизања.

Табела 5.4. Изрази за одређивање коefицијента трења μ_{0T} [32]

Врста мазива	Коefицијент трења μ_{0T}
Минерално уље	$\mu_{0T} = 0,028 + 0,026 \frac{1}{(v_{km} + 0,17)^{0,76}} \leq 0,1$
Полигликол са односом ЕО : РО = 0 : 1	$\mu_{0T} = 0,018 + 0,026 \frac{1}{(v_{km} + 0,20)^{0,78}} \leq 0,096$
Полигликол са односом ЕО : РО = 1 : 1	$\mu_{0T} = 0,022 + 0,013 \frac{1}{(v_{km} + 0,20)^{1,16}} \leq 0,092$
ЕО : РО - етиленоксид : пропиленоксид, v_{km} - брзина клизања, m/s	

Фактор величине Y_S одређује се према изразу:

$$Y_S = \sqrt{\frac{100}{a}} \quad (5.10)$$

где је:

a - осно растојање, mm.

Фактор геометрије Y_G узима у обзир утицај геометрије зупчаника на дебљину уљног филма између спрегнутих бокова зубаца и одређује се према изразу:

$$Y_G = \sqrt{\frac{0,07}{h^*}} \quad (5.11)$$

У претходном изразу h^* је параметар минималне средње дебљине уљног филма који зависи од облика пужног пара и одређује се према изразима датим у табели П1-2.

Фактор храпавости Y_R одређује се према изразу:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_{a1}}{0,5}} \approx \sqrt[4]{\frac{R_{z1}}{3}} \quad (5.12)$$

где су:

R_{a1} - средње аритметичко одступање микропрофила, μm и

R_{z1} - средња храпавост бокова зубаца пројектованог пужа, μm .

Вредности средње храпавости бокова зубаца пројектованог пужа R_{z1} могу се узети из табеле 5.5 у зависности од врсте обраде уколико се не располаже другим подацима.

Табела 5.5. Средња храпавост бокова R_{z1} , μm [4]

Обрада	Модул m , mm	
	≤ 8	> 8
Брушење	$\leq 3\div 4$	≤ 8
Глодање	$\leq 12,5$	≤ 20

5.2.2. Губици снаге у празном ходу

Губици снаге у празном ходу P_{G0} обухватају губитке снаге у спрези зупчаника P_{GZ0} и губитке снаге у лежајевима P_{GL0} у случају неоптерећеног пужног пара, тачније када је излазни обртни момент једнак нули ($T_2 = 0$). Пре свега, овај губитак снаге зависи од врсте и вискозности мазива, начина подмазивања, положаја пужа и пужног зупчаника, дубине потапања зупчаника (нивоа мазива у кућишту) и др. [68]. Из тог разлога се врше мерења губитака снаге за свако мазиво понаособ које се користи за подмазивање пужних преносника.

Према томе, губици снаге у празном ходу се не могу представити једноставним апроксимативним изразом због низа различитих утицајних фактора. За случај да је пуж

постављен испод пужног зупчаника, за уграђене котрљајне лежајеве и начин подмазивања зупчастог пара потапањем, ови губици снаге могу се приближно одредити помоћу следеће једначине [3,4]:

$$P_{G0} = 10^{-7} \cdot a \cdot \left(\frac{n_1}{60}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \left(\frac{v_{40}}{1,83} + 90\right) \quad (5.13)$$

где су:

a - осно растојање, mm,

n_1 - улазни број обртаја, min^{-1} и

v_{40} - кинематска вискозност уља на 40°C , mm^2/s .

Могу се дефинисати и другачији приступи при одређивању ових губитака снаге на основу резултата добијених експерименталним испитивањем. За случај двостепеног пужног пара при поступку подмазивања потапањем, за опсег вискозности уља $v_{40} = 220 \div 460 \text{ mm}^2/\text{s}$, губици снаге у празном ходу се могу одредити према изразу [69]:

$$P_{G0} = 4,046 \cdot 10^{-5} \cdot n_1^{1,458} \cdot v_{40}^{0,659} \quad (5.14)$$

Удео губитка P_{G0} у укупним губицима снаге пужног преносника је веома мали.

5.2.3. Губици снаге у лежајима

Код пужних преносника посебна пажња се посвећује избору лежаја као и улежиштењу вратила пужа и пужног зупчаника. Ово је нарочито важно у случају великих аксијалних оптерећења. Губици снаге у лежајима су најчешће други по величини у укупном губитку снаге преносника. Ови губици се могу приближно одредити према следећим односима [4]:

- ако су на вратилима зупчаника уграђена четири котрљајна лежаја:

$$P_{GL} = (0,005 \div 0,01) \cdot P_1 \quad (5.15)$$

- ако су на вратилима зупчаника уграђени четири клизна лежаја:

$$P_{GL} = (0,02 \div 0,03) \cdot P_1 \quad (5.16)$$

За одређивање укупних губитака снаге у лежајима могу се користити различити емпиријски обрасци добијени експерименталним испитивањем пужних преносника снаге. На основу резултата добијених испитивањем једностепених пужних преносника са уграђеним котрљајним лежајима ови губици снаге се могу одредити на основу следећих израза [68]:

- за случај улежиштења вратила са оба непокретна ослонца:

$$P_{GL} = 0,03 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_{m2}} \quad (5.17)$$

- за случај улежиштења са непокретним и аксијално померљивим ослонцем:

$$P_{GL} = 0,013 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_{m2}} \quad (5.18)$$

где су:

a - осно растојање, mm,

u - кинематски преносни однос,

P_2 - снага на излазном вратилу, W и

d_{m2} - пречник средње кружнице пужног зупчаника, mm.

За прецизно одређивање ових губитака сврсисходно је применити прорачун према препорукама произвођача лежаја за реалне услове рада.

5.2.4. Губици снаге у заптивачима

Губици снаге у заптивачима вратила пужа и пужног зупчаника су уједно најмањи губици у пужном преноснику. На величину ових губитака утиче учестаност обртаја погонског и гоњеног вратила, величина унутрашњег пречника заптивача, као и притисак који се остварује између вратила и прстенова. Губици снаге у заптивачима на вратилу пужног зупчаника су веома мали због мањег броја обртаја вратила тако да се могу занемарити.

Губици снаге у радијалним заптивним прстеновима пужног вратила могу се приближно одредити и према [32]:

$$P_{GD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot d_{v1}^2 \cdot n_1 \quad (5.19)$$

где су:

d_{v1} - пречник вратила на месту заптивача, mm и

n_1 - број обртаја пужног вратила, min^{-1} .

5.3. Носивост пужних парова

При спрезању пужних парова, осим напрезања на савијање зубаца и угиба вратила пужа јављају се и контактни притисци, хабање бокова, загревање зубаца, што ограничава величину снаге која се може пренети пужним преносником. Из тог разлога се при прорачуну носивости пужних преносника треба проверити: носивост бокова зубаца пужног пара, носивост подножја зубаца, носивост у односу на хабање, носивост у односу на питинг, загревање пужног пара и угиб вратила пужа [3,4,30,70].

У оквиру овог рада биће приказана прва два критеријума прорачуна носивости. С обзиром на то да се пуж израђује од тврђег материјала (челик за побољшање и цементацију) у односу на материјал пужног зупчаника (бронза, месинг, сиви лив, и тд) изводи се закључак да је пужни зупчаник мање отпоран на разарање. Из тог разлога се прорачун носивости и провера степена сигурности врши према пужном зупчанику.

5.3.1. Носивост бокова зубаца

5.3.1.1. Степен сигурности против разарања бокова зубаца

Степен сигурности против разарања бокова зубаца пужног зупчаника S_H представља однос критичног σ_{HN} и стварног радног напона σ_H , и треба да буде мањи или једнак минималном степену сигурности S_{Hmin} , односно:

$$S_H = \frac{\sigma_{HN}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin}; \quad S_{Hmin} \geq 1 \quad (5.20)$$

5.3.1.2. Радни напон на боковима зубаца пужног зупчаника

Због сложене геометрије бокова зубаца на месту додира и великог броја утицајних фактора, радни напон на боковима зубаца пужног зупчаника одређује се приближно. Полазна једначина за одређивање овог напона јесте Херцова једначина за контактне напоне која се коригује факторима који узимају у обзир облик зубаца, радне услове, материјал и др. Према томе радни напон се одређује на основу израза [70]:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\rho \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_A}{a^3}} \quad (5.21)$$

где су:

σ_H - радни напон на боковима зубаца, N/mm²,

Z_E - фактор еластичности материјала (табела П1-3), $\sqrt{N/mm^2}$,

Z_ρ - фактор контакта,

T_2 - обртни момент пужног зупчаника, Nmm,

K_A - фактор радних услова (табела П1-1) и

a - осно растојање, mm.

Уколико не постоји вредност у табели П1-3 за изабрану комбинацију материјала пужа и пужног зупчаника фактор еластичности материјала Z_E се може одредити према следећем изразу:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right) \cdot \pi}} \quad (5.22)$$

где су:

ν_1 и ν_2 - Поасонови бројеви за материјале пужа и пужног зупчаника и

E_1 и E_2 - припадајући модули еластичности, N/mm².

Фактор контакта Z_ρ узима у обзир облик и дужину додирних линија спрегнутих бокова зубаца пужа и пужног зупчаника. Одређује се према изразима:

– за ZA, ZN, ZI и ZK пужеве:

$$Z_\rho = 2,05 \cdot \left(\frac{d_{m1}}{a} \right)^{-0,34} \quad (5.23)$$

– за ZC пужеве:

$$Z_\rho = 1,85 \cdot \left(\frac{d_{m1}}{a} \right)^{-0,34} \quad (5.24)$$

где је:

a - осно растојање, mm и

d_{m1} - пречник средњег цилиндра пужа, mm.

5.3.1.3. Критични напон на боковима зубаца пужног зупчаника

За критични напон бокова усваја се динамичка чврстоћа бокова зубаца пужног зупчаника σ_{Hlim} при којој настаје разарање 50% површине зубаца, након 2500 часова рада. За одређени број материјала који се користе за израду пужних зупчаника вредности динамичке чврстоће σ_{Hlim} су дате у табели П1-3. Вредности за динамичку чврстоћу бокова зубаца се одређују експерименталним испитивањем пужних парова при константном обртном моменту и при одређеној вредности бројева обртаја пужног зупчаника (при брзини клизања $v_{km} = 1$ m/s). Стварни радни услови узимају се преко корекционих фактора тако да се критичан напон одређује према изразу [70]:

$$\sigma_{HN} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_n \quad (5.25)$$

где су:

σ_{Hlim} - трајна динамичка чврстоћа бокова (табела П1-3), N/mm²,

Z_h - фактор радног века и

Z_n - фактор броја обртаја.

Фактор радног века Z_h узима у обзир стварни радни век пужног преносника L_h и одређује се према изразу:

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{1/6} \leq 1,6 \quad (5.26)$$

Фактор броја обртаја Z_n узима у обзир утицај броја спрезања зубаца у току радног века и зависи од броја обртаја пужног зупчаника n_2 . Одређује се према изразу:

$$Z_n = \left(\frac{8}{n_2 + 8} \right)^{1/8} \quad (5.27)$$

5.3.2. Носивост подножја зубаца

5.3.2.1. Степен сигурности

Степен сигурности против заморног лома у подножју зубаца пужног зупчаника S_F представља однос критичног σ_{Flim} и стварног радног напона σ_F , односно:

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin}; \quad S_{Fmin} = 1,1 \quad (5.28)$$

5.3.2.2. Радни и критични напон у подножју зубаца пужног зупчаника

Како се пужни зупчаници израђују од мекшег материјала у односу на материјал пужа то су његови зупци мање отпорни и мање издржљиви у односу на зупце пужа. Према томе код пужних парова опасни су радни напони само у подножју зубаца пужног зупчаника где се јавља сложено напрезање. Како у подножју зубаца доминирају напрезање на савијање и смицање тако се као меродавни напон за прорачун носивости може узети нормални напон савијања или тангенцијални напон смицања. У зависности од приступа утицај једног или другог напрезења се узима у обзир преко фактора облика зубаца.

Поступак прорачуна радног и критичног напона у подножју зубаца пужног зупчаника се разликује од аутора до аутора. Према [4] радни напон у подножју зупца одређује се према изразу:

$$\sigma_F = \frac{F_{m2} \cdot K_A}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_F \quad (5.29)$$

где су:

F_{m2} - обимна сила на средњем кругу пужног зупчаника, N,

b_2 - ширина пужног зупчаника, mm,

m_n - модул у нормалном пресеку, mm,

K_A - фактор радних услова (табела П1-1) и

Y_F - фактор облика зубаца пужног зупчаника.

Фактор облика зупца Y_F узима у обзир увећање напрезања услед хабања подножја зупца, као и расподелу оптерећења по ширини зупца. Усваја се у зависности од следећих односа:

$$- Y_F = 1,5 \text{ за } \alpha_0 = 20^\circ \text{ и}$$

$$- Y_F = 1,25 \text{ за } \alpha_0 = 25^\circ.$$

Критични напон у подножју зубаца једнак је трајној динамичкој издржљивости подножја σ_{Flim} чије су вредности за различите материјале пужних зупчаника дате у табели П1-3.

5.3.3. Провера угиба вратила пужа

Под дејством обимне F_{t1} и радијалне F_{r1} силе долази до савијања вратила пужа и његовог деформисања што може довести до сметњи при спрезању зубаца. Правилан додир зубаца зависи од тачног улежиштења вратила пужа и вратила пужног зупчаника. То значи да се деформације вратила пужа налазе у искуствено утврђеним дозвољеним границама. Из тог разлога, при конструкционом обликовању пужа, потребно је да пречник вратила пужа буде што већи, а размак између лежаја што мањи чиме би угиб вратила био мањи.

Степен сигурности против угиба вратила пужа S_δ представља однос између критичне и стварне вредности угиба вратила пужа, односно:

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_m} \geq S_{\delta min}, \quad S_{\delta min} = 1 \quad (5.30)$$

где су:

δ_{lim} - критична вредност угиба вратила пужа, mm и δ_m

δ_m - стварна вредност угиба вратила пужа, mm и

$S_{\delta min}$ - минимални степен сигурности против савијања вратила пужа.

Стварна вредност угиба вратила пужа може се одредити према [32]:

- за случај несиметричног положаја пужа између лежаја:

$$\delta_m = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot l_{11}^2 \cdot l_{12}^2 \cdot F_{m2} \cdot \frac{\sqrt{\text{tg}^2(\gamma_m + \rho) + \text{tg}^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}}{(1,1 \cdot d_{f1})^4 \cdot l_1} \quad (5.31)$$

- за случај симетричног положаја пужа између лежаја:

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_1^3 \cdot F_{m2} \cdot \frac{\sqrt{\text{tg}^2(\gamma_m + \rho) + \text{tg}^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}}{(1,1 \cdot d_{f1})^4} \quad (5.32)$$

где су:

l_{11} - растојање од средине завојног дела пужа и ближег ослонца, mm

l_{12} - растојање од средине завојног дела пужа и даљег ослонца, mm и

l_1 - растојање између ослонца пужног вратила, mm.

Критична вредност угиба може се одредити на основу искуствених препорука и задаје су у зависности од аксијалног модула m_x [4,30], односно:

$$\delta_{lim} = 0,01 \cdot m_x \text{ за побољшани челик} \quad (5.33)$$

$$\delta_{lim} = 0,004 \cdot m_x \text{ за каљени челик} \quad (5.34)$$

5.3.4. Провера загревања пужног пара

При раду пужних преносника постоји интензивно клизање по дужини и висини зупца тако да се један део енергије троши на савлађивање тих отпора и претвара у топлоту. Развијена топлота се преко кућишта одводи у спољашњу околину. До пораста радне температуре у преноснику долази ако је одведена количина топлоте мања од развијене. То изазива промену топлотног стања и карактеристика уља при чему може доћи до прегревања. Прегревање може довести до веома интензивног хабања и повреда активних површина зуба, услед смањења тврдоће спрегнутих површина под дејством високих температура. Из тог разлога веома је важна провера загревања пужног преносника.

5.3.4.1. Степен сигурности у односу на загревање

Одређивање степена сигурности у односу на загревање зависи од начина подмазивања пужног пара. У овом случају ће бити приказан поступак одређивања степена сигурности за случај подмазивања потапањем.

Степен сигурности у односу на загревање S_T представља однос критичне и радне температуре уља и мора бити већи или једнак минималном степену сигурности S_{Tmin} , односно:

$$S_T = \frac{\vartheta_{Slim}}{\vartheta_S} \geq S_{Tmin}, \quad S_{Tmin} = 1,1 \quad (5.35)$$

где су:

ϑ_{Slim} - критична температура уља, °C и

ϑ_S - радна температура уља, °C.

5.3.4.2. Радна и критична температура уља

Радна температура уља ϑ_S има велики утицај на формирање уљног филма у зони контакта зубаца пужа и пужног зупчаника. Са њеним повећањем опада вискозност уља при чему се смањује дебљина уљног филма, повећава коефицијент трења, а самим тим расту губици снаге у спреси зубаца зупчаника.

Радна температура уља ϑ_S зависи од конструкционе изведбе пужног преносника, примењених материјала за израду и радних услова. Између осталог, радна температура уља зависи и од температуре спољашње околине ϑ_0 . Одређује се према следећем изразу [32]:

$$\vartheta_S = \vartheta_0 + c_1 \cdot \left(\frac{T_2 \cdot K_A}{(a/63)^3} \right) + c_0 \quad (5.36)$$

где су:

ϑ_0 - температура околине, °С,

c_0 и c_1 - фактори који се одређују према изразима датим у табели 5.6.

T_2 - обртни момент пужног зупчаника, Nm,

K_A - фактор радних услова (табела П1-1) и

a - осно растојање, mm.

Табела 5.6. Изрази за одређивање фактора c_0 , и c_1 [32]

Тип кућишта	Фактори c_0 и c_1
Кућиште са вентилатором за хлађење	$c_0 = \frac{8,1}{100} \left(\frac{n_1}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{V_{40}}{100} \right)^{0,41} \cdot (a + 32)^{0,63}$ $c_1 = \frac{3,9}{100} \left(\frac{n_1}{60} + 2 \right)^{0,34} \cdot \left(\frac{V_{40}}{100} \right)^{-0,17} \cdot (a - 48)^{0,34} \cdot u^{-0,22}$
Кућиште без вентилатора за хлађење	$c_0 = \frac{5,23}{100} \left(\frac{n_1}{60} + 0,28 \right)^{0,68} \cdot \left(\left \frac{V_{40}}{100} - 2,203 \right \right)^{0,0237} \cdot (a + 22,36)^{0,915}$ $c_1 = \frac{3,4}{100} \left(\frac{n_1}{60} + 0,22 \right)^{0,43} \cdot \left(10,8 - \frac{V_{40}}{100} \right)^{-0,0636} \cdot (a - 20,4)^{0,26} \cdot u^{-0,18}$

Критична температура уља $\vartheta_{S\lim}$ може се узети у зависности од врсте уља за подмазивање према:

- $\vartheta_{S\lim} = 90^\circ\text{C}$ за минерално уље,
- $\vartheta_{S\lim} = 100^\circ\text{C}$ за полиалфаолефин и
- $\vartheta_{S\lim} = 100^\circ\text{C} \div 120^\circ\text{C}$ за полигликол.

5.3.4.3. Пораст температуре зупчаника

За случај подмазивања потапањем температура тела зупчаника ϑ_M одређује се као збир стварне температуре уља ϑ_S и пораста температуре зупчаника $\Delta\vartheta_P$ услед губутака снаге у спреси, односно:

$$\vartheta_M = \vartheta_S + \Delta\vartheta_P \quad (5.37)$$

Пораст температуре зупчаника $\Delta\vartheta_P$ може се одредити према изразу [32]:

$$\Delta\vartheta_P = \frac{P_{GZ}}{\alpha_L \cdot A_R} \quad (5.38)$$

где су:

P_{GZ} - губитак снаге у спреси зупчаника, kW,

α_L - коефицијент прелаза топлоте, kW/m²K и

A_R - меродавна површина пужног пара, m².

Коефицијент прелаза топлоте износи:

$$\alpha_L = c_k \cdot (1940 + 15n_1) \quad \text{за } n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1} \quad (5.39)$$

$$\alpha_L = 4190 \cdot c_k \quad \text{за } n_1 < 150 \text{ min}^{-1} \quad (5.40)$$

Фактор c_k одређује се у зависности од положаја пужа у односу на пужни зупчаник и износи:

- $c_k = 1,0$ за положај пужа изнад пужног зупчаника и
- $c_k = 0,8$ за положај пужа испод пужног зупчаника.

Меродавна површина пужног пара се одређује према изразу:

$$A_R = b_{2R} \cdot d_{m2} \quad (5.41)$$

где су:

b_{2R} - ширина тела пужног зупчаника, m и

d_{m2} - пречник средње кружнице пужног зупчаника, m.

6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА

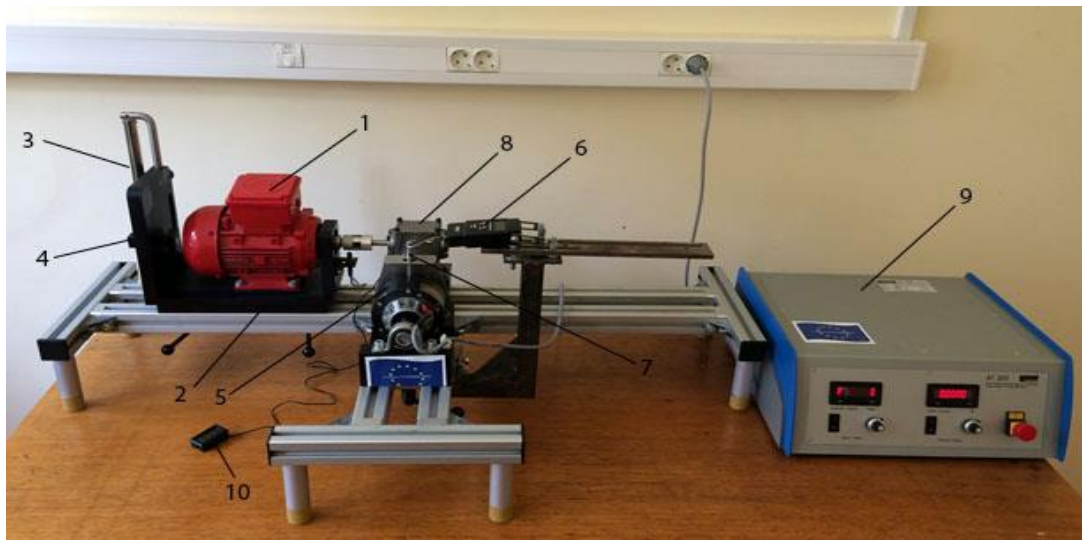
Експериментална истраживања су спроведена у две фазе. У првој фази се врше испитивања степена искоришћења пужног преносника на одговарајућој испитној и мерној опреми. Вредности степена искоришћења се одређују за различите режиме рада преносника при чему се као средство за подмазивање користе редукторска уља различитих вискозности. За испитивање се користе три пужна пара који су израђени од различитих материјала. На основу експерименталних вредности степена искоришћења одређују се губици снаге у преноснику као и вредности коефицијента трења пужних парова.

У другој фази спроводе се триболошка испитивања контактних елемената израђених од истих материјала као и пужни парови. Испитивања се врше на трибометру са контактном геометријом блок на диску са циљем одређивања коефицијента трења и поређење тих вредности са резултатима добијеним у претходној фази истраживања.

6.1. Испитивање степена искоришћења

6.1.1. Мерна и испитна опрема

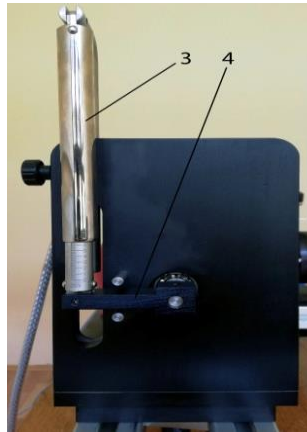
Експериментална испитивања степена искоришћења извршена су у Центру за испитивање механичких преносника на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. За извођење експеримената конструисан је и направљен једностепени пужни преносник са осним растојањем 31 mm. Преносник је постављен на уређају АТ200 који је намењен за испитивање степена искоришћења зупчастих преносника снаге (слика 6.1).



Слика 6.1. Уређај АТ200 са комплетном инсталацијом: електромотор (1); постоље (2); динамометар на улазу (3); полука (4); магнетна кочница (5); динамометар на излазу (6); полука (7); пужни преносник (8); управљачка јединица (9); термометар за мерење температуре уља (10)

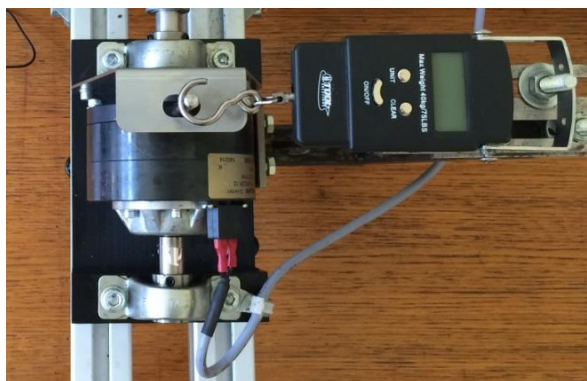
Главни делови уређаја су електромотор (1), номиналне снаге 200 W, који је ослоњен преко два лежаја на горњи део постоља (2) тако да може да ротира око своје подужне осе. Постоље електромотора је повезано за главни рам уређаја помоћу одговарајућих стезних полууга тако да се може померати дуж вођица које се налазе на раму. Када мотор произведе обртни момент, он је подвргнут реакционом моменту истог интензитета али супротног смера.

Улазни обртни момент електромотора се одређује помоћу динамометра (3) који је постављен на предњој страни кућишта и полууге (4) дужине 50 mm (слика 6.2). Када полууга заузме хоризонталан положај на динамометру се читава вредност у равнотежавајуће силе тако што се помоћу завртња фиксира положај динамометра за дату вредност. На мерној скали динамометра могуће је прочитати силу до 25 N.



Слика 6.2. Динамометар са полуугом

Промена обртног момента на излазном вратилу преносника остварује се помоћу магнетне кочнице (5). Кочница је причвршћена за постоље које је дводелно што омогућава повезивање кочнице са различитим редукторима (слика 6.3). Постоље кочнице је причвршћено за главни рам уређаја помоћу стезних полууга чиме је омогућено померање кочнице дуж вођица рама и једноставно повезивање са излазним вратилом преносника. Величина кочионе силе се читава на динамометру (6) који је повезан са полуугом дужине 100 mm.



Слика 6.3. Кочница са динамометром

Подешавање броја обртаја електромотора врши се помоћу управљачке јединице (9) (слика 6.4). На излазном вратилу електромотора налази се сензор за детектовање бројева обртаја чије се вредности мењају помоћу потенциометра који се налази на контролној јединици. Вредности кочионе силе се такође мењају преко контролне јединице и то променом јачине струје у интервалу од 0 до 0,3 A, при чему се може остварити максимални кочиони момент од 10 Nm.



Слика 6.4. Управљачка јединица

Степен искоришћења преносника се израчунава према математичком прорачуну који је приказан у каталогу уређаја AT200 [71].

Снага на улазном вратилу преносника P_1 одређује се према следећем изразу:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 \quad (6.1)$$

где су:

T_1 - улазни обртни момент, Nm,

$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 60$ - угаона брзина, s^{-1} и

n_1 - улазни број обртаја, min^{-1} .

Улазни обртни момент мотора се одређује као производ силе очитане на динамометру (3) и дужине полуге (4) када се она постави у равнотежни (хоризонтални) положај, односно:

$$T_1 = F_1 \cdot l_d \quad (6.2)$$

где су:

F_1 - уравнотежавајућа сила, N и

l_d - дужина полуге на динамометру, mm.

Снага на излазном вратилу преносника P_2 је мања у односу на улазну снагу за величину губитака који се јављају у току рада и израчунава се према следећем изразу:

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 \quad (6.3)$$

где су:

T_2 - излазни обртни момент, Nm,

$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 60$ - угаона брзина, s^{-1} и

$n_2 = n_1 / i$ - број обртаја излазног вратила, min^{-1} .

Излазни обртни момент се одређује као производ кочионе силе очитане на динамометру (6) и дужине полуге (7), односно:

$$T_2 = F_2 \cdot l_k \quad (6.4)$$

где су:

F_2 - кочиона сила, N и

l_k - дужина полуге на кочници, mm.

Степен искоришћења се одређује као однос корисне снаге на излазном вратилу преносника и улазне снаге, односно:

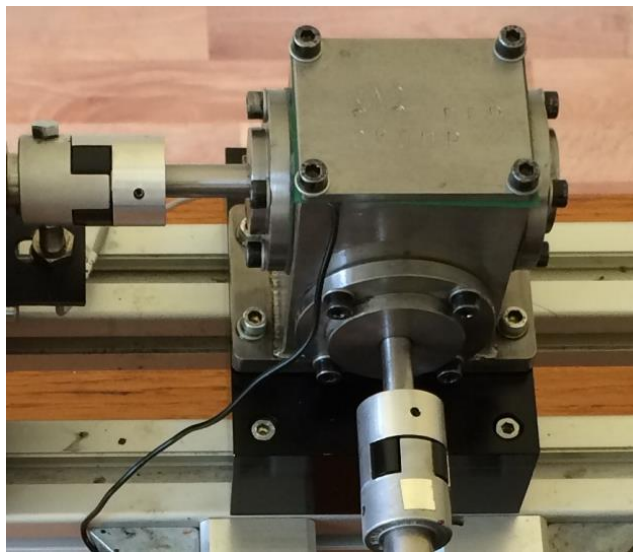
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i} \quad (6.5)$$

Претходно дефинисан математички прорачун изведен је у програму *Microsoft Excel 2013* где се вредности степена искоришћења одређују на основу измерених вредности сила F_1 и F_2 за различите услове рада преносника.

6.1.2. Опитни зупчаници

6.1.2.1. Геометријске карактеристике

За експериментална истраживања коришћен је једностепени пужни преносник који је посебно конструисан и израђен за ту намену. Кућиште преносника је заварене конструкције са отворима са стране што омогућава једноставну монтажу и демонтажу пужног пара, лежајева и других елемената (слика 6.5).



Слика 6.5. Једностепени пужни преносник

Пужни преносник је причвршћен за посебно постоље које је помоћу одговарајућих стезних полуга постављено на рам уређаја АТ200. Постоље се може померати дуж вођица рама што омогућава једноставно позиционирање преносника на уређају за испитивање. Повезивање преносника са вратилима електромотора и магнетне кочнице остварено је кандастим спојницама.

За истраживање су коришћена три пужна пара облика ZI са истим геометријским карактеристикама који су израђени од различитих материјала. Прорачун геометријских величина пужног пара изведен је програму *Microsoft Excel 2013* према изразима датим у поглављу 3. Резултати прорачуна приказани су у табели 6.1.

Табела 6.1. Основне геометријске величине пужног пара

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Тип пужа		-	ZI
Број зубаца пужа	z_1	-	1
Број зубаца пужног зупчаника	z_2	-	18
Осно растојање	a	mm	31
Преносни однос	i	-	18
Аксијални модул	m_x	mm	2
Модул у нормалном пресеку	m_n	mm	1,993
Ход завојнице пужа	P_z	mm	6,2832
Угао завојнице пужа на средњем цилиндру	γ_m	°	4,7636
Угао алата	α_0	°	20
Пужни број	q	-	12
Коефицијент померања профила	x	-	0,5
Пречник средње кружнице пужа	d_{m1}	mm	24
Пречник средње кружнице пуж. зупчаника	d_{m2}	mm	38
Пречник подеоне кружнице пужа	d_1	mm	26
Пречник подеоне кружнице пуж. зупчаника	d_2	mm	36
Пречник темене кружнице пужа	d_{a1}	mm	28
Пречник темене кружнице пуж. зупчаника	d_{a2}	mm	42
Пречник подножне кружнице пужа	d_{f1}	mm	19,2
Пречник подножне кружнице пуж. зупчаника	d_{f2}	mm	33,2
Спољашњи пречник пуж. зупчаника	d_e	mm	44
Дужина пужа	L	mm	30
Ширина пужног зупчаника	b_2	mm	18
Ширина венца пужног зупчаника	b_{2H}	mm	20
Растојање између ослонаца	l_1	mm	70

6.1.2.2. Средство за подмазивање

Подмазивање пужног пара је изведено потапањем. Као средство за подмазивање коришћена су уља *Redukol super* произвођача рафинерије нафте Модрича. То су висококвалитетна минерална уља високог индекса вискозности која су легирана ЕР адитивима на бази фосфора и сумпора. Одликују се високом оксидационом и термичком стабилношћу и добрим антихабајућим својствима. Вискозност уља дефинисана је према препорукама стандарда ISO 12925-1 који дефинише примену уља за затворене зупчасте преноснике чија се вискозност креће у интервалу у од 150÷1500 mm²/s. С тим у вези изабрана су уља вискозности 220 mm²/s, 460 mm²/s, 680 mm²/s и 1000 mm²/s чије су основне карактеристике приказане у табели 6.2

Табела 6.2. Карактеристике уља Redukol super

Величина	Јединица	Reduktol super			
		220	460	680	1000
Вискозност на 40°C	mm ² /s	222,40	453,5	693,77	930
Вискозност на 100°C	mm ² /s	18,43	28,91	40,8	51
Индекс вискозности	-	91	90,3	97	98
Тачка течења	°C	-18	-12	-8	-8
Тачка паљења	°C	260	260	300	290
Густина на 15°C	kg/m ³	896,1	896,1	905	908
Неутрализациони број	mgKOH/g	0,16	0,16	0,18	0,17

Вискозност уља представља његову основну физичку карактеристику која се мења са променом радне температуре и притиска. Са повећањем радне температуре вискозност опада при чему се смањује дебљина уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника што доводи до повећања трења и већих губитака снаге.

Кинематска вискозност ν за температурно подручје ϑ од 0,1°C до 100°C може се одредити на основу кинематске вискозности уља на 40°C и кинематске вискозности на 100°C према следећем изразу [72]:

$$\nu = 10^C - 0,7 \quad (6.6)$$

где је C константа која се одређује према изразу:

$$C = 10^{A \cdot \log(\vartheta + 273) + B} \quad (6.7)$$

У једначини 6.7 A и B су константе које се одређују према изразима [72]:

$$A = -13,129 \cdot \log\left(\frac{\log(\nu_{40} + 0,7)}{\log(\nu_{100} + 0,7)}\right) \quad (6.8)$$

$$B = \log(\log(\nu_{40} + 0,7)) - 2,496 \cdot A \quad (6.9)$$

Константе A , B и C користе се за одређивање кинематске вискозности уља на радним температурама приликом прорачуна губитака снаге пужног преносника.

6.1.2.3. Материјал пужног пара

За експериментална испитивања коришћена су три цилиндрична пужна пара са истим геометријским карактеристикама које су приказане у табели 6.1. Пуж је погонски елемент и постављен је изнад пужног зупчаника са симетричним положајем у односу на лежаје. Пужеви су израђени од побољшаног челика 42CrMo4 који је термички обрађен и брушен чије су механичке карактеристике приказане у табели 6.3.

Табела 6.3. Механичке карактеристике челика 42CrMo4

Материјал	R_m N/mm ²	$R_{\rho 0,2}$ N/mm ²	HV	E N/mm ²	ν_1
42CrMo4	1000	750	300	210000	0,3

Пужни зупчаници су израђени од различитих материјала, тачније од калајне бронзе CuSn12, цинк - алуминијумске легуре ZA12 и алуминијумске легуре A356 (слика 6.6).



Слика 6.6. Пужни зупчаници израђени од различитих материјала: а) бронза CuSn12, б) цинк-алуминијумска легура ZA12 и в) алуминијумска легура A356

Механичке карактеристике датих материјала у многоме зависе од саставних елемената као и од процеса ливења (центрифугално ливење, ливење у песку, кокилно ливење). Претходно поменути материјали се добијају процесом ливења у песку а њихове основне механичке и физичке карактеристике су приказане у табели 6.4.

Табела 6.4. Механичке и физичке карактеристике материјала пужних зупчаника

Карактеристика	Ознака	Материјал пужног зупчаника		
		CuSn12	ZA12	A356
Запреминска маса, kg/m ³	ρ_M	8880	6030	2670
Затезна чврстоћа, N/mm ²	R_m	260	300	234
Граница попуштања при 0,2% деформације, N/mm ²	$R_{\rho 0,2}$	140	210	185
Тврдоћа према Бринелу	HB	80	94	75
Модул еластичности, N/mm ²	E	88300	80000	72400
Поасонов коефицијент	ν_2	0,34	0,31	0,33
Издужење на 5,08 cm, %	A	12	1÷2	2
Област топљења, °C	T	762÷928	377÷432	557÷613

Калајне бронзе налазе широку примену у изради пужних зупчаника због веома добре отпорности према корозији, високе тврдоће и чврстоће, као и због велике отпорности на хабање. Поред бакра и калаја у легури могу бити присутни и други елементи као што су цинк, олово, никл, фосфор и др., (табела 6.5).

Табела 6.5. Хемијски састав калајне бронзе CuSn12

Елемент	Cu	Sn	Ni	Pb	P	Sb	Fe	S	Zn
макс. [%]	84-88,5	11-13	2,0	1,0	0,4	0,2	0,2	0,05	1,0

Присуство калаја у легури утиче на њену чврстоћу и пластичност. Наиме, ливене бронзе које садрже до 5% калаја имају високу пластичност и релативно ниску чврстоћу док са повећањем садржаја калаја до 10% чврстоћа бронзе расте, а пластичност нагло опада [73].

Легуре на бази цинка и алуминујума (ZA легуре) се могу користити за израду пужних зупчаника због веома добрих механичких и триболошких карактеристика. Повећање количине алуминијума у саставу легуре од 8 до 27% прати пораст тврдоће и затезне чврстоће али и пад издужења [74,75]. Овакав утицај алуминијума се исказује и при повишеним температурама, али уз смањење нивоа затезних чврстоћа и повећање нивоа издужења. Повећање садржаја алуминијума доприноси повећању отпорности на хабање. ZA легуре су знатно лакше од калајне бронзе, имају нижу температуру ливења и поседују већу тврдоћу. Висока тврдоћа доприноси високом отпору на хабање при граничном подмазивању, што са друге стране никако не умањује њихову одличну машинску обрадљивост. Важан аспект који чини ове легуре привлачним је смањење трошкова од 25% до 50% у поређењу са калајном бронзом и од 40% до 75% у односу на алуминијум. Међутим највеће ограничење ових легура јесте њихова инфериорност на повишеним температурама, изнад 100°C [76]. Хемијски састав легуре ZA12 приказан је у табели 6.6.

Табела 6.6. Хемијски састав легуре ZA12

Елемент	Al	Cu	Mg	Pb	Cd	Sn	Fe	Zn
макс. [%]	9-14	0,5-1,5	0,01-0,03	0,004	0,003	0,002	0,075	остатак

Легуре алуминијума се такође могу користити за израду пужних зупчаника. Алуминијумска легура А356 је подеутектичка Al-Si легура са добрим механичким особинама и великом жилавошћу, изузетном ливкошћу и великом отпорношћу на корозију. Механичке особине ове легуре могу се унапредити термичком обрадом посебно Т6 поступком. Т6 поступак подразумева растворно жарење у трајању од 8 сати на температури 525°C, затим каљење у води температуре 30°C до собне температуре. Након тога следи природно старење 5 сати на ваздуху или вештачко старење (преципитација) у трајању од 8 сати на температури од 165°C [77]. Недостатак ове легуре је њена лоша отпорност на хабање. Побољшање отпорности на хабање омогућило би простор за даље ширење њене употребе. У табели 6.7. је приказан хемијски састав легуре А356 где је наведен максимално дозвољени садржај појединих хемијских елемената.

Табела 6.7. Хемијски састав легуре А356 -Т6

Елемент	Al	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti	Остатак
макс. [%]	91,1-93,3	6,5-7,5	0,20	0,20	0,10	0,25-0,45	0,10	0,20	0,15

Главна истраживања у докторској дисертацији су спроведена са циљем примене нових материјала за израду пужних зупчаника (легуре ZA12 и А356), као и истраживање њиховог утицаја на степен искоришћења преносника у поређењу са калајном бронзом CuSn12. Проучавање триболошког понашања и степена искоришћења пужних парова израђених од ових материјала има за циљ смањење масе преносника, мање трење и хабање пужних парова, ниже енергетске губитке, повећање радног века итд.

6.1.2.4. Носивост пужног пара

Прорачун носивости извршен је за пужни пар са пужним зупчаником израђеним од калајне бронзе P.CuSn12 према теоријским основама приказаним у претходном поглављу 5. Геометријске карактеристике датог пужног пара су приказане у табели 6.1. Пуж и пужни зупчаник су симетрично постављени између ослонаца. Предвиђени радни

век преносника је 10000 h док се хлађење изводи природним путем. Подмазивање се врши потапањем при чему се као средство за подмазивање користи минерално уље вискозности 220 mm²/s (табела 6.2). Прорачун је извршен према номиналној снази електромотора од 200 W при броју обртаја од 3000 min⁻¹.

За дати пужни пар одређене су вредности степена искоришћења, губици снаге, као и вредности коефицијента трења у зони контакта зубаца зупчаника. Такође је извршена провера одговарајућих степена сигурности. Резултати прорачуна приказани су у табели 6.8.

Табела 6.8. Резултати прорачуна носивости пужног пара 42CrMo4/P.CuSn12

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Оптерећење, степен искоришћења и губици снаге			
Снага на пужном вратилу	P_1	W	200
Број обртаја пужа	n_1	min ⁻¹	3000
Број обртаја пужног зупчаника	n_2	min ⁻¹	166,667
Обртни момент на пужу	T_1	Nm	0,637
Коефицијент трења пужног пара	μ_z	-	0,04937
Степен искоришћења пужног пара	η_z	-	0,6254
Губици снаге у спреси зупчаника	P_{GZ}	W	74,923
Степен искоришћења преносника	η	-	0,6061
Укупни губици снаге	P_G	W	78,783
Снага на пужном зупчанику	P_2	W	121,217
Обртни момент на пужном зупчанику	T_2	Nm	6,945
Обимна сила на пужу	F_{m1}	N	53,052
Обимна сила на пужном зупчанику	F_{m2}	N	365,537
Радијална сила на пужу	F_{rml}	N	146,013
Радијална сила на пужном зупчанику	F_{rm2}	N	146,013
Носивост у односу на чврстоћу бокова зубаца			
Радни напон бокова зубаца	σ_H	N/mm ²	158,7312
Критични напон бокова зубаца	σ_{HN}	N/mm ²	209,9806
Степен сигурности	S_H	-	1,32
Носивост у односу на чврстоћу подножја зубаца			
Радни напон подножја зубаца	σ_F	N/mm ²	15,284
Критични напон бокова зубаца	$\sigma_{F\lim}$	N/mm ²	115
Степен сигурности	S_F	-	7,52
Провера загревања			
Температура околине	ϑ_0	°C	20
Радна температура уља	ϑ_S	°C	55,117
Критична температура уља	$\vartheta_{S\lim}$	°C	90
Степен сигурности	S_T	-	1,63
Провера угиба вратила пужа			
Стварна вредност угиба	δ_m	mm	0,00049
Критична вредност угиба	δ_{\lim}	mm	0,02
Степен сигурности	S_δ	-	40,82

6.1.3. План експерименталних истраживања

Испитивање степена искоришћења пужног преносника извршено је на уређају АТ200 за различите режиме рада, коришћењем уља различитих вискозности. План експерименталних истраживања се базира на варирању четири различите вредности бројева обртаја ($n_1=1000 \text{ min}^{-1}$, $n_1=1500 \text{ min}^{-1}$, $n_1=2000 \text{ min}^{-1}$ и $n_1=2500 \text{ min}^{-1}$) пет нивоа оптерећења и четири уља различитих вискозности ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$, $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$). Пре главног извршена су пробна испитивања степена искоришћења како би се утврдили режими рада преносника. Уходавање пужног пара се спроводи при улазном броју обртаја од 500 min^{-1} коришћењем уља вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$. План експерименталних истраживања приказан је у табели 6.9.

Табела 6.9. План експерименталних истраживања

$n_1, \text{ min}^{-1}$	$I, \text{ A}$	$t, \text{ h}$	$T_1, \text{ Nm}$	$T_2, \text{ Nm}$	Вискозност мазива, mm^2/s			
					220	460	680	1000
1000	0,1	2	*	*	*	*	*	*
	0,125	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,15	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,175	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,2	1,5	*	*	*	*	*	*
1500	0,1	2	*	*	*	*	*	*
	0,125	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,15	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,175	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,2	1,5	*	*	*	*	*	*
2000	0,1	2	*	*	*	*	*	*
	0,125	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,15	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,175	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,2	1,5	*	*	*	*	*	*
2500	0,1	2	*	*	*	*	*	*
	0,125	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,15	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,175	1,5	*	*	*	*	*	*
	0,2	1,5	*	*	*	*	*	*

Пробним испитивањем утврђују су режими рада преносника који се мењају помоћу управљачке јединице. Наиме, променом јачине струје на управљачкој јединици у интервалу од 0,1 А до 0,2 А, са кораком промене од 0,025 А долази до промене кочионе силе на електромагнетној кочници и до промене оптерећења односно излазног обртног момента T_2 . Планом експеримента је предвиђено да укупно време трајања испитивања износи осам сати за једно уље и то за први ниво оптерећења два сата и за сваки наредни ниво по 1,5 сат. Време трајања експеримента за први ниво оптерећења је нешто дуже из разлога што је мазиву потребно извесно време ради достизања радне

температуре. При томе се врши мерење степена искоришћења η преносника чије се вредности евидентирају на сваких пет минута. Истовремено се врши мерење радне температуре уља и температура спољашње околине. Након тога одређују се просечне вредности укупног степена искоришћења на основу измерених вредности улазних T_1 и излазних обртних момената T_2 .

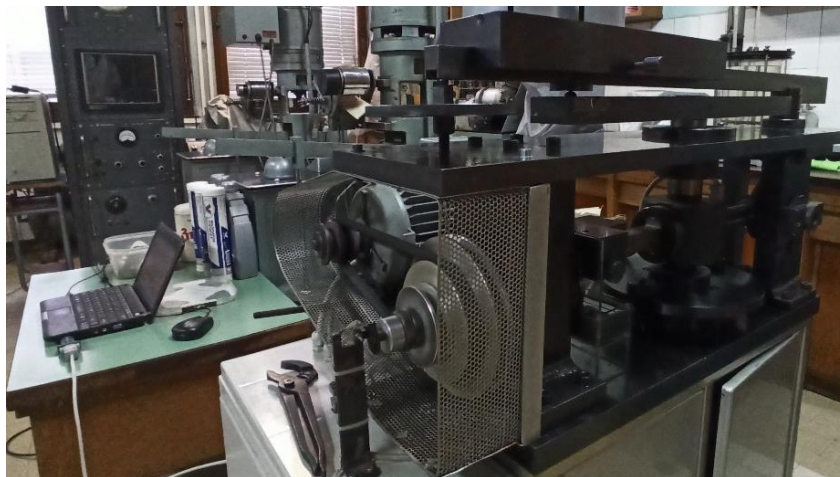
На основу експерименталних добијених података врши се прорачун губитака снаге у спрези зупчаника, лежајима и заптивкама, као и одређивање коефицијента трења у зони контакта пужног пара. Ове вредности се одређују за исте радне услове дефинисане планом експерименталних истраживања приказаним у табели 6.9.

Планом испитивања је предвиђено да се користе пужни парови истих геометријских карактеристика при чему су пужеви израђени од истог материјала (42CrMo4) а пужни зупчаници од три различите врсте материјала (CuSn12, ZA12 и A356). Пре саме монтаже и испитивања опитних пужних парова врши се мерење њихове масе. Предвиђено је да се након свака 32 сата рада пужних парова врши њихова демонтажа, чишћење и поновно мерење масе како би се утврдио интезитет хабања истих. То је заправо време трајања експеримента за све претходно дефинисане режиме рада и једно уље. Према томе, укупно време трајања експеримента за један пужни пар, узимајући у обзир сва тестирана уља, износи 128 сати.

6.2. Триболошка испитивања

6.2.1. Мерна и испитна опрема

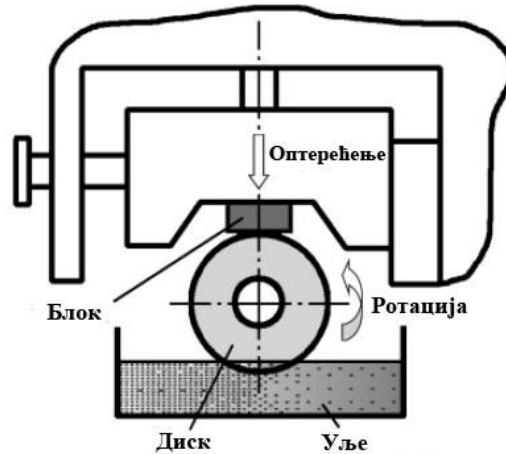
Експериментална истраживања триболошких карактеристика материјала пужних зупчаника су моделског типа и обављена су на компјутерски подржаном трибометру TPD-95 са контактном геометријом блок на диску у Лабораторији за трибологију на Машинском факултету у Београду (слика 6.7). Трибометар се користи за испитивање триболошких карактеристика различитих врста материјала у различитим условима рада са и без присуства мазива. Коришћењем блокова и дискова остварен је контакт по линији, што одговара стварним условима контакта зубаца пужа и пужног зупчаника. Приликом испитивања, одговарајућим подешавањем, врши се позиционирањем блока и диска чиме се остварује њихов непосредни контакт.



Слика 6.7. Трибометар TPD 95 са инсталацијом

Основни делови трибометра TPD-95 су:

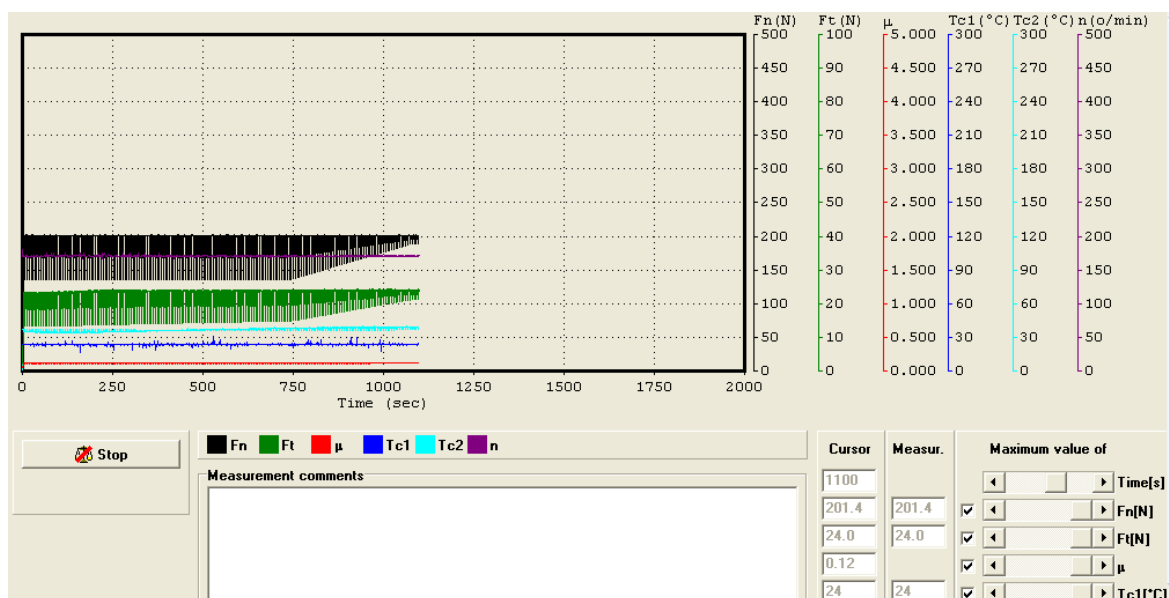
- погонски систем који се састоји од електромотора, каишног преносника и варијатора који омогућава промену брзине клизања у границама од 0,1 до 5 m/s.
- систем за задавање оптерећења који се састоји од система полуга и тега помоћу којих се може постићи оптерећење до 450 N и
- систем за подмазивање који чини посуда која је испуњена мазивом до одређеног нивоа тако да диск који је делимично уроњен својим обртним кретањем доводи мазиво у зону контакта (слика 6.8) и
- мерни систем који чини стандардна мерна и рачунска опрема.



Слика 6.8. Подмазивање контактнег пара [78]

Конфигурација трибометра омогућава варирање услова испитивања што се може постићи променом облика, димензија и материјала контактних елемената, променом нормалног оптерећења и брзине клизања.

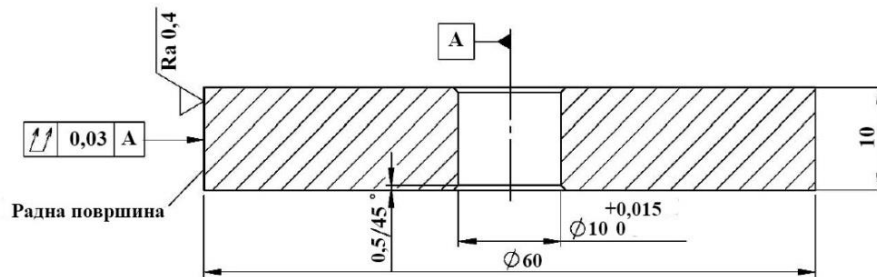
Коришћењем персоналног рачунара помоћу одговарајуће корисничке апликације обезбеђује се нумерички и графички приказ промене свих величина у току контакта (слика 6.9). Прикупљени подаци са трибометра се снимају и чувају у облику датотека што омогућава њихову даљу обраду.



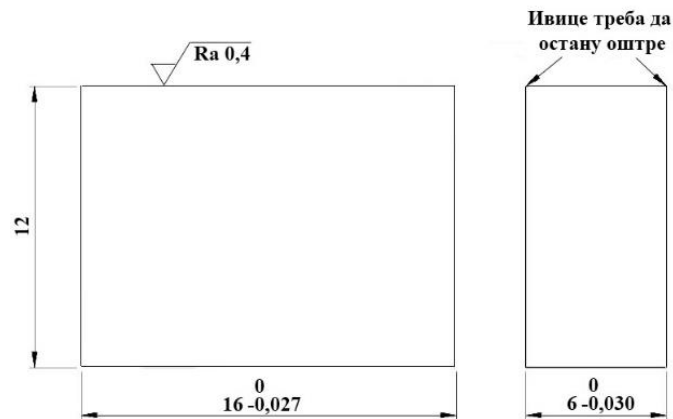
Слика 6.9. Корисничка апликација трибометра TPD 95

6.2.2. Контактни елементи

Контактне елементе чине ротациони диск и стационарни блок чије су димензије приказане на сликама 6.10 и 6.11, респективно. Испитивани узорци одговарају захтевима ASTM G 77 стандарда [79].

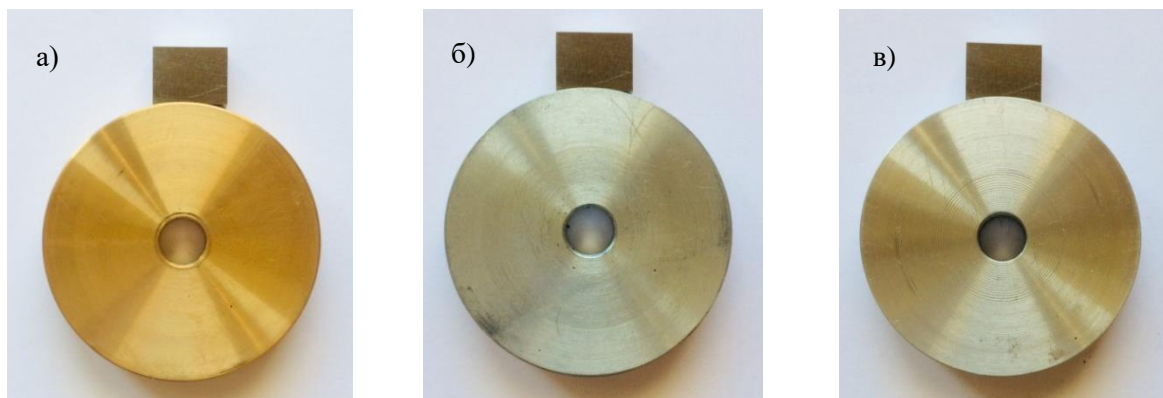


Слика 6.10. Димензије диска према ASTM G 77 стандарду



Слика 6.11. Димензије блока према ASTM G 77 стандарду

Контакт између блокова и дискова се остварује по линији што одговара стварним условима спрезања пужног пара. У овом случају блок се може поистоветити са пужем а диск са пужним зупчаником. Према томе контактни парови су израђени од истих материјала као и пужни парови. Наиме, дискови су израђени од калајне бронзе CuSn12, цинк-алуминијумске легуре ZA12 и алуминијумске легуре A356 док су блокови израђени од побољшаног челика 42CrMo4 (слика 6.12).



Слика 6.12. Контактни елементи са диском израђеним од: а) калајне бронзе CuSn12; б) цинк-алуминијумске легуре ZA12 и в) алуминијумске легуре A356

Дискови и блокови су термички обрађени на идентичан начин као што је то урађено са пужем и пужним зупчаником. Након тога извршено је брушење истих на одговарајућу храпавост контактних површина. Механичке карактеристике материјала контактних елемената дате су у табелама 6.3 и 6.4.

Пре почетка испитивања измерени су параметри храпавости контактних површина блокова и дискова помоћу мерног уређаја *Surface Roughness Tester SR 350 JD*. Вредности средњег аритметичког одступања висине неравнина R_a су одређене на три референтне дужине површине дискова и блокова. Том приликом ове вредности су се кретале у границама од $0,35 \div 0,41 \mu\text{m}$ што одговара захтевима ASTM G 77 стандарда.

6.2.3. План триболошких испитивања

Триболошка испитивања спроведе се са циљем одређивања коефицијента трења између контактних елемената израђених од различитих материјала. План испитивања се базира на варирању три различита нивоа оптерећења (150 N, 200 N и 250 N), при обимној брзини од 0,5 m/s и путу клизања од 600 m. Том приликом као средство за подмазивање користи се редукторско уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ (табела 6.10).

Табела 6.10. План триболошких испитивања

F_N , N	v , m/s	Материјал диска		
		A356	CuSn12	ZA12
150	0,5	*	*	*
200		*	*	*
250		*	*	*

Одабрани режими рада трибометра одговарају условима рада пужног пара. Предвиђено је да се испитивања понављају по три пута након чега се одређује просечна вредност коефицијента трења. За свако испитивање користи се нови контактни пар. Добијене вредности упоређују се са прорачунатим вредностима коефицијента трења за експерименталне услове рада пужног пара. На основу резултата испитивања врши се избор материјала са најбољим триболошким карактеристикама.

7. РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА

Испитивања степена искоришћења пужног преносника су обављена на уређају АТ200 према тачно дефинисаном плану испитивања у Центру за испитивање механичких преносника снаге Факултета инжењерских наука. При томе је праћен утицај релевантних фактора (материјала пужних парова, обимне брзине, оптерећења, вискозности мазива) на губитке снаге у пужном преноснику и степен искоришћења. Пре саме реализације експеримента извршена су пробна испитивања степена искоришћења како би се дефинисали режими рада преносника (оптерећење и улазни број обртаја), начин подмазивања, као и време испитивања. На основу тога дефинисан је план испитивања који поред претходно наведених података садржи и податке о етапама реализације експеримента.

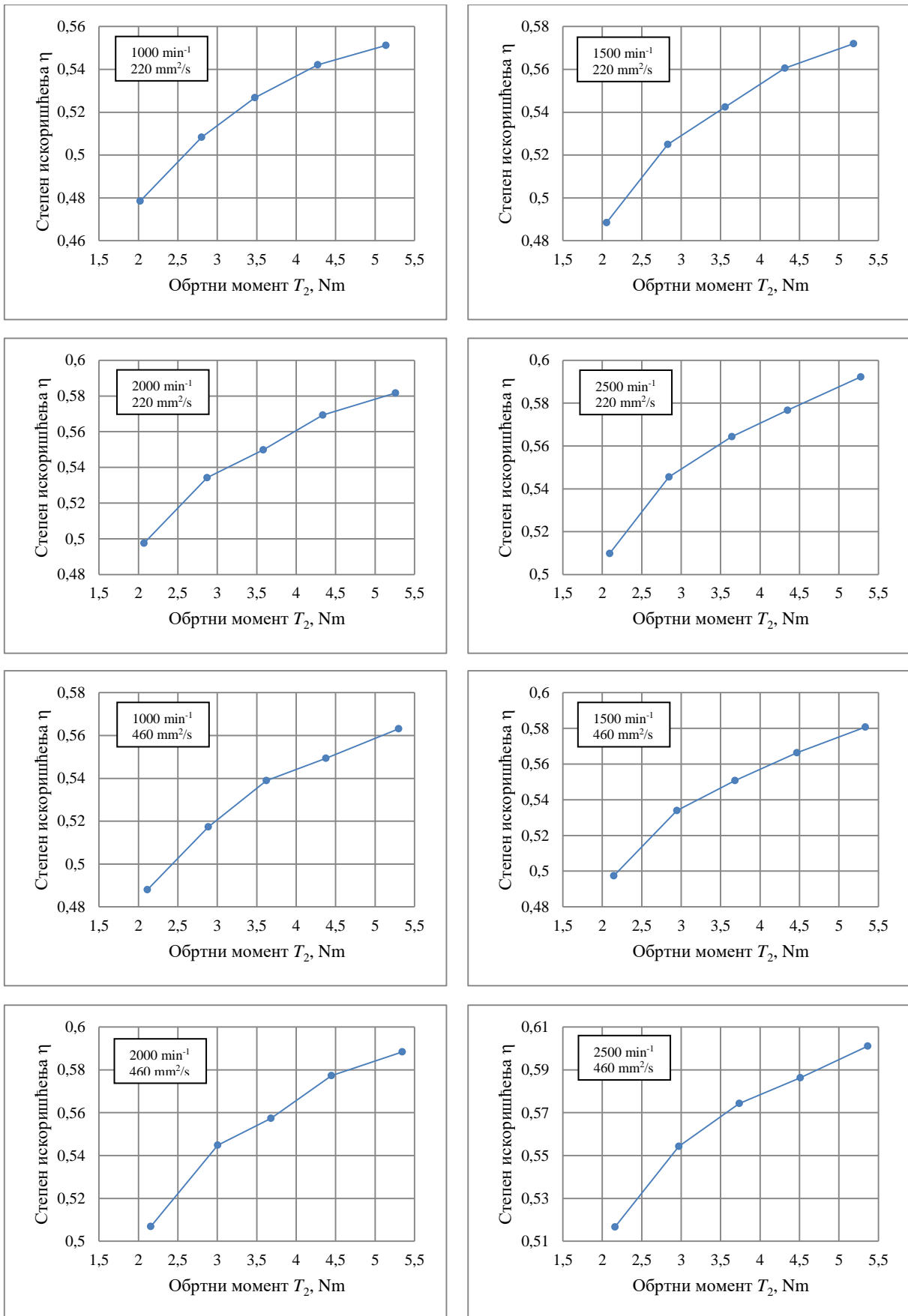
Испитивање је извршено кроз неколико фаза. Најпре су одређене просечне вредности степена искоришћења преносника η на основу измерених вредности улазног и излазног обртног момента. Након тога се на основу оптерећења пужног пара и радних температура уља одређују губици снаге у лежајевима P_{GL} . Губици снаге у заптивачима P_{GD} не зависе од оптерећења и одређују се у зависности од учестаности обртаја погонског и гоњеног вратила. На основу познатих вредности губитака снаге у лежајевима и заптивачима вратила одређују се степени искоришћења пужног пара η_z , губици снаге у спреси зупчаника P_{GZ} и коефицијент трења у зони контакта зубаца зупчаника μ_z . Вредности претходно поменутих величина одређују се за различите радне услове преносника коришћењем уља различитих вискозности.

7.1. Пужни пар израђен од материјала 42CrMo4/CuSn12

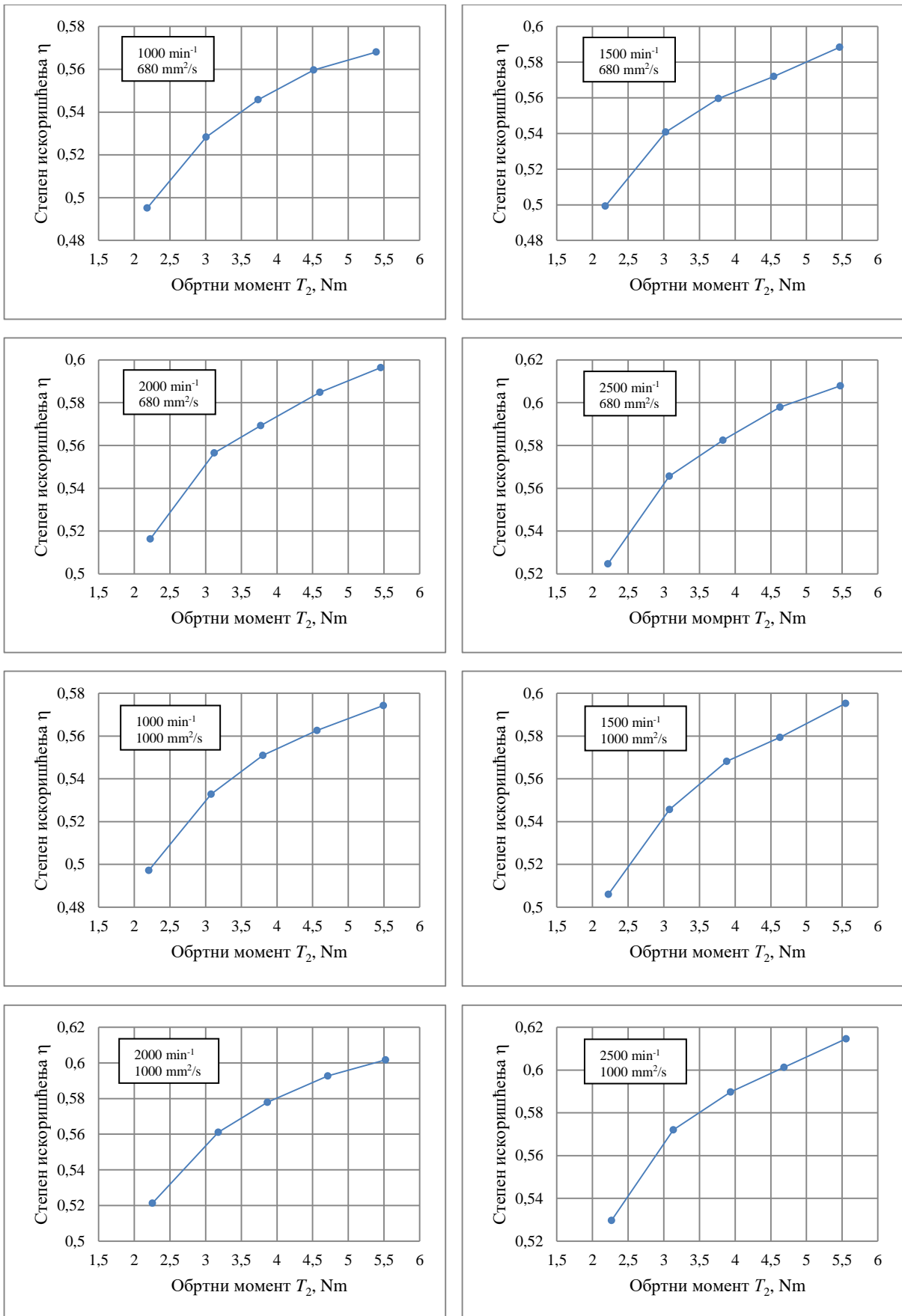
7.1.1. Степен искоришћења

Одређивање степена искоришћења преносника реализовано је према дефинисаном плану испитивања варирањем четири различите вредности бројева обртаја (1000 min^{-1} , 1500 min^{-1} , 2000 min^{-1} и 2500 min^{-1}), четири уља различитих вискозности ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$, $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$) и пет нивоа оптерећења (излазних обртних момената T_2). Током испитивања помоћу електромагнетне кочнице вршена је промена излазног обртног момента T_2 чије су се вредности кретале између $T_2=2,02\div 5,56 \text{ Nm}$ узимајући у обзир све режими испитивања и уља различитих вискозности. Истовремено су мерене вредности улазног обртног момента T_1 као и вредности температуре уља и температуре спољашње околине. Вредности су евидентирани на сваких пет минута након чега се одређује њихова просечна вредност. Након тога, на основу измерених вредности улазних T_1 и излазних обртних момената T_2 , одређене су просечне вредности укупног степена искоришћења преносника η према изразу 6.5. Резултати истраживања приказани су у табелама П2-1÷П2-4.

На основу добијених података конструисани су дијаграми зависности укупног степена искоришћења преносника η и излазног обртног момента T_2 за различите режими рада и уља различитих вискозности који су приказани на сликама 7.1 и 7.2.



Слика 7.1. Вредности степена искоришћења за уља вискозности 220 mm²/s и 460 mm²/s и различите режиме рада преносника



Слика 7.2. Вредности степена искоришћења за уља вискозности 680 mm²/s и 1000 mm²/s и различите режиме рада преносника

Са дијаграма се може уочити да са повећањем оптерећења расте укупни степен искоришћења преносника. Такође, степен искоришћења расте при већим бројевима обртаја (обимним брзинама зупчаника), као и применом уља веће вискозности. Узимајући у обзир различите режиме рада преносника (број обртаја и оптерећење) и уља различитих вискозности, вредности степена искоришћења се крећу у интервалу $\eta=0,48\div 0,62$. На овакав ток промене утичу многобројни фактори као што су врста материјала спрегнутих зупчаника, вискозност мазива, обимна брзина, радна температура, величина трења и губици снаге у зони контакта зубаца зупчаника, као и губици снаге у лежајима и заптивачима вратила. Из тог разлога за даљи ток разматрања потребно је испитати појединачни утицај претходно поменутих фактора на степен искоришћења, као и прецизно одредити губитке снаге у пужном преноснику.

7.1.2. Поступак прорачуна губитака снаге у лежајима

У току рада пужног преносника јављају се губици снаге у лежајима који су последица трења на додирним површинама котрљајних тела са држачима и прстеновима. Осим трења између металних делова, јављају се и хидраулички отпори трења у мазиву. Трење у лежајима добија на значају у случају да његов топлотни ефекат суштински утиче на укупан енергетски биланс пужног преносника, у супротном се може занемарити. У основи, трење у лежајима се састоји од трења котрљања, трења клизања и трења у мазивом материјалу. Између њих постоји веома сложена и блиско узајамна веза која отежава детаљну анализу сваке компоненте понаособ [80-82]. Губици снаге у котрљајним лежајима у многоме зависе од величине трења. Трење првенствено зависи од оптерећења лежаја, типа и величине лежаја, броја обртаја као и од врсте, вискозности и количине мазива којом се лежај подмазује.

За прецизно одређивање губитака снаге у лежајима може се применити математички прорачун произвођача лежаја SKF [83].

Укупни губици снаге у лежајима вратила пуџа и пужног зупчаника једнаки су збиру губитака снаге свих уграђених лежаја А, В, С, и D, односно:

$$P_{GL} = P_{GLA} + P_{GLB} + P_{GLC} + P_{GLD} \quad (7.1)$$

Губици снаге услед трења у једном лежају могу се одредити према следећем изразу:

$$P_{GLI} = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n \quad (7.2)$$

где су:

P_{GLI} - губитак снаге у једном лежају, W,

M - укупни момент трења лежаја, Nm и

n - број обртаја, min^{-1} .

Укупни момент трења одређује се према изразу:

$$M = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (7.3)$$

где су:

- ϕ_{ish} - фактор дебљине уљног филма,
- ϕ_{rs} - фактор потискивања мазива,
- M_{rr} - момент трења котрљања, Nmm,
- M_{sl} - момент трења клизања, Nmm,
- M_{seal} - момент трења заптивача лежаја, Nmm и
- M_{drag} - момент трења у мазивом материјалу, Nmm.

7.1.2.1. Фактори подмазивања

У експлоатационим условима између површина контакта котрљајних тела и стаза котрљања ствара се носећи уљни филм. Само једна мала количина уља формира носећи слој док се други део распршује. Дебљина уљног филма зависи од услова експлоатације, величине лежаја и вискозности уља на радној температури. Фактор који узима у обзир дебљину уљног филма одређује се према изразу [83]:

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (7.4)$$

Са друге стране, услед котрљања котрљајних тела, мазиво бива потиснуто у зони контакта. При томе број обртаја лежаја и вискозност мазива омогућавају да се у зони контакта оствари носећи слој мазива. Фактор потискивања мазива се одређује према изразу [83]:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D)} \sqrt{\frac{K_Z}{2(D-d)}}} \quad (7.5)$$

У изразима (7.4) и (7.5) су:

- n - број обртаја, min^{-1} ,
- d - унутрашњи пречник лежаја, mm,
- D - спољашњи пречник лежаја, mm,
- ν - кинематска вискозност уља на радној температури, mm^2/s ,
- K_{rs} - коефицијент који зависи од начина подмазивања:
 $K_{rs} = 3 \cdot 10^{-8}$ - за случај подмазивања уљем потапањем или под притиском,
 $K_{rs} = 6 \cdot 10^{-8}$ - за случај подмазивања машћу.
- K_Z - конструкциони фактор који зависи од врсте лежаја ($K_Z = 3,1$ за прстенасти куглични лежај са радијалним додиром).

7.1.2.2. Момент трења котрљања

Трење котрљања настаје у процесу кретања котрљајних тела по путањи котрљања. Веома је комплексне природе јер је делимично условљено клизањем у зони

контакта котрљајних тела и путање котрљања, а делимично еластичним хистерезисом. Делови материјала који долазе у контакт са котрљајним телима се при котрљању еластично деформишу услед оптерећења. Добијени рад при растерећењу се делимично користи за кретање котрљања док остали део прелази у топлоту [84].

Момент трења котрљања састоји се од две компоненте и то: момента трења котрљања на додиру котрљајних тела са стазама котрљања и момента трења котрљања на додиру котрљајних тела са површинама вођица и држача (кавеза). Може се одредити према следећем изразу:

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (7.6)$$

где су:

M_{rr} - момент трења котрљања, Nmm,

G_{rr} - основна вредност момента трења котрљања, Nmm,

ν - кинематска вискозност уља на радној температури, mm²/s и

n - број обртаја, min⁻¹.

За прстенасти куглични једноредни лежај са радијалним додиром основна вредност трења котрљања се одређује према следећем изразу [83]:

– за случај када је аксијална сила лежаја: $F_a > 0$:

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_F} F_a \right)^{0,54} \quad (7.7)$$

– за случај када је аксијална сила лежаја: $F_a = 0$:

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,96} \cdot F_r^{0,54} \quad (7.8)$$

Фактор облика лежаја α_F зависи од аксијалне силе и статичке носивости лежаја односно:

$$\alpha_F = 24,6 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \quad (7.9)$$

У претходним изразима су:

$d_m = (d + D)/2$ - средњи пречник лежаја, mm,

F_a - аксијална сила лежаја, N,

F_r - радијална сила лежаја, N,

R_1 и R_2 - конструкциони фактори који зависе од врсте лежаја,

α_F - фактор облика лежаја и

C_0 - статичка носивост лежаја, N.

За прстенасти куглични једноредни лежај са радијалним додиром вредности конструкционих фактора R_1 и R_2 су приказане у табели 7.1 у зависности од реда мера лежаја.

Табела 7.1. Конструкциони фактори за момент трења котрљања и клизања [83]

Ред мера лежаја	Конструкциони фактори			
	R_1	R_2	S_1	S_2
2, 3	$4,4 \times 10^{-7}$	1,7	$2,0 \times 10^{-3}$	100
42, 43	$5,4 \times 10^{-7}$	0,96	$3,0 \times 10^{-3}$	40
60, 630	$4,1 \times 10^{-7}$	1,7	$3,73 \times 10^{-3}$	14,6
62, 622	$3,9 \times 10^{-7}$	1,7	$3,23 \times 10^{-3}$	36,5
63, 623	$3,7 \times 10^{-7}$	1,7	$2,84 \times 10^{-3}$	92,8
64	$3,6 \times 10^{-7}$	1,7	$2,43 \times 10^{-3}$	198
160, 161	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,63 \times 10^{-3}$	4,25
617, 618, 628, 637, 638	$4,7 \times 10^{-7}$	1,7	$6,5 \times 10^{-3}$	0,78
619, 639	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,75 \times 10^{-3}$	3,6

7.1.2.3. Момент трења клизања

Трење клизања код лежаја јавља се у контакту котрљајних тела и држача, између котрљајних тела и стаза котрљања, као и у међусобном контакту котрљајних тела за случај да је конструкција лежаја изведена без држача. За нормалне услове рада, сила која делује на држач је мала, а самим тим је и трење незнатно. Међутим, у условима недовољног подмазивања, врло великих бројева обртаја и оптерећења, губици услед трења у лежајима се знатно повећавају.

Момент трења клизања обухвата момент трења клизања на додиру котрљајних тела са стазама котрљања и момент трења клизања на додиру котрљајних тела са површинама вођица и држача. Одређује се према следећем изразу [83]:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (7.10)$$

где су:

M_{sl} - момент трења клизања, Nmm,

G_{sl} - основна вредност момента трења клизања, Nmm и

μ_{sl} - коефицијент трења клизања.

Основна вредност момента трења клизања зависи од врсте лежаја. За прстенасти куглични једнореди лежаји са радијалним додиром одређује се према изразу, [83]:

– за случај када је аксијална сила лежаја: $F_a > 0$:

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{-0,145} \cdot \left(F_r^5 + \frac{S_2 \cdot d_m^{1,5}}{\sin \alpha_F} F_a^4 \right)^{1/3} \quad (7.11)$$

- за случај када је аксијална сила лежаја: $F_a = 0$:

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{-0,26} \cdot F_r^{5/3} \quad (7.12)$$

где су:

d_m - средњи пречник лежаја, mm,

F_a - аксијална сила лежаја, N,

F_r - радијална сила лежаја, N,

α_F - фактор облика лежаја,

S_1 и S_2 - конструкциони фактори који зависе од реда мера и врсте уграђених лежајева.

За прстенасти куглични једноредни лежај са радијалним додиром вредности ових фактора су приказане у табели 7.1.

Коефицијент трења клизања μ_{sl} одређује се према изразу [83]:

$$\mu_{sl} = \left(1 - \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \right) \cdot \mu_{EHL} \quad (7.13)$$

где су:

μ_{EHL} - коефицијент трења хидродинамичког подмазивања,

v - кинематска вискозност уља на радној температури, mm²/s и

n - број обртаја, min⁻¹.

Када је дебљина уљног филма задовољавајућа може се узети да је коефицијент трења клизања једнак коефицијенту трења хидродинамичког подмазивања. За све врсте лежајева, осим цилиндричних и конусно ваљчаних, коефицијент трења μ_{EHL} се може одредити у зависности од врсте уља за подмазивање и то:

- за подмазивање минералним уљем $\mu_{EHL} = 0,05$,
- за подмазивање синтетичким уљем $\mu_{EHL} = 0,04$.

7.1.2.4. Момент трења заптивача лежаја

Губици снаге у лежајима јављају се и услед отпора трења од заптивача у самом лежају. Момент трења од заптивача за случај обостраног заптивања одређује се према следећем изразу [83]:

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_s^\beta + K_{S2} \quad (7.14)$$

где су:

M_{seal} - момент трења клизног заптивача, Nmm,

K_{S1} и K_{S2} - конструкциони фактори,

d_s - мера лежаја према каталогу произвођача, mm и

β - конструкциони експонент.

Конструкциони фактори и експонент одређују се у зависности од врсте лежаја, врсте заптивача и величине спољашњег пречника лежаја. За прстенасти куглични једноредни лежај са радијалним додиром вредности ових параметра су дате у табели 7.2.

Табела 7.2. Вредности експонента β и конструкционих фактора K_{S1} и K_{S2} [83]

Тип заптивача	Пречник лежаја D mm	Експонент и конструкциони фактори		
		β	K_{S1}	K_{S2}
RSL	$D \leq 25$	0	0	0
	$25 < D \leq 52$	2,25	0,0018	0
RZ	$D \leq 175$	0	0	0
RSH	$D \leq 52$	2,25	0,028	2
RS1	$D \leq 62$	2,25	0,023	2
	$62 < D \leq 80$	2,25	0,018	20
	$80 < D \leq 100$	2,25	0,018	15
	$D > 100$	2,25	0,018	0

7.1.2.5. Момент трења у мазивом материјалу

Трење у мазивом материјалу састоји се од унутрашњег трења у мазиву које се јавља услед мешања и истискивања вишка мазива током подмазивања. Губици услед трења расту са повећањем броја обртаја лежаја и вискозности мазива. Величина ових губитака узима се у обзир преко момента отпора трења од струјања мазива који има значајан удео у укупном моменту трења. За кугличне лежајеве, у случају подмазивања потапањем, величина овог момента одређује се према изразу [83]:

$$M_{drag} = V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 \quad (7.15)$$

где су:

M_{drag} - момент трења у мазивом материјалу, Nmm,

V_M - фактор отпора мазива,

K_{ball} - коефицијент кугличних лежајева,

n - број обртаја, min^{-1} и

d_m - средњи пречник лежаја, mm.

Коефицијент кугличних лежајева одређује се према следећем изразу:

$$K_{ball} = \frac{i_{rW} \cdot K_Z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} \quad (7.16)$$

где су:

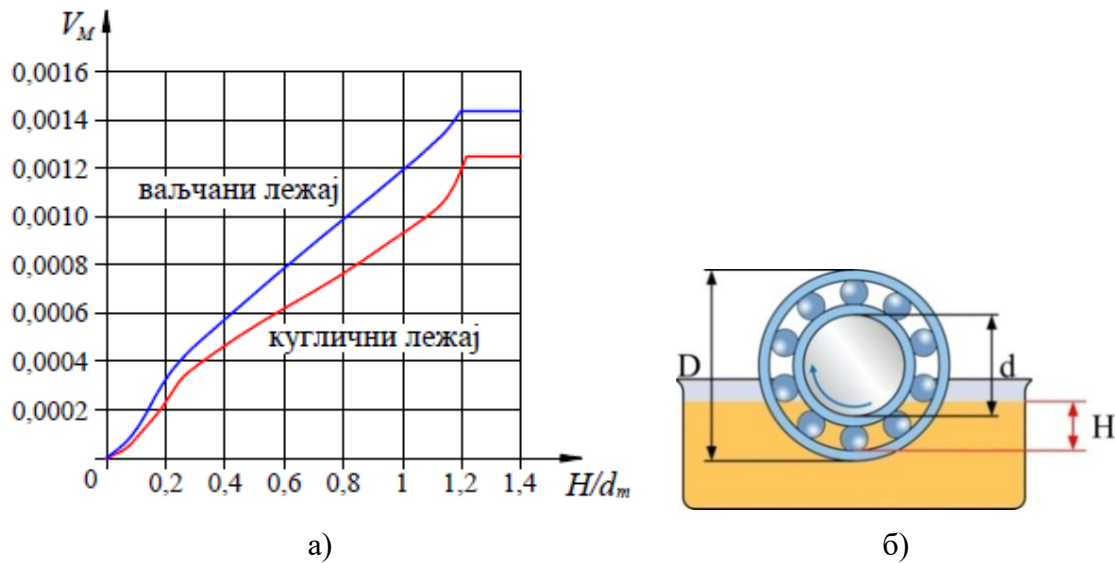
i_{rW} - број редова куглица,

K_Z - конструкциони параметар који зависи од врсте лежаја,

d - унутрашњи пречник лежаја, mm и

D - спољашњи пречник лежаја, mm.

Фактор отпора мазива V_M одређује се према дијаграму приказаном на слици 7.3а у зависности од врсте лежаја и односа дубине потапања и средњег пречника лежаја H/d_m (слика 7.3б).



Слика 7.3. Дијаграм за одређивање фактора отпора мазива а) и дубина потапања лежаја б)

7.1.3. Прорачун губитака снаге у заптивачима вратила

Губици снаге у заптивачима вратила пужа и пужног зупчаника углавном зависе од броја обртаја и пречника вратила на месту заптивача (унутрашњег пречника заптивача). Укупни губитак снаге у заптивачима једнак је збиру губитака у свим заптивачима погонског и гоњеног вратила. Губици снаге у једном заптивачу се могу одредити према [83]:

$$P_{GD} = 7,9169 \cdot F_{D,\rho} \cdot \left(\frac{d_w}{1000} \right)^2 \cdot \frac{n}{60} \quad (7.17)$$

где су:

$F_{D,\rho}$ - фактор који узима у обзир утицаја мазива,

d_w - пречник вратила на месту заптивача, mm и

n - број обртаја вратила, min^{-1} .

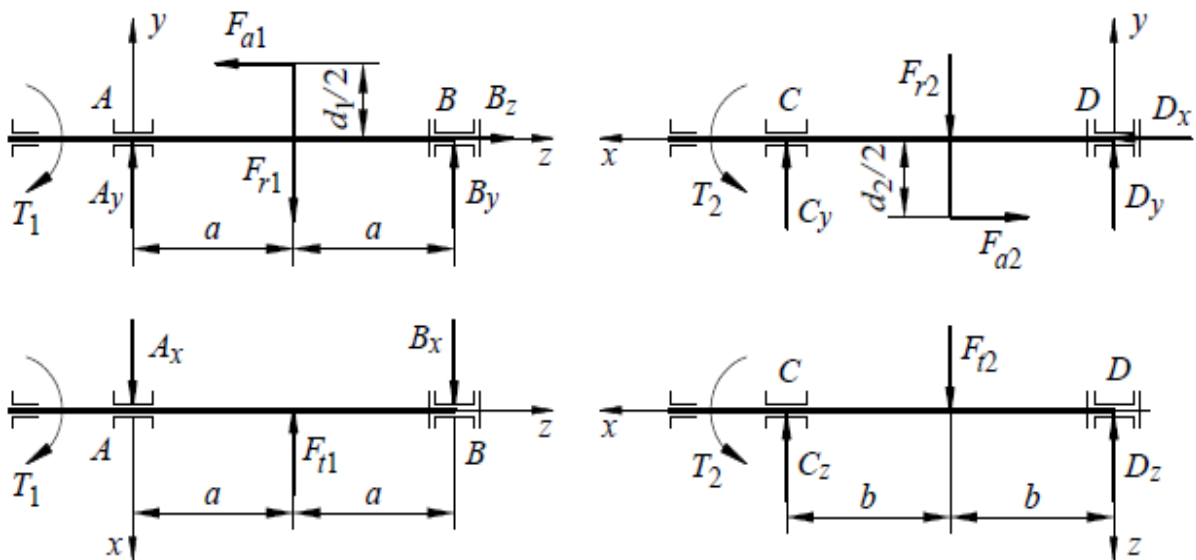
Фактор утицаја мазива се одређује у зависности од вискозности мазива према следећим условима:

- за $\nu \leq 8,5 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_{D,\rho} = 1$,
- за $8,5 \text{ mm}^2/\text{s} < \nu \leq 18,5 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_{D,\rho} = 2,3/40 + \nu/20$,
- за $\nu \geq 18,5 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_{D,\rho} = 1,5$.

7.1.4. Губици снаге у лежајима и заптивачима за експерименталне услове

Пужни парови који се користе за експериментална испитивања су истих геометријских карактеристика. Пужеви су израђени изједна са вратилом док се веза између пужних зупчаника и вратила остварује помоћу клинова. У опитном преноснику на вратилу пужа су уграђена два прстенаста куглична једноредна лежаја са радијалним додиром типа 6000 RZ, док је улежиштење вратила пужног зупчаника изведено са два прстенаста куглична једноредна лежаја типа 6001Rs. Пуж је погонски елемент и заузима симетричан положај у односу на лежаје. Заптивање вратила пужног пара изведено је помоћу радијалних заптивних прстенова.

Како би се одредили губици снаге у лежајима претходно су одређени отпори ослонаца, односно величине аксијалних и радијалних сила лежаја према шеми оптерећења приказаној на слици 7.4. Величине ових сила (табела 5.1) су одређене за различите услове рада пужног преносника, тачније при различитим оптерећењима (излазним обртним моментима) и бројевима обртаја.

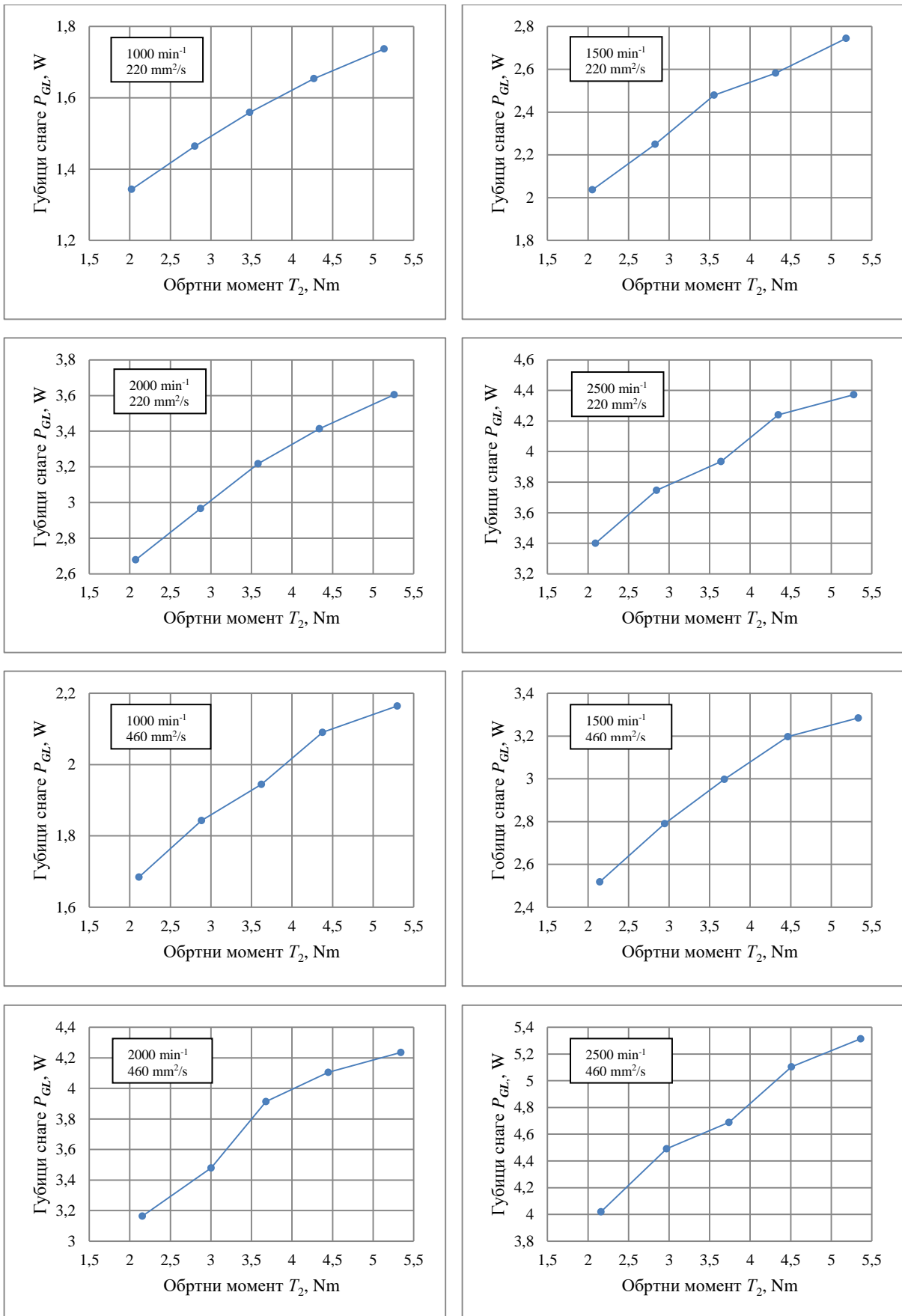


Слика 7.4. Шематски приказ оптерећења вратила пужног пара

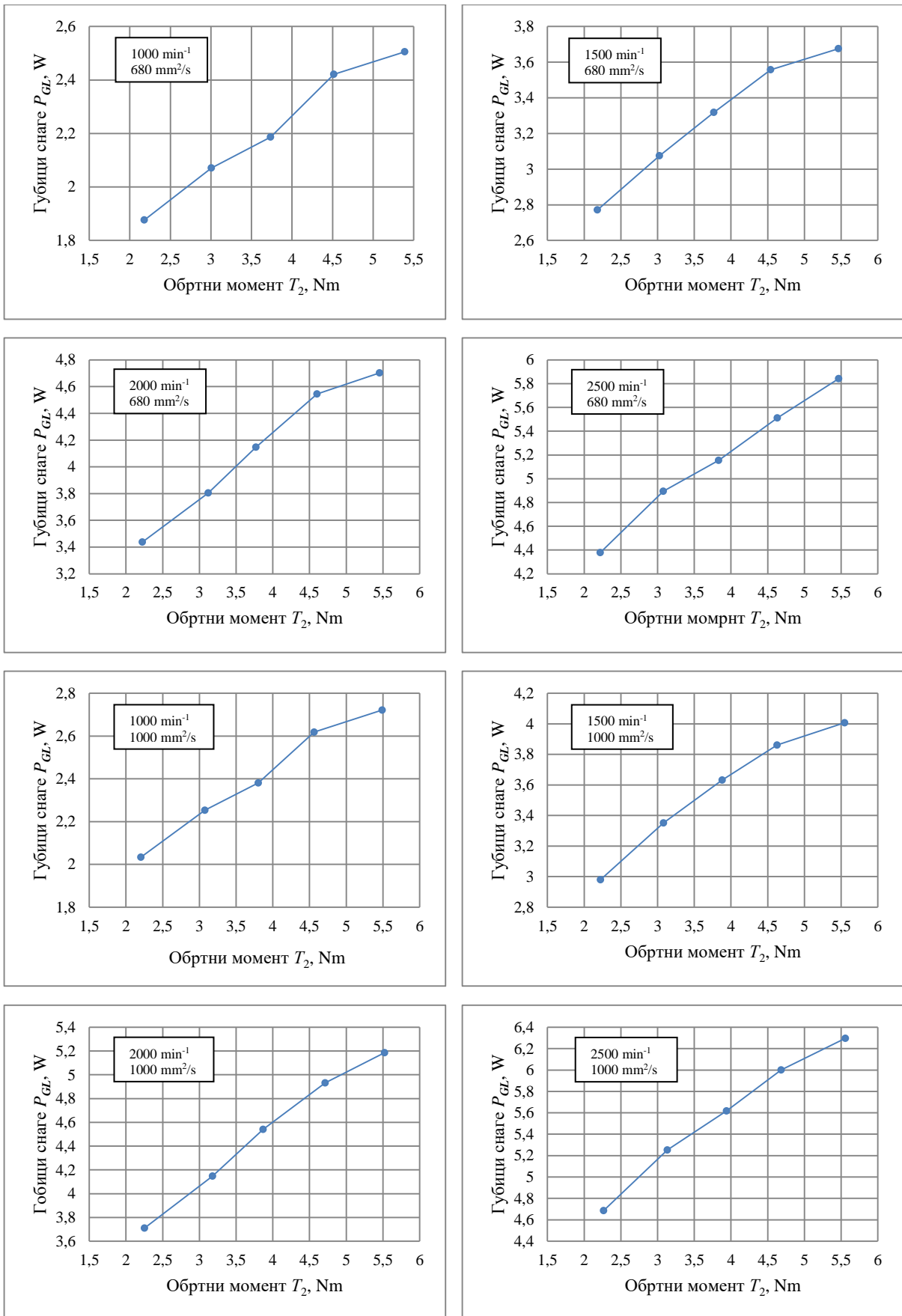
Са променом режима рада преносника долази до промене радне температуре уља у интервалу $\vartheta_s = 35^\circ\text{C} \div 61^\circ\text{C}$ при чему се мења његова вискозност. Кинематска вискозност уља на радним температурама одређена је према изразу 6.6. Након тога губици снаге у лежајима и заптивачима вратила су одређени према предходно дефинисаном математичком прорачуну произвођача лежаја SKF (изрази 7.1÷7.16).

Резултати прорачуна губитака снаге у лежајима за пужни пар који је израђен од материјала 42CrMo4/CuSn12 приказани су у табелама П2-1÷П2-4. У табелама су, такође, приказане просечне вредности улазних T_1 и излазних обртних момената T_2 за све услове испитивања.

На основу добијених података конструисани су дијаграми зависности губитака снаге у лежајима P_{GL} и излазног обртног момента T_2 који су приказани на сликама 7.5 и 7.6. Дијаграми се односе на све режиме испитивања и сва тестирана уља.



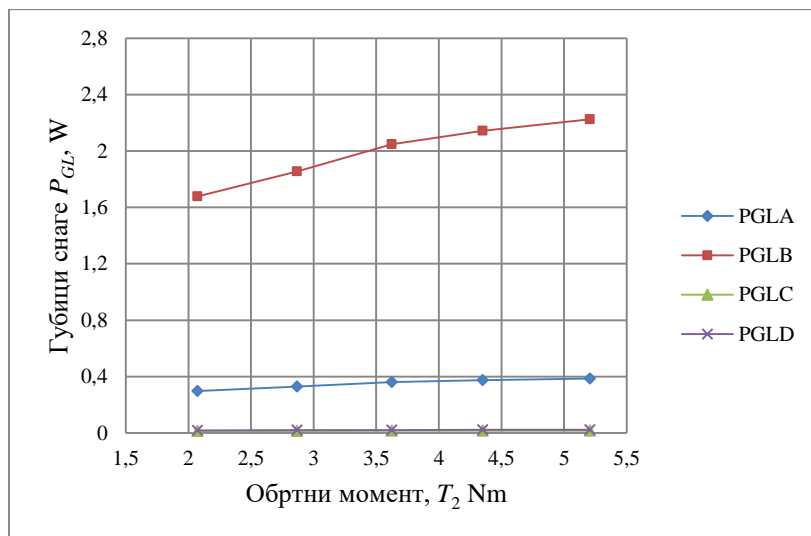
Слика 7.5. Губици снаге у лежајима за уља вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите вредности улазних бројева обртаја



Слика 7.6. Губици снаге у лежајима за уља вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите вредности улазних бројева обртаја

Са претходних дијаграма може се уочити да губици снаге у лежајима расту са порастом оптерећења односно при већим вредностима излазног обртног момента T_2 . Такође, пораст губитака снаге у лежајима је евидентан код подмазивања уљима веће вискозности и код већих обимних брзина (улазних бројева обртаја n_1). Том приликом вредности губитака снаге у лежајима се налазе у интервалу $P_{GL} = 1,3 \div 6,3$ W.

На претходним дијаграмима приказани укупни губици снаге у свим лежајима погонског и гоњеног вратила преносника који представљају збир губитака снаге у сваком појединачном лежају одређених према SKF прорачуну. Дијаграмски приказ губитака снаге за сваки лежај појединачно за улазни број обртаја $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$, вискозност уља $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите вредности излазног обртног момента T_2 дат је на слици 7.7.



Слика 7.7. Губици снаге у лежајевима A, B, C и D

Са слике 7.7 се може уочити да се највећи губици снаге јављају се у лежају B, а најмањи у лежају C. Лежај B је уједно и најоптерећенији због тога што у њему делују аксијална и радијална сила тако да су губици снаге у њему највећи. Због мањег броја обртаја вратила пужног зупчаника губици снаге у лежајима C и D су знатно мањи у односу на губитке у лежајима пужног вратила. Такође, може се уочити да са порастом оптерећења расту и губици снаге у лежајима.

Са друге стране губици снаге у заптивачима вратила не зависе од оптерећења. Ови губици искључиво зависе од броја обртаја вратила и пречника вратила на месту заптивача. Вредности губитака снаге у заптивачима вратила су одређене на основу израза 7.17 за различите улазне бројеве обртаја n_1 . Резултати прорачуна су приказани у табели 7.3.

Табела 7.3. Губици снаге у заптивачима вратила пужа и пужног зупчаника

n_1, min^{-1}	n_2, min^{-1}	Губици снаге у заптивачима вратила, W		
		P_{GDI}	P_{GDII}	P_{GD}
1000	55,556	0,039585	0,003167	0,042751
1500	83,333	0,059377	0,00475	0,064127
2000	111,111	0,079169	0,006334	0,085503
2500	138,889	0,098961	0,007917	0,106878

На основу табеларног приказа може се закључити да губици снаге у заптивачима вратила пужа P_{GDI} и пужног зупчаника P_{GDII} расту са порастом броја обртаја. Такође се може уочити да су губици снаге у заптивачима вратила пужа већи због веће учестаности обртаја вратила. С обзиром на малу вредност губитака снаге у заптивачима вратила пужног зупчаника они се практично могу занемарити. Укупни губици снаге у свим заптивачима P_{GD} су уједно и најмањи губици у пужном преноснику.

7.1.5. Губици снаге у спрези зупчаника за експерименталне услове

Као што је познато, пужни преносник у току рада троши енергију на савлађивање различитих отпора тако да је снага на излазном вратилу P_2 мања од улазне P_1 за величину губитака P_G што се може представити следећим изразом:

$$P_2 = P_1 - P_G \quad (7.18)$$

Када се узму у обзир појединачни губици снаге у преноснику израз (7.18) добија следећи облик:

$$P_2 = P_1 - (P_{GZ} + P_{GL} + P_{GD}) \quad (7.19)$$

Степен искоришћења пужног пара зависи искључиво од губитака снаге услед трења у спрези пужа и пужног зупчаника P_{GZ} и одређује се према изразу:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_2 + P_{GZ}} \quad (7.20)$$

Математичком трансформацијом, израз (7.19) се може написати у следећем облику:

$$P_2 + P_{GZ} = P_1 - (P_{GL} + P_{GD}) \quad (7.21)$$

Узимајући у обзир једначину 7.21 степен искоришћења пужног пара η_z је:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_1 - (P_{GL} + P_{GD})} = \frac{P_2}{P_1 \cdot \left(1 - \frac{P_{GL} + P_{GD}}{P_1}\right)} = \frac{P_2/P_1}{1 - \frac{P_{GL} + P_{GD}}{P_1}} \quad (7.22)$$

Како је укупни степен искоришћења преносника $\eta = P_2/P_1$ претходна једначина добија облик:

$$\eta_z = \frac{\eta}{1 - \frac{P_{GL} + P_{GD}}{P_1}} \quad (7.23)$$

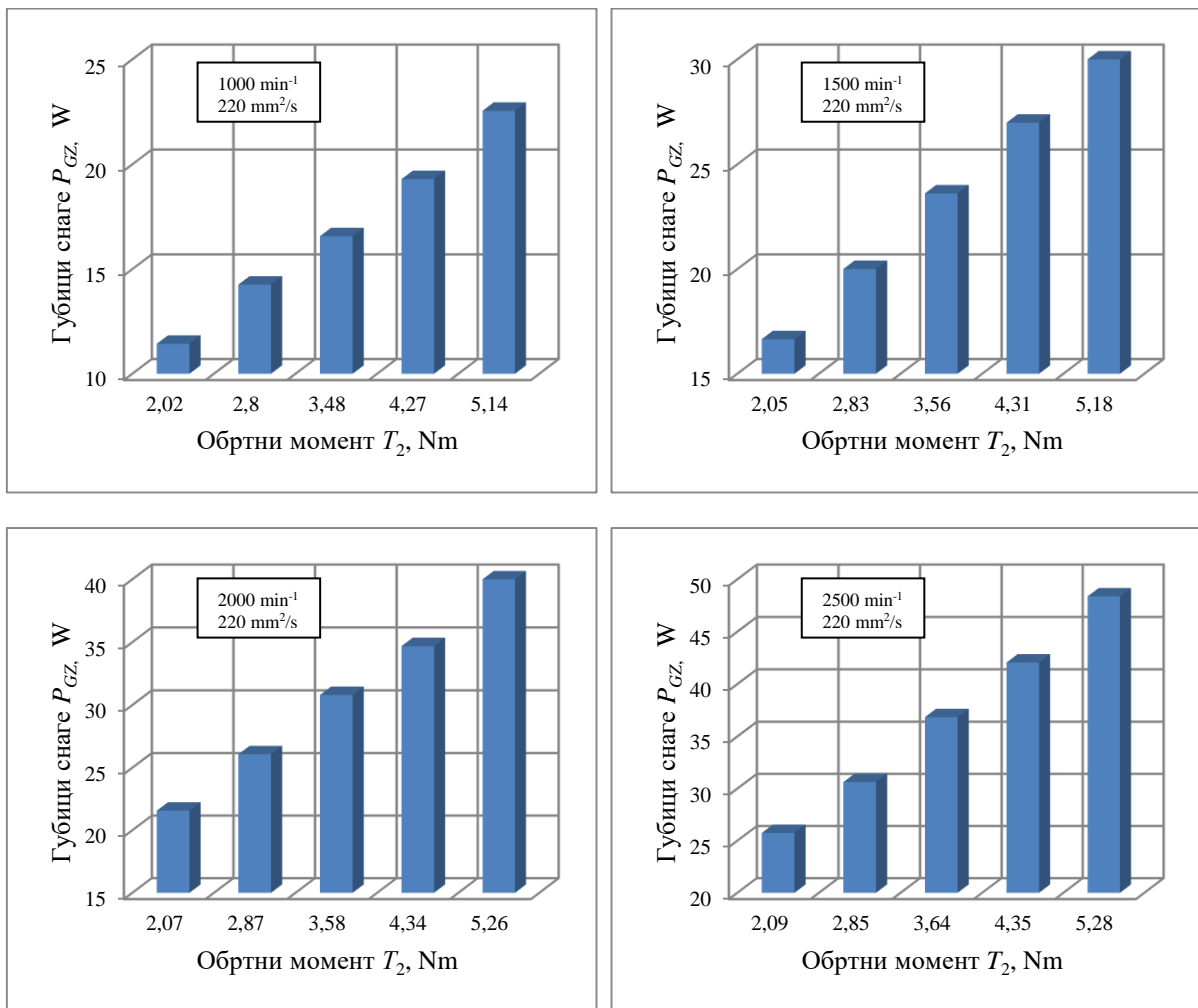
Израз (7.23) представља зависност степена искоришћења пужног пара η_z и укупног степена искоришћења преносника η .

На основу познатих вредности степена искоришћења преносника η , улазне снаге P_1 , губитака снаге у лежајевима P_{GL} и заптивачима P_{GD} вратила, губици снаге у спреси зупчаника P_{GZ} се могу одредити према следећем изразу:

$$P_{GZ} = P_1 \cdot (1 - \eta) - (P_{GL} + P_{GD}) \quad (7.24)$$

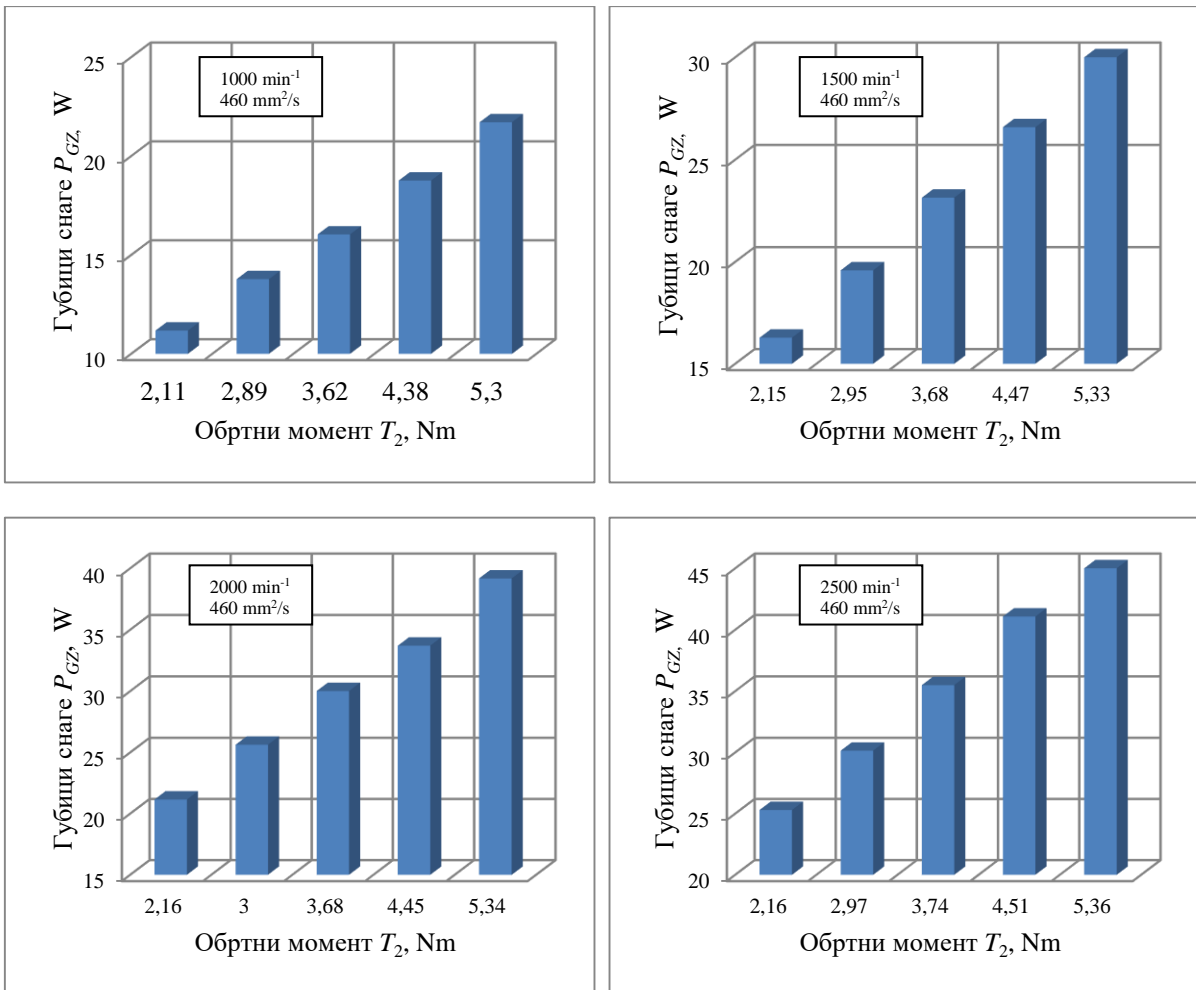
Резултати прорачуна губитака снаге у спреси зупчаника за експерименталне услове рада приказани су у табелама П2-1÷П2-4. Анализирајући све услове испитивања ови губици снаге се крећу у интервалу $P_{GZ} = 10 \div 49$ W.

Дијаграмски приказ зависности губитака снаге P_{GZ} и излазног обртног момента T_2 дат је на сликама 7.8 и 7.9 за различите режиме рада преносника и уља вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $460 \text{ mm}^2/\text{s}$.



Слика 7.8. Губици снаге у спреси зупчаника за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите режиме рада преносника

Са дијаграма се може уочити да вредности губитака снаге у спреси зупчаника расту са порастом оптерећења (излазног обртног момента) и обимне брзине. Са друге стране, ови губици се смањују коришћењем уља веће вискозности. Такође је уочљива скоро линеарна зависност између губитака снаге у спреси зупчаника P_{GZ} и излазног обртног момента T_2 .



Слика 7.9. Губици снаге у спрези зупчаника за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите режиме рада преносника

7.1.5.1. Коэффициент трења пужног пара μ_z

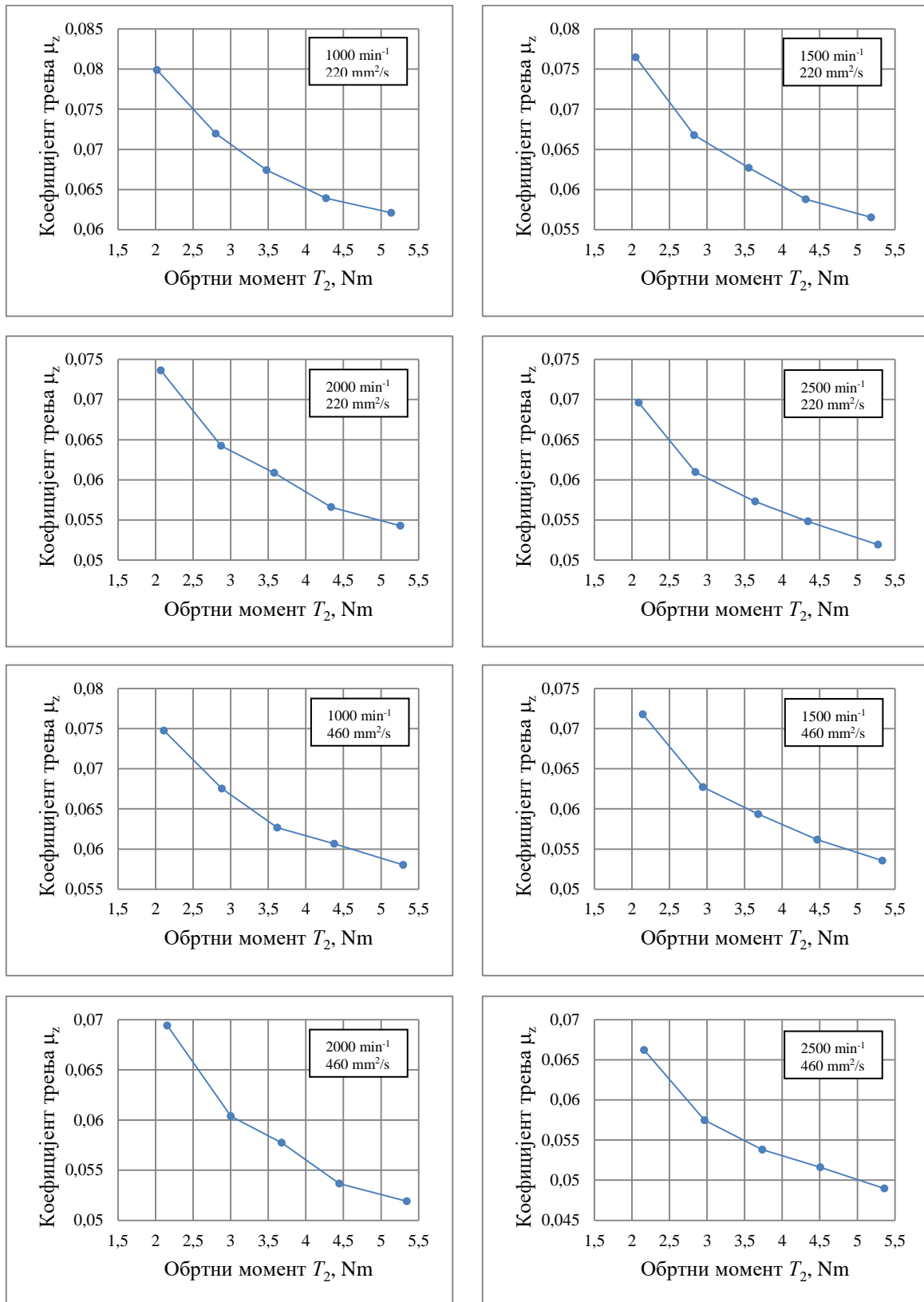
Коэффициент трења пужног пара може се одредити на основу познатих вредности степена искоришћења η_z и угла нагиба завојнице пужа на средњем цилиндру γ_m према следећем изразу:

$$\mu_z = \text{tg} \left(\arctg \left(\frac{\text{tg } \gamma_m}{\eta_z} \right) - \gamma_m \right) \quad (7.25)$$

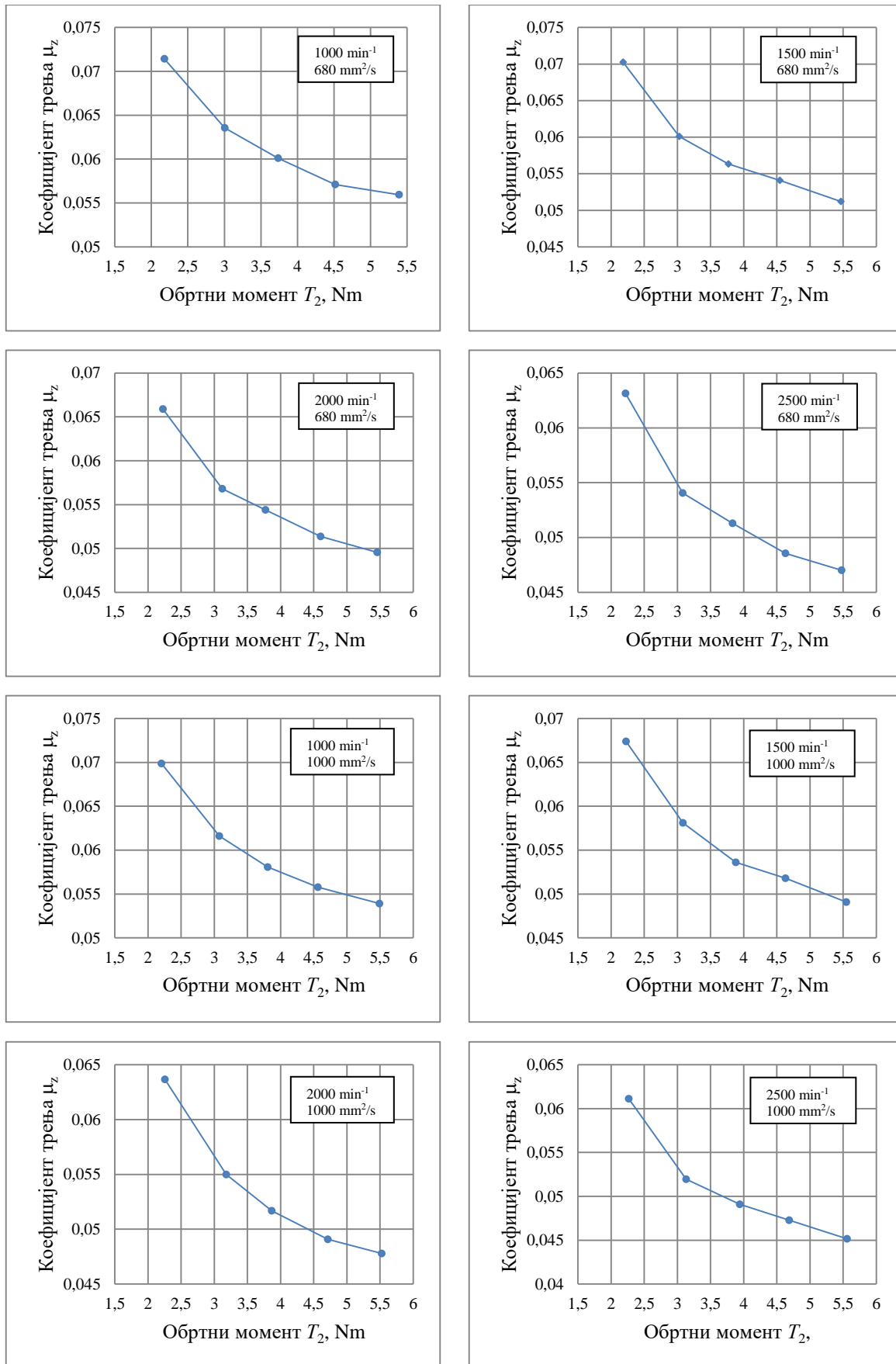
Најпре су одређене вредности степена искоришћења пужног пара η_z према изразу 7.23 на основу експерименталних вредности степена искоришћења преносника η и прорачунатих вредности губитака снаге у лежајевима P_{GL} и заптивачима вратила P_{GD} . У зависности од нивоа оптрећења, бројева обртаја и вискозности мазива ове вредности су се кретале у интервалу $\eta_z = 0,51 \div 0,65$.

Након тога, вредности коэффициента трења пужног пара μ_z одређене су према изразу 7.25 за различите услове рада преносника и уља различитих вискозности. Резултати прорачуна приказани су у табели П2-5.

На основу резултата прорачуна конструисани су дијаграми зависности коефицијента трења пужног пара μ_z и излазног обртног момента T_2 за све услове испитивања који су приказани на сликама 7.10 и 7.11.



Слика 7.10. Коефицијент трења пужног пара за уља вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите вредности улазних бројева обртаја



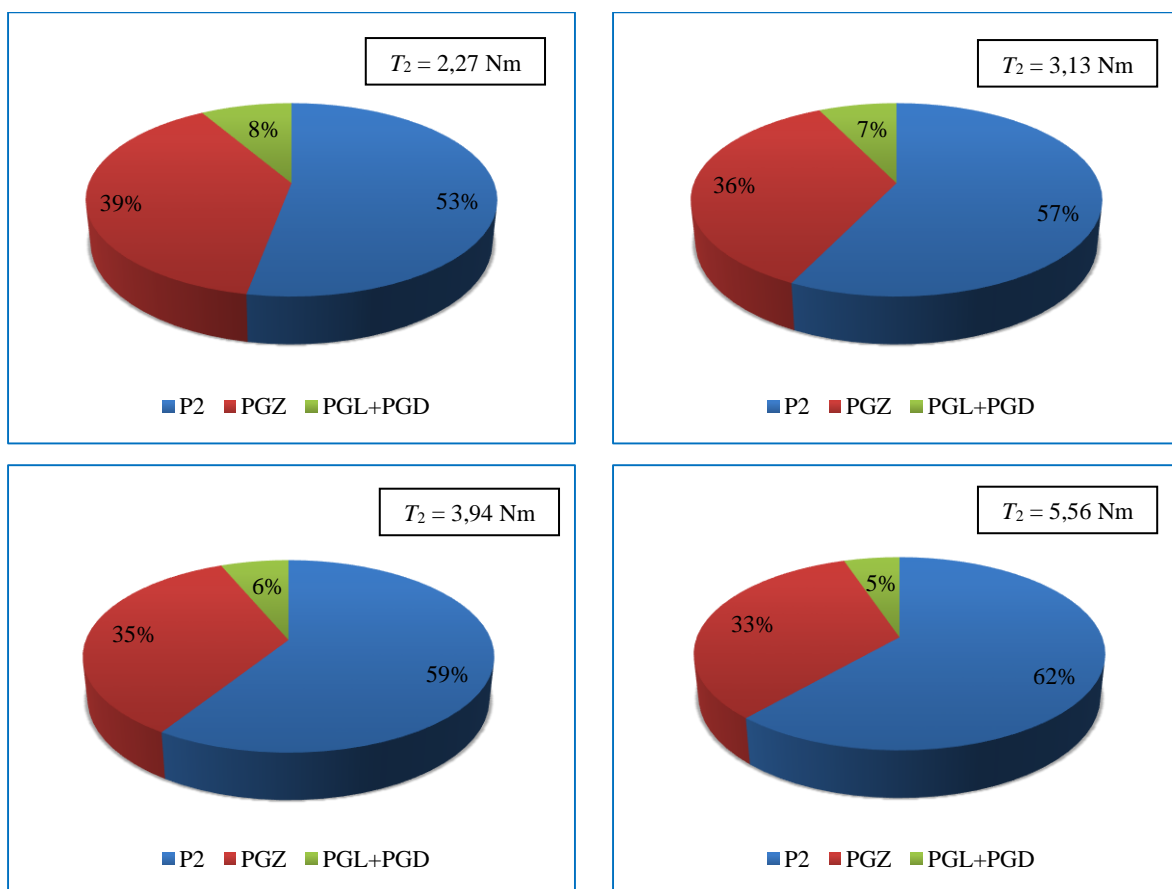
Слика 7.11. Коэффициент трења пужног пара за уља вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$ и различите вредности улазних бројева обртаја

Са дијаграма се може уочити да вредности коефицијента трења пужног пара опадају са порастом оптерећења. Такође, применом уља веће вискозности и при већим обимним брзинама долази до пада коефицијента трења што доводи до повећања степена искоришћења пужног пара. У зависности од радних услова (оптерећења, обимне брзине) као и од вискозности уља на радним температурама вредности коефицијента трења пужног пара су се кретале у интервалу $\mu_z = 0,080 \div 0,045$. Највеће вредности коефицијента трења су уочљиве код подмазивања уљем са најмањом вискозношћу ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$), при мањим вредностима излазног обртног момента и нижим обимним брзинама ($n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$).

7.1.6. Расподела укупно доведене снаге

На ток расподеле укупно доведене снаге са електромотора утичу многобројни фактори као што су вискозност мазива, обимна брзина, радна температура, величина трења и губици снаге у зони контакта зубаца зупчаника, као и губици снаге у лежајевима и заптивачима вратила.

Расподела укупне снаге P_1 која се са електромотора доводи у преносник, за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$, број обртаја 2500 min^{-1} и различите вредности излазних обртних момената T_2 , приказана је на слици 7.12.



Слика 7.12. Расподела укупно доведене снаге електромотора P_1 за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$, број обртаја 2500 min^{-1} и различите вредности обртног момента T_2

Са слике 7.12 се уочава да се највећи губици снаге јављају услед трења у спреси зубаца пужа и пужног зупчаника P_{GZ} који се у зависности од оптерећења крећу у интервалу од 33% до 39%, затим у лежајевима и заптивкама ($P_{GL}+P_{GD}$) од 5% до 8%, док корисна снага на излазном вратилу P_2 износи између 53% и 62%. Такође се може уочити да се са порастом оптерећења смањују губици снаге у преноснику док се корисна снага на вратилу пужа повећава. Са порастом оптерећења расте температура уља при чему вискозност опада што доводи до смањења хидрауличких отпора мазива и мањих губитака снаге у спреси зупчаника и лежајевима.

Исти тренд расподеле укупно доведене снаге електромотора се може уочити и код рада преносника при нижим бројевима обртаја као и код подмазивања уљима мање вискозности. Према томе, може се закључити, да од укупне снаге преносника више од трећине одлази на губитке и претвара се у топлоту, без обзира на примену уља веће вискозности и адекватне режиме рада.

7.2. Пужни пар израђен од материјала 42CrMo4/ZA12

7.2.1. Степен искоришћења и губици снаге

Испитивање степена искоришћења пужног пара са пужним зупчаником израђеним од цинк-алуминијумске легуре ZA12 извршено је према претходно утврђеној процедури коришћењем уља различитих вискозности. Наиме, варирањем јачине струје на управљачкој јединици долази до промене излазног обртног момента у интервалу $T_2 = 2,07 \div 5,67$ Nm, узимајући у обзир све режиме испитивања и сва тестирана уља. Са променом режима рада преносника долази и до промене улазних обртних момента и радне температуре уља чије су вредности такође евидентирани. На основу резултата мерења улазних и излазних обртних момената одређене су вредности степена искоришћења преносника према изразу 6.5, које су приказане у табелама 7.4÷7.7.

На основу табеларног приказа закључује се да степен искоришћења расте са порастом излазног обртног момента T_2 (оптерећења). Такође, веће вредности степена искоришћења су приметне код већих улазних бројева обртаја и код уља са већом вискозношћу. Поред претходно поменутих фактора, на величину степена искоришћења велики утицај има и радна температура као и губици снаге у преноснику. Са порастом радне температуре долази до пада вискозности уља чиме се смањује дебљина уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника. Са друге стране, са падом вискозности долази до смањења хидрауличких отпора који се јављају приликом мешања и распршивања уља током рада преносника. То има директан утицај на губитке снаге а сами тим и на степен искоришћења преносника у целини.

Према подацима датим у табелама 7.4÷7.7 може се уочити да се вредности степена искоришћења преносника крећу у интервалу $\eta = 0,49 \div 0,64$, узимајући у обзир све услове испитивања. Највећа вредност степена искоришћења остварена је при највећој обимној брзини ($n_1 = 2500 \text{ min}^{-1}$) и највишем нивоу оптерећења ($T_2 = 5,67$ Nm), при чему је као средство за подмазивање коришћено уље вискозности од $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$. На основу тога се може закључити да су вредности степена искоришћења посматраног пужног пара нешто веће у поређењу са пужним паром израђеним од материјала 42CrMo4/CuSn12.

Табела 7.4. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 220 mm²/s, ZA12

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 220 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,232500	2,077443	0,496402	1,345433	10,873085
	0,302632	2,903911	0,533085	1,463945	13,290537
	0,366776	3,624524	0,549006	1,558002	15,721349
	0,426974	4,337308	0,564348	1,659938	17,776456
	0,509539	5,252883	0,572727	1,734753	21,021309
1500	0,227500	2,085510	0,509282	1,973345	15,498637
	0,296053	2,913437	0,546719	2,191788	18,823391
	0,361842	3,697008	0,567621	2,407924	22,103495
	0,422697	4,434114	0,582780	2,611960	25,026113
	0,495395	5,292397	0,593511	2,687447	28,879972
2000	0,223750	2,100978	0,521658	2,559078	19,771522
	0,295724	2,966491	0,557294	2,818162	24,515870
	0,361513	3,747995	0,575973	3,187654	28,832076
	0,419408	4,466563	0,591649	3,416936	32,367323
	0,489803	5,317414	0,603124	3,662556	36,965047
2500	0,222750	2,133979	0,532231	3,337400	23,834069
	0,291118	2,978809	0,568461	3,696748	29,085985
	0,358882	3,786229	0,586115	3,962221	34,817412
	0,419079	4,540730	0,601946	4,202077	39,363411
	0,484211	5,335354	0,612148	4,503621	44,555941

Табела 7.5. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 460 mm²/s, ZA12

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 460 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,236250	2,140365	0,503319	1,628684	10,616465
	0,310197	3,006472	0,538451	1,796077	13,154019
	0,373026	3,726013	0,554923	1,894170	15,449240
	0,432895	4,446621	0,570657	2,040108	17,380380
	0,515789	5,383158	0,579819	2,126619	20,526031
1500	0,231750	2,168560	0,519851	2,285837	15,128981
	0,300987	2,99464	0,552745	2,566892	18,514720
	0,368750	3,811819	0,574285	2,806320	21,788276
	0,430921	4,579540	0,590407	3,046482	24,614282
	0,497697	5,400678	0,602852	3,091457	27,892729
2000	0,227000	2,176882	0,532766	3,005664	19,122429
	0,299671	3,052601	0,565917	3,420950	23,737875
	0,366447	3,847790	0,583347	3,704777	28,187213
	0,422697	4,544247	0,597255	4,062509	31,506803
	0,491447	5,415965	0,612247	4,174735	35,650646
2500	0,225500	2,200310	0,542082	3,738377	23,188297
	0,296711	3,083756	0,577397	4,183698	28,536650
	0,362171	3,879340	0,595075	4,421923	33,864643
	0,422368	4,609826	0,606346	4,667304	38,754414
	0,486184	5,436069	0,621172	4,995892	43,115538

Табела 7.6. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 680 mm²/s, ZA12

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 680 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,239250	2,192325	0,509074	1,809380	10,447638
	0,315461	3,098146	0,545613	1,994977	12,972935
	0,375987	3,807888	0,562651	2,109173	15,067932
	0,439474	4,555825	0,575919	2,285273	17,188834
	0,518421	5,476392	0,586867	2,386457	19,999360
1500	0,234750	2,227817	0,527232	2,658766	14,710176
	0,306250	3,101798	0,562684	2,958397	18,014819
	0,372368	3,890512	0,580445	3,291154	21,185094
	0,435526	4,677447	0,596653	3,440307	24,089450
	0,504276	5,544756	0,610860	3,639180	27,121107
2000	0,232000	2,251840	0,539234	3,402157	18,900955
	0,302632	3,127747	0,574176	3,705388	23,199133
	0,369737	3,926615	0,590001	4,033572	27,630187
	0,425658	4,648533	0,606712	4,423043	30,552897
	0,496711	5,527578	0,618243	4,596047	35,032968
2500	0,229000	2,270293	0,550775	4,097833	22,727278
	0,301974	3,193579	0,587538	4,563756	27,937173
	0,366118	3,951843	0,599661	4,802478	33,462998
	0,423355	4,681639	0,614356	5,205678	37,429919
	0,492763	5,581718	0,629299	5,430167	42,285248

Табела 7.7. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 1000 mm²/s, ZA12

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 1000 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,242750	2,247336	0,514323	1,990137	10,313359
	0,321382	3,188753	0,551223	2,210549	12,850286
	0,377303	3,852598	0,567272	2,328069	14,726711
	0,443750	4,642794	0,581257	2,495931	16,920027
	0,522697	5,561049	0,591063	2,638336	19,702783
1500	0,238250	2,269905	0,529300	2,894989	14,656448
	0,309868	3,166091	0,567641	3,226272	17,754265
	0,375329	3,951764	0,584933	3,573695	20,833063
	0,438816	4,762349	0,602929	3,733006	23,572556
	0,506250	5,620766	0,616819	3,940295	26,466705
2000	0,234000	2,280613	0,541456	3,674525	18,712676
	0,305921	3,190123	0,579329	4,046431	22,821258
	0,372697	4,008249	0,597483	4,404033	26,929929
	0,430263	4,743046	0,612422	4,756250	30,084507
	0,502303	5,631522	0,622856	4,971699	34,619086
2500	0,232000	2,314008	0,554121	4,486803	22,487897
	0,302632	3,242589	0,595258	4,966354	26,993987
	0,370724	4,062921	0,608857	5,323908	32,531664
	0,427632	4,798778	0,623431	5,720293	36,331111
	0,496711	5,665336	0,633651	5,960553	41,572112

Губици снаге у пужном преноснику одређени су за експерименталне услове рада који су дефинисани планом испитивања. На погонском и гоњеном вратилу преносника уграђени су исти типови лежајева и заптивача као и код претходног пужног пара.

Губици снаге у лежајевима су одређени према SKF поступку прорачуна у зависности од оптерећења пужног пара, броја обртаја, радних температура и вискозности мазива. Вредности губитака снаге у заптивачима вратила приказани су у табели 7.3 у зависности од учестаности обртаја погонског и гоњеног вратила пужног пара. Ови губици су исти код свих опитних пужних парова с обзиром да се ради о истом типу уграђених заптивача. Губици снаге у спреси зупчаника P_{GZ} одређени су према изразу 7.25 на основу експериментално одређених вредности степена искоришћења η и прорачунатих вредности губитака снаге у лежајевима P_{GL} и заптивачима вратила P_{GD} .

На величину губитака снаге значајан утицај има оптерећење (излазни обртни момент T_2), улазни број обртаја, вискозност уља за подмазивање и радна температура. Са променом режима рада преносника долази до промене радне температуре у интервалу $\vartheta_s = 36^\circ\text{C} \div 64^\circ\text{C}$ при чему се мења вискозност уља, а самим тим и губици снаге. Резултати прорачуна губитака снаге у лежајевима и спреси зупчаника за све услове испитивања приказани су у табелама 7.4 ÷ 7.7.

На основу табеларног приказа може се уочити идентична зависност губитака снаге од излазног обртног момента T_2 , улазног броја обртаја n_1 и вискозности уља као и за случај пужног пара 42CrMo4/CuSn12. У поређењу са претходним пужним паром приметна је мала разлика између губитака снаге у лежајевима P_{GL} с обзиром на исте услове испитивања. Са друге стране губици снаге у спреси зупчаника су нешто нижи и крећу се у интервалу $P_{GZ} = 10 \div 45 \text{ W}$. Та разлика је нарочито уочљива код већих бројева обртаја n_1 и већих вредности излазних обртних момената T_2 .

7.2.2. Коефицијент трења

Како би се одредиле вредности коефицијента трења претходно су прорачунате вредности степена искоришћења пужног пара према изразу 7.23 које су се кретале у интервалу $\eta_z = 0,52 \div 0,67$. На основу познатих вредности степена искоришћења η_z извршен је прорачун коефицијента трења пужног пара μ_z за претходно дефинисане услове испитивања према изразу 7.25. Резултати прорачуна приказани су у табели 7.8. У табели су такође приказане просечне вредности излазног обртног момента T_2 за сва коришћена уља.

На основу прорачунатих вредности коефицијента трења пужног пара 42CrMo4/ZA12 може се уочити да се оне крећу у интервалу $\mu_z = 0,074 \div 0,041$. Ове вредности су нешто ниже у поређењу са пужним паром израђеним од материјала 42CrMo4/CuSn12, што је резултирало нижим губицима снаге у спреси зупчаника и већим вредностима степена искоришћења. Такође је приметна идентична зависност коефицијента трења од излазног обртног момента, улазног броја обртаја и вискозности мазива у поређењу са претходним пужним паром. Наиме, вредности коефицијента трења пужног пара опадају са порастом излазног обртног момента, као и са порастом броја обртаја и вискозности мазива.

Табела 7.8. Коефицијент трења пужног пара μ_z , ZA12

n_1, min^{-1}	T_2, Nm	Вискозност мазива, mm^2/s			
		220	460	680	1000
1000	2,164368	0,073993	0,070145	0,067409	0,064928
	3,049321	0,064753	0,061917	0,059271	0,057053
	3,752756	0,061385	0,058693	0,056026	0,054130
	4,495637	0,058019	0,055345	0,053431	0,051618
	5,418371	0,056658	0,053996	0,051725	0,050188
1500	2,187948	0,070065	0,065798	0,062293	0,060922
	3,043991	0,060960	0,058347	0,054826	0,052945
	3,837776	0,056432	0,053963	0,051419	0,049787
	4,613363	0,053286	0,050756	0,048643	0,046758
	5,464649	0,051527	0,048779	0,046207	0,044489
2000	2,202578	0,066562	0,062155	0,059404	0,058077
	3,084240	0,058493	0,055055	0,052524	0,050666
	3,882662	0,054466	0,051878	0,049840	0,047597
	4,600597	0,051321	0,049112	0,046566	0,044945
	5,473120	0,049241	0,046636	0,044909	0,043565
2500	2,229647	0,063216	0,059667	0,056692	0,055043
	3,124683	0,055303	0,052425	0,049570	0,047182
	3,920083	0,052097	0,049466	0,047989	0,045387
	4,657743	0,049125	0,047646	0,045320	0,042924
	5,504619	0,047330	0,044961	0,042951	0,041608

7.3. Пужни пар израђен од материјала 42CrMo4/A356

7.3.1. Степен искоришћења и губици снаге

Испитивање степена искоришћења преносника са пужним паром 42CrMo4/A356 извршено је под истим условима дефинисаним планом експеримента. У овом случају вредности излазних обртних момената су се кретале у интервалу $T_2 = 1,93 \div 5,42 \text{ Nm}$, што представља нешто ниже вредности у поређењу са пужним паровима 42CrMo4/CuSn12 и 42CrMo4/ZA12. Вредности степена искоришћења су одређене према изразу 6.5 за све услове испитивања узимајући у обзир сва тестирана уља. Резултати истраживања приказани су у табелама 7.9.÷7.12.

На основу добијених резултата може се уочити да се вредности степена искоришћења преносника крећу у интервалу $\eta = 0,43 \div 0,59$ узимајући у обзир све услове испитивања. Према томе може се закључити да су ове вредности ниже у поређењу са претходним пужним паровима док је распон вредности степена искоришћења нешто већи. Веће вредности степена искоришћења су уочљиве при већим вредностима излазног обртног момента, већим бројевима обртаја као и код уља са већом вискозношћу.

Табела 7.9. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 220 mm²/s, A356

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 220 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,244250	1,932326	0,439515	1,366218	12,927017
	0,306908	2,606740	0,471864	1,491561	15,439610
	0,377632	3,338058	0,491081	1,586244	18,496456
	0,453289	4,151638	0,508828	1,684178	21,588184
	0,519737	4,854893	0,518948	1,758744	24,380596
1500	0,240250	1,943538	0,449425	2,060549	18,653142
	0,301316	2,632589	0,485388	2,313676	21,979098
	0,375658	3,395127	0,502101	2,53716	26,778841
	0,449671	4,216268	0,520908	2,737096	31,039061
	0,518092	4,984811	0,534526	2,856855	34,960057
2000	0,237000	1,950186	0,457146	2,770706	24,089509
	0,298026	2,670605	0,497832	3,173638	28,085440
	0,372039	3,444212	0,514314	3,493034	34,265999
	0,443421	4,266582	0,534554	3,769009	39,371440
	0,511842	5,065112	0,549769	3,969226	44,209974
2500	0,233000	1,990444	0,474593	3,406230	28,536316
	0,289803	2,666814	0,511232	3,720260	33,255773
	0,365461	3,471194	0,527674	4,126083	40,957911
	0,431908	4,246302	0,546194	4,369637	46,836755
	0,503947	5,057427	0,557535	4,595161	53,673779

Табела 7.10. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 460 mm²/s, A356

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 460 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,248250	2,005768	0,448868	1,716164	12,568678
	0,311513	2,701755	0,481834	1,880242	14,980416
	0,378947	3,402702	0,498853	1,989192	17,855213
	0,461184	4,294283	0,517301	2,097854	21,171366
	0,525329	4,973583	0,525976	2,173045	23,861388
1500	0,247250	2,043698	0,459206	2,510715	18,428468
	0,307237	2,733710	0,494318	2,818244	21,522163
	0,38125	3,518137	0,512661	3,019940	26,101007
	0,455263	4,316382	0,526726	3,263530	30,517378
	0,521382	5,091655	0,542539	3,352531	34,048701
2000	0,241250	2,033743	0,468335	3,154706	23,623394
	0,299671	2,742021	0,508339	3,504582	27,268006
	0,376974	3,579819	0,527567	3,802476	33,412121
	0,447368	4,366309	0,542221	4,057217	38,749593
	0,516447	5,181756	0,557415	4,326521	43,459986
2500	0,235500	2,028085	0,478435	3,821558	28,228023
	0,295066	2,759543	0,519572	4,216545	32,788688
	0,370395	3,568946	0,535307	4,503696	40,450323
	0,435855	4,351944	0,554713	4,910650	45,792651
	0,510855	5,204179	0,565955	5,078725	52,864274

Табела 7.11. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 680 mm²/s, A356

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 680 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,253000	2,079402	0,456610	1,898146	12,455731
	0,313487	2,758638	0,488881	2,101977	14,634434
	0,384211	3,490098	0,504656	2,217011	17,670104
	0,464803	4,384513	0,524059	2,381155	20,742049
	0,532895	5,104425	0,532149	2,459425	23,606089
1500	0,249250	2,085027	0,464734	2,749445	18,143235
	0,309868	2,789044	0,500041	3,099010	21,171879
	0,382237	3,560554	0,517503	3,358587	25,547211
	0,456908	4,396305	0,534548	3,531039	29,810758
	0,526316	5,193825	0,548237	3,718601	33,566091
2000	0,246250	2,104585	0,474808	3,472264	23,528751
	0,302303	2,798059	0,514212	3,855525	26,816192
	0,379276	3,646060	0,534067	4,201973	32,724139
	0,451974	4,477437	0,550356	4,596569	37,881732
	0,519408	5,242267	0,560710	4,784983	42,917506
2500	0,240250	2,091050	0,483536	4,234528	28,142800
	0,298026	2,823148	0,526267	4,747132	32,108076
	0,374671	3,672394	0,544536	5,087195	39,481768
	0,439803	4,442616	0,561188	5,365826	45,052123
	0,515461	5,325448	0,573969	5,676409	51,708461

Табела 7.12. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 1000 mm²/s, A356

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 1000 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,256250	2,117738	0,45913	2,065743	12,405445
	0,317434	2,814547	0,492586	2,303137	14,521375
	0,390789	3,596276	0,511255	2,439527	17,518815
	0,471053	4,488272	0,529343	2,623057	20,550999
	0,540789	5,255615	0,539912	2,705823	23,306839
1500	0,251500	2,107709	0,465586	2,942926	18,105242
	0,312829	2,847621	0,505711	3,331862	20,892886
	0,384868	3,626735	0,523517	3,624280	25,117350
	0,462829	4,506461	0,540932	3,815417	29,495164
	0,53125	5,273665	0,551494	4,020053	33,342966
2000	0,247750	2,131062	0,477870	3,719515	23,287591
	0,305263	2,858763	0,520273	4,130622	26,454818
	0,380263	3,702660	0,540950	4,510284	31,963939
	0,45625	4,561844	0,555476	4,908122	37,483691
	0,520066	5,332295	0,569618	5,119156	41,673595
2500	0,243750	2,146618	0,489258	4,562314	27,923110
	0,302303	2,901484	0,533219	5,118537	31,716857
	0,375987	3,745919	0,553494	5,517235	38,326831
	0,444079	4,536185	0,567490	5,845739	44,330844
	0,517763	5,412241	0,580729	6,118256	50,607094

Губици снаге у преноснику су одређени према раније дефинисаном поступку прорачуна за исте услове истраживања. Том приликом радне температуре уља су се кретале у интервалу $\vartheta_s = 35^\circ\text{C} \div 62^\circ\text{C}$ узимајући у обзир све режиме рада преносника и сва тестирана уља. Резултати прорачуна губитака снаге у лежајевима и спрези зупчаника приказани су у претходним табелама.

На основу резултата прорачуна изводи се закључак да губици снаге у лежајевима P_{GL} расту са порастом излазног обртног момента, обимне брзине и вискозности мазива. Са друге стране губици снаге у спрези зупчаника P_{GZ} такође расту са порастом излазног обртног момента и обимне брзине док са порастом вискозности мазива ови губици опадају. У поређењу са претходним пужним паровима евидентан је пораст губитака снаге у спрези зупчаника ($P_{GZ} = 12 \div 54 \text{ W}$).

7.3.2. Коefицијент трења

Прорачун степена искоришћења η_z и коefицијента трења μ_z пужног пара са пужним зупчаником израђеним од легуре А356 извршен је према изразима 7.23 и 7.25. Том приликом вредности степена искоришћења пужног пара се крећу у интервалу $\eta_z = 0,46 \div 0,61$. Резултати прорачуна коefицијента трења приказани су у табели 7.13.

Табела 7.13. Коefицијент трења пужног пара μ_z , А356

n_1, min^{-1}	T_2, Nm	Вискозност мазива, mm^2/s			
		220	460	680	1000
1000	2,033808	0,094415	0,088481	0,084608	0,082754
	2,720420	0,083667	0,078359	0,074992	0,072947
	3,456784	0,078308	0,074182	0,071591	0,068898
	4,329677	0,073516	0,069724	0,066920	0,064782
	5,047129	0,071013	0,067860	0,065427	0,062753
1500	2,044993	0,090332	0,084908	0,081958	0,080913
	2,750741	0,078656	0,074200	0,071560	0,069178
	3,525138	0,074336	0,069947	0,067660	0,065321
	4,358854	0,069410	0,066676	0,063963	0,061750
	5,135989	0,066143	0,063083	0,060977	0,059661
2000	2,054894	0,087218	0,082052	0,078993	0,077223
	2,767362	0,074335	0,070316	0,067780	0,065460
	3,593188	0,070347	0,066019	0,063499	0,061088
	4,418043	0,065276	0,062791	0,059876	0,058159
	5,205358	0,061761	0,059358	0,057948	0,055330
2500	2,064049	0,081025	0,078678	0,076095	0,073562
	2,787747	0,070539	0,067230	0,064366	0,061878
	3,614613	0,066765	0,064146	0,060863	0,057937
	4,394262	0,062434	0,059575	0,057426	0,055350
	5,249824	0,060085	0,057522	0,054995	0,052970

Према резултатима прорачуна датим у претходној табели може се уочити да се коефицијент трења пужног пара креће у интервалу $\mu_z = 0,095 \div 0,052$ узимајући у обзир све услове испитивања. Ниже вредности коефицијента трења су уочене при већим вредностима излазног обртног момента, већим обимним брзинама и код мазива са већом вискозношћу. Такође се може закључити да су вредности коефицијента трења пужног пара 42CrMo4/A356 веће у поређењу са претходним пужним паровима.

7.4. Хабање пужних парова

Како би се утврдила величина хабања пре самог испитивања извршено је мерење масе пужа и пужног зупчаника. Након тога приступа се монтажи пужног пара и експерименталним истраживањима која су спроведена према утврђеном плану. Прва фаза истраживања изведена је коришћењем уља најниже вискозности ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$) при различитим вредностима бројева обртаја и оптерећењима са укупним временом трајања од 32 сата. Након тога се врши демонтажа пужног пара и мерење њихове масе на прецизној ваги за мерење. Истовремено се врши замена уља за подмазивање (уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$), поновна монтажа пужног пара и понављање експеримента при истим условима испитивања. Процес се наставља и за преостала два уља вискозности од $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$ са мерењем масе после свака 32 сата рада што укупно износи 128 сати узимајући сва тестирана уља и режиме испитивања.

С обзиром на то да се пужни зупчаници израђују од мекшег материјала у односу на материјал пужа то су и осетљивији на хабање. С тим у вези пажња ће бити усмерена на мерење масе пужног зупчаника након сваке фазе испитивања.

Укупан губитак масе пужног зупчаника Δm одређује се као разлика масе измерене пре и после испитивања. Извршена су по три узастопна мерења након чега се одређује просечна вредност. Исти поступак мерења извршен је за све опитне пужне парове са пужним зупчаницима израђеним од различитих материјала. Резултати испитивања су приказани у табели 7.14.

Табела 7.14. Губитак масе пужног зупчаника Δm

Време t , h	Губитак масе пужног зупчаника Δm , g		
	ZA12	CuSn12	A356
32	0,443	0,577	0,727
64	0,180	0,257	0,303
96	0,027	0,033	0,047
128	0	0	0,010

На основу табеларног приказа може се закључити да се највише хаба пужни зупчаник израђен од легуре A356 а најмање пужни зупчаник израђен од легуре ZA12. Такође је приметно да је губитак масе пужног зупчаника највећи у првој фази испитивања, односно након прва 32 сата рада, након чега се постепено смањује тако да у последње два фазе та разлика постаје незнатна.

7.5. Резултати триболошких испитивања

Испитивања коефицијента трења изведена су на трибометру TPD-95 са контактном геометријом блок на диску (слика 6.7). Планом експеримента дефинисане су величине нормалног оптерећења (150 N, 200 N и 250 N) које одговарају реалним условима рада пужног пара. Испитивања су извршена на контактним паровима израђеним од различитих материјала при обимној брзини од 0,5 m/s на путу клизања од 600 m.

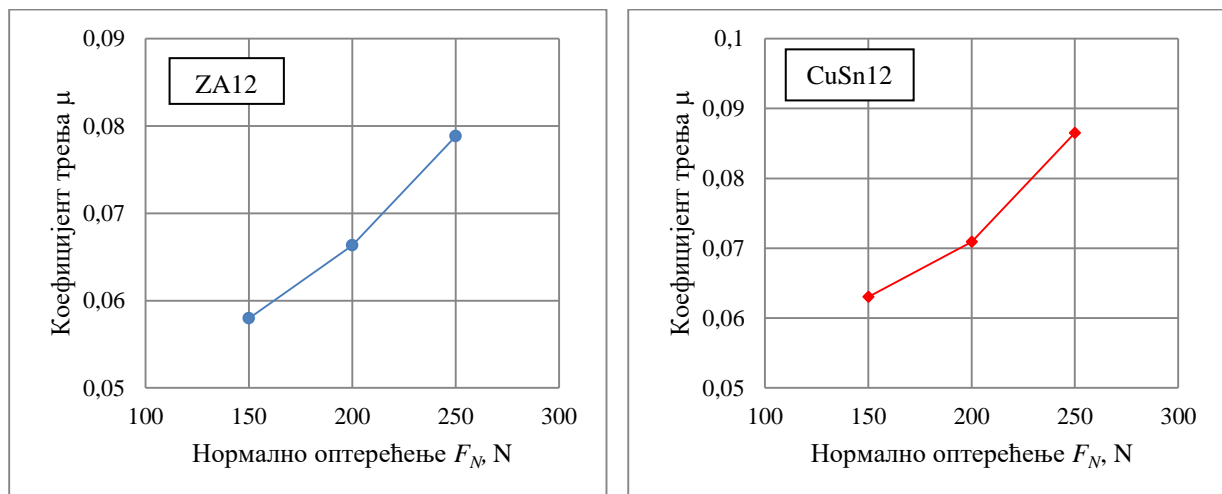
Током испитивања коришћено је високо-квалитетно минерално уље, градације вискозности VG 220 (ISO 12925-1) са додатком EP адитива које се одликује добрим антихабајућим својствима као и високом оксидационом и термичком стабилношћу. Уље се налази у одговарајућој посуди у којој је својим доњим делом уроњен диск до одређене дубине који својим ротационим кретањем захвата уље и доводи га у зону контакта вршећи подмазивање контактнoг пара.

У табели 7.15 су приказане средње вредности коефицијента трења за све испитиване материјале. Ове вредности су добијене након периода уходавања који износи приближно 100 m при чему се за свако испитивање користи нови контактни пар.

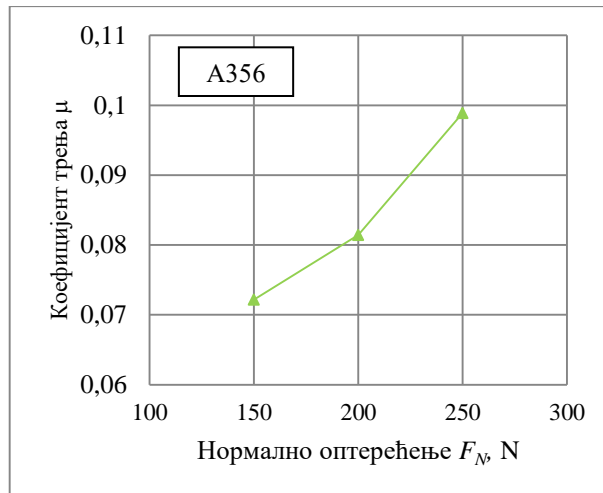
Табела 7.15. Коефицијен трења за различите материјале на путу клизања од 600 m

F_N , N	v , m/s	Материјал диска		
		ZA12	CuSn12	A356
150	0,5	0,057954	0,063049	0,072167
200		0,066322	0,070906	0,081423
250		0,078840	0,086479	0,098892

Према подацима датим у табели 7.15 конструисани су дијаграми зависности коефицијента трења и нормалног оптерећења који су приказани на сликама 7.13 и 7.14.



Слика 7.13. Коефицијента трења за материјале дискова ZA12 и CuSn12



Слика 7.14. Коефицијента трења за материјал диска А356

На основу дијаграмског приказа може се уочити да вредности коефицијента трења расту са порастом нормалног оптерећења при чему је та зависност скоро линеарна. Овакав ток промене коефицијента трења је приметан код свих испитиваних материјала. Том приликом вредности коефицијента трења се крећу у границама од $0,057 \div 0,099$ узимајући у обзир све контактне парове. Такође је приметна разлика у вредностима коефицијента трења при чему су најниже вредности уочљиве код контактне пара са диском израђеним од легуре ZA12.

8. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

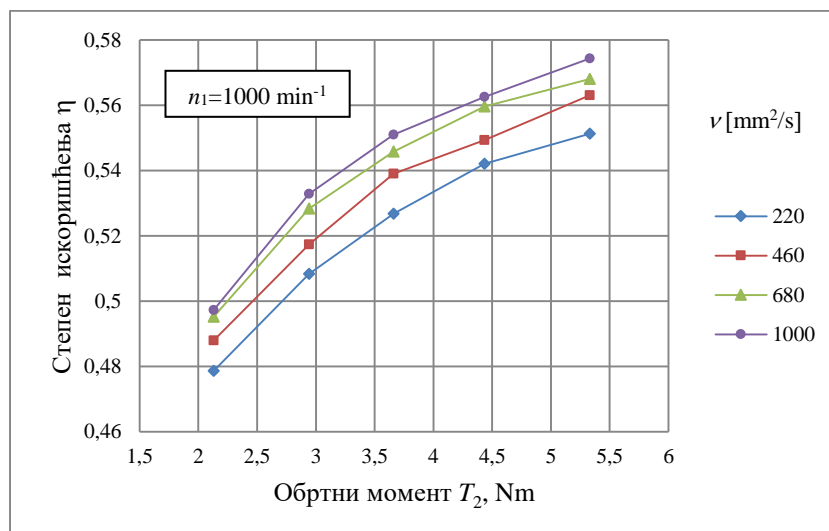
8.1. Утицај радних услова и режима подмазивања

Утицај радних услова на степен искоришћења и губитке снаге ће бити анализиран кроз различите режиме рада преносника, који су дефинисани планом експерименталних истраживања. Том приликом разматраће се и утицај вискозности уља на посматрану карактеристику за претходно дефинисане услове рада (бројеве обртаја и оптерећења). Са променом режима рада мења се радна температура уља при чему долази до промене услова подмазивања што значајно утиче на величину губитака и степен искоришћења преносника.

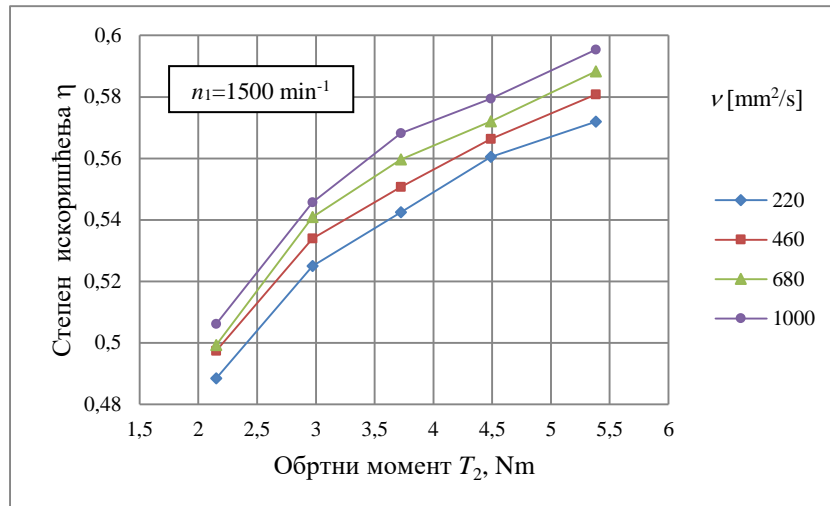
8.1.1. Утицај вискозности мазива на степен искоришћења

Како би се испитао утицај вискозности мазива на степен искоришћења за експериментална истраживања су коришћена уља различитих вискозности. Вредности степена искоришћења су одређене за различите режиме рада пужног преносника при чему је успостављена зависност степена искоришћења и излазног обртног момента. Резултати испитивања су приказани у поглављу 7.

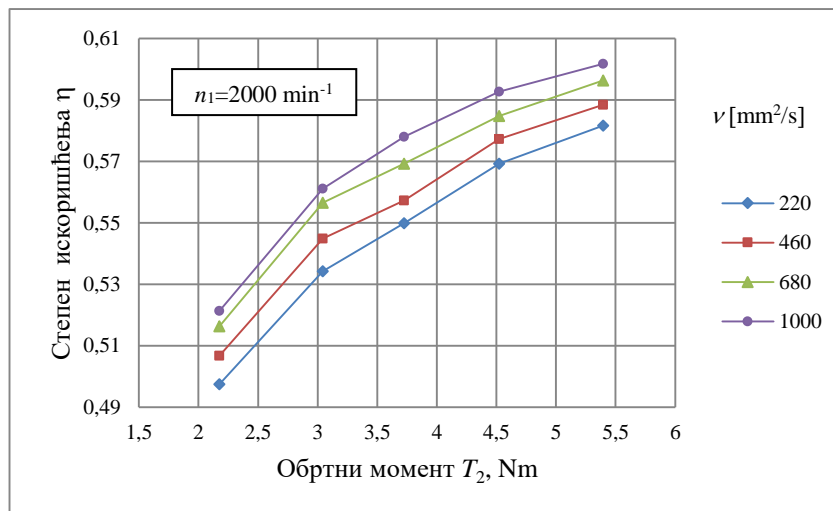
Зависност степена искоришћења преносника од излазног обртног момента за све режиме испитивања, односно за четири обимне брзине (1000 min^{-1} , 1500 min^{-1} , 2000 min^{-1} и 2500 min^{-1}), четири уља различитих вискозности ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$, $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$) и пет нивоа оптерећења ($T_2 = 2,02 \div 5,56 \text{ Nm}$) приказана је на сликама 8.1÷8.4. Резултати се односе на пужни пар са пужним зупчаником израђеним од калајне бронзе CuSn12.



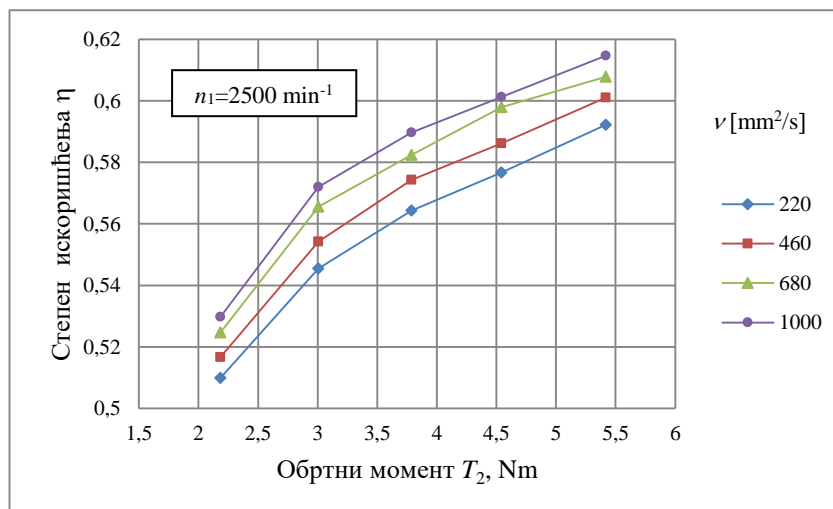
Слика 8.1. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 1000 min^{-1}



Слика 8.2. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 1500 min^{-1}



Слика 8.3. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 2000 min^{-1}



Слика 8.4. Утицај вискозности уља на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 2500 min^{-1}

Анализом добијених дијаграма (слике 8.1÷8.4) може се уочити да степен искоришћења расте са порастом оптерећења односно са већим вредностима излазног обртног момента T_2 . Такође, веће вредности степена искоришћења су добијене применом уља веће вискозности на свим нивоима оптерећења. Наиме, са повећањем вискозности уља вредности степена искоришћења расту за око 1% до 2% [85]. Највећа разлика уочљива је између уља са најмањом и највећом вискозношћу која износи и до 5%. Том приликом, узимајући у обзир различите режиме рада преносника, вредности степена искоришћења су се кретале у интервалу $\eta=0,48\div 0,62$. Максимална вредност је забележена за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$ и највиши ниво оптерећења, а минимална за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ и најнижи ниво оптерећења преносника.

Применом уља са већом вискозношћу погоршава се одвођење топлоте и повећавају се отпори услед отежаног мућкања и истискивања уља из зазора између зубаца што је нарочито уочљиво при нешто нижим нивоима оптерећења. Генерално гледано, уља са већом вискозношћу погодују стварању хидродинамичког подмазивања или повећавају хидродинамички удео у мешовитом подмазивању што доводи до бољег формирања уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника и већих вредности степена искоришћења. То је нарочито изражено код већих оптерећења и радних температура [86-88].

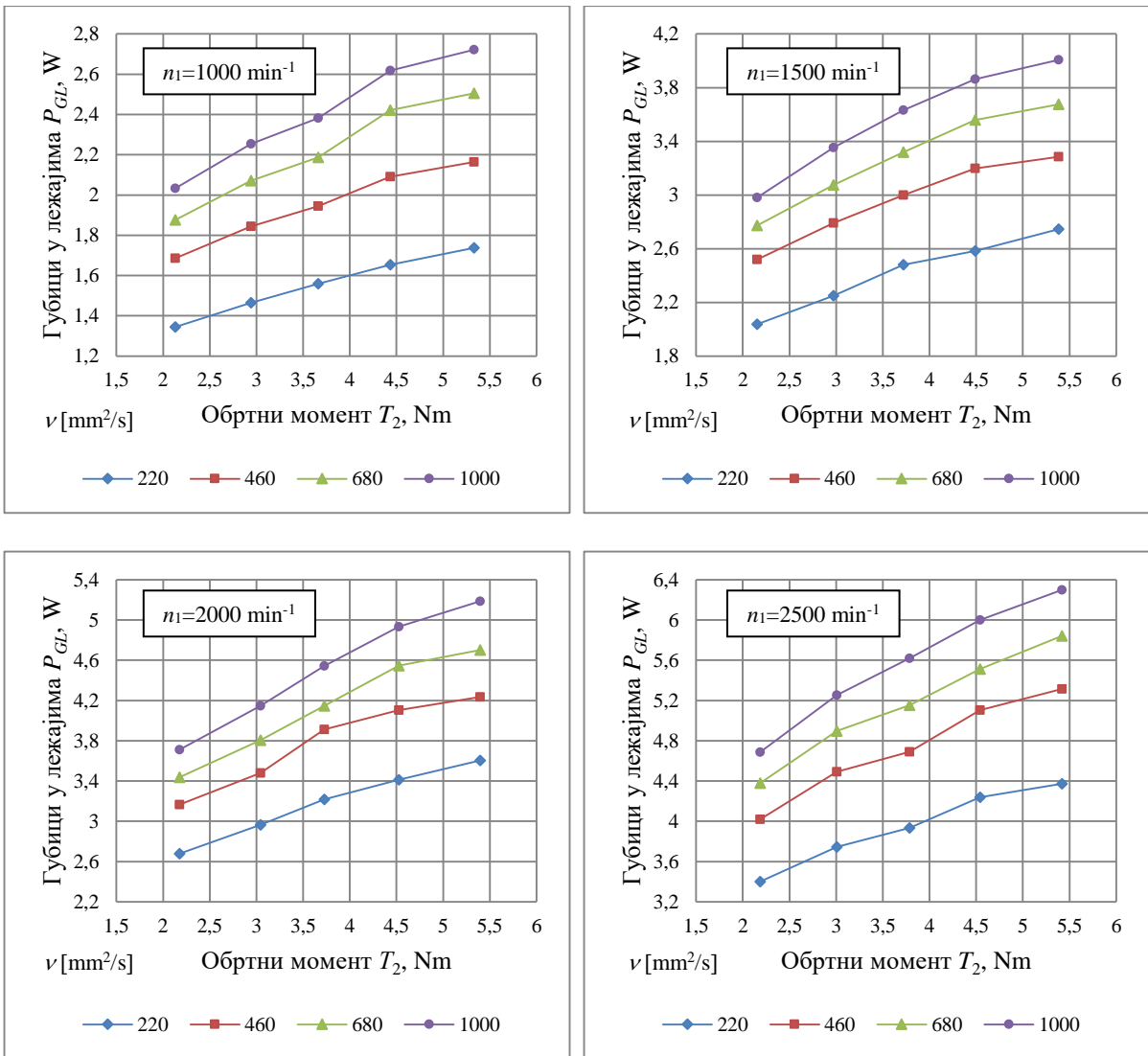
8.1.2. Утицај вискозности мазива на губитке снаге у преноснику

Поступак одређивања губитака снаге у преноснику (губици снаге у спреси зупчаника, лежајевима и заптивачима вратила) са резултатима прорачуна за експерименталне услове рада приказани су у претходном поглављу.

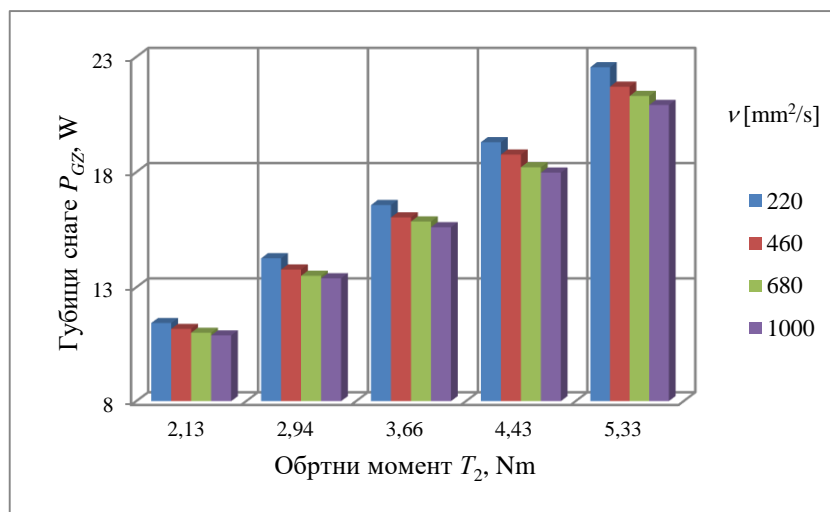
На слици 8.5 дат је збирни приказ губитака снаге у лежајевима P_{GL} за различите режиме рада пужног пара 42CrMo4/CuSn12 и уља различитих вискозности.

На основу дијаграмског приказа (слика 8.5) може се закључити да губици снаге у лежајевима расту са порастом оптерећења као и са порастом вискозности уља. Наиме, при већим оптерећењима долази до пораста аксијалних и радијалних сила у лежајевима што доводи до већих енергетских губитака. Са друге стране, са повећањем вискозности мазива повећавају се хидродинамички отпори струјања мазива што има за последицу повећање губитака снаге у лежајевима. Величина ових губитака зависи од количине уља, притиска, радне температуре, као и од унутрашње геометрије лежаја [85].

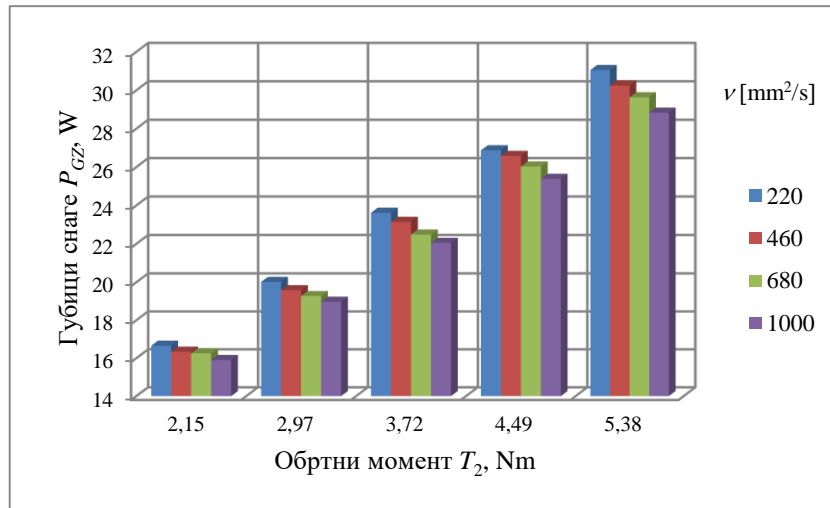
Вискозност мазива има значајан утицај на губитке снаге у спреси зупчаника. Прорачун ових губитака је извршен за експерименталне услове рада према утврђеном плану испитивања. На основу резултата прорачуна на сликама 8.6÷8.9 је дат збирни приказ губитака снаге у спреси зупчаника P_{GZ} у зависности од излазног обртног момента T_2 за различите вредности бројева обртаја и уља различитих вискозности (пужни пар 42CrMo4/CuSn12).



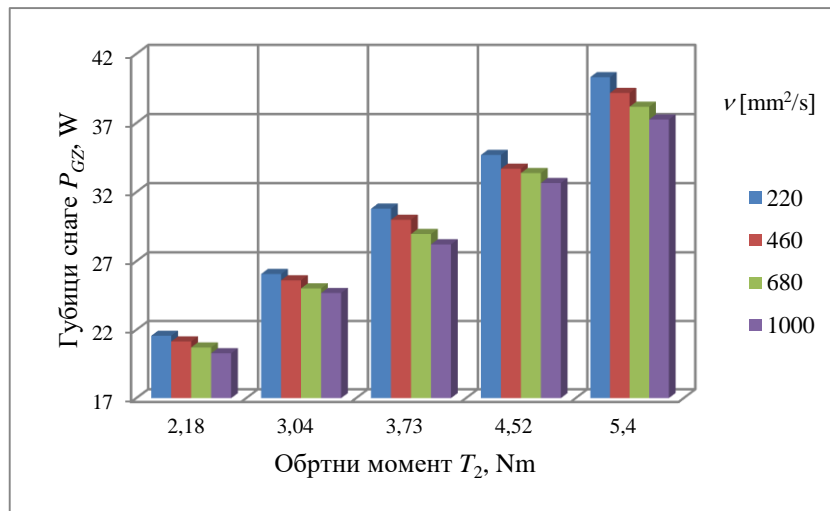
Слика 8.5. Утицај вискозности уља на губитке снаге у лежајевима за различите вредности улазних бројева обртаја



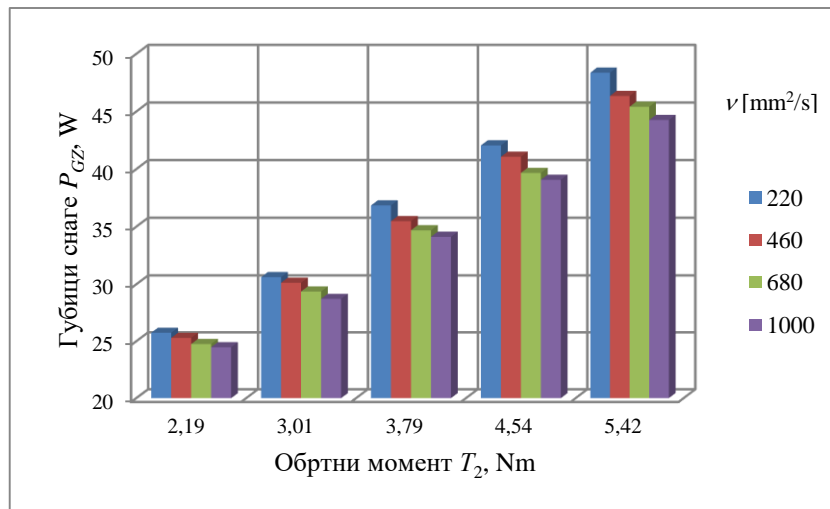
Слика 8.6. Губици снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 1000 min^{-1} и уља различитих вискозности



Слика 8.7. Губици снаге у спреси зупчаника за улазни број обртаја 1500 min⁻¹ и уља различитих вискозности



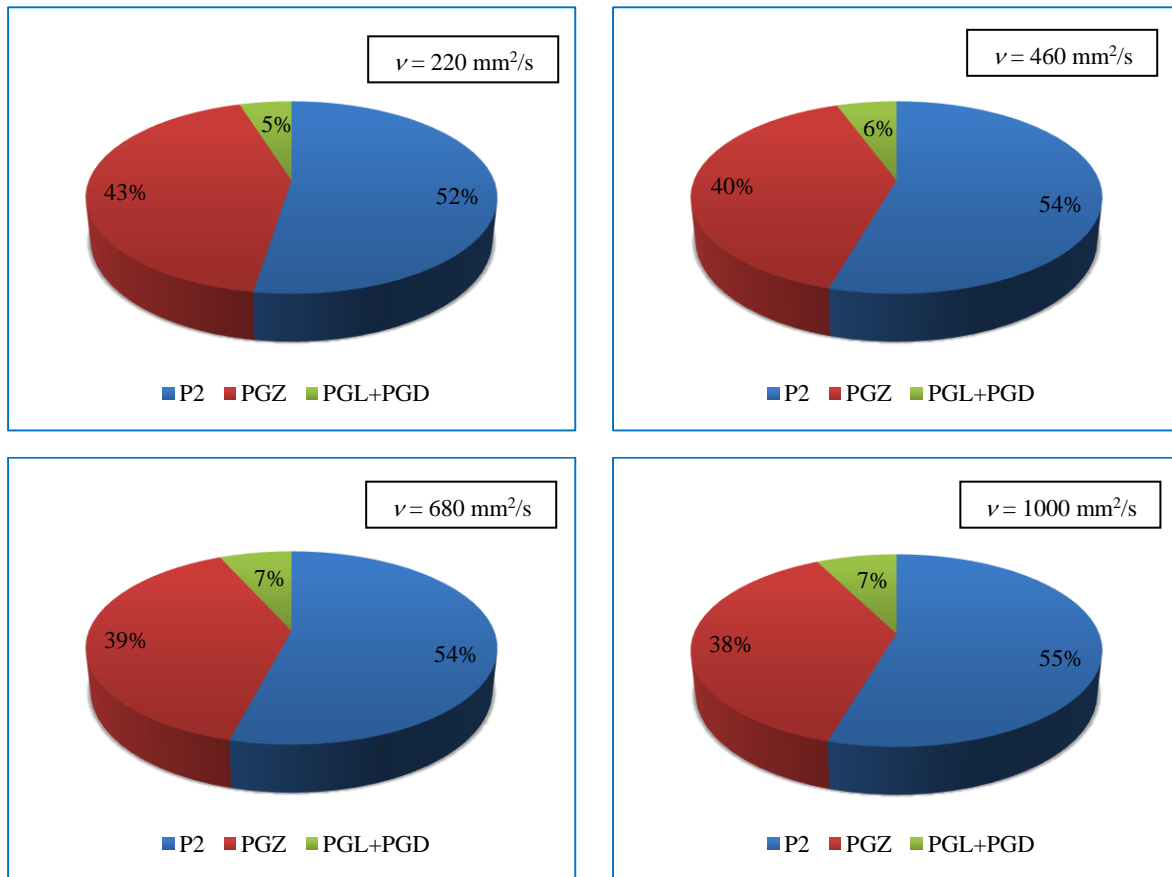
Слика 8.8. Губици снаге у спреси зупчаника за улазни број обртаја 2000 min⁻¹ и уља различитих вискозности



Слика 8.9. Губици снаге у спреси зупчаника за улазни број обртаја 2500 min⁻¹ и уља различитих вискозности

Са претходних дијаграма се може уочити да са повећањем оптерећења расту губици снаге у спрези зупчаника. Наиме, при већим излазним обртним моментима T_2 повећава се нормално оптерећење пужног пара што доводи до већих губитака снаге у спрези. Такође, уочава се да се ови губици снаге смањују применом уља са већом вискозношћу због бољег формирања уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника јер се део оптерећења преноси и преко филма мазива.

Расподела укупних губитака снаге у преноснику за број обртаја 1500 min^{-1} , други ниво оптерећења (просечна вредност $T_2 = 3,08 \text{ Nm}$) и уља различитих вискозности приказана је на слици 8.10 (пужни пар 42CrMo4/CuSn12).



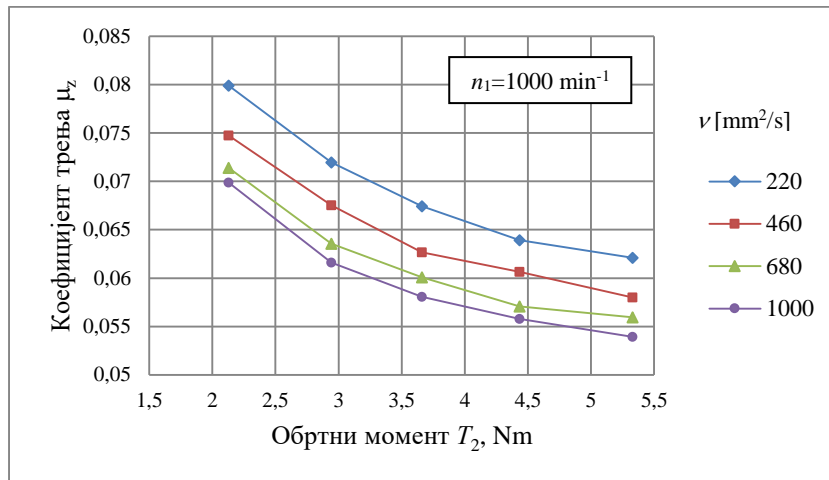
Слика 8.10. Утицај вискозности уља на расподелу укупно доведене снаге у преносник

Са слике 8.10 се јасно уочава да губици у лежајевима расту са порастом вискозности уља од 5% до 7% док се губици снаге у спрези зупчаника смањују са 43% на 38% при чему долази до пораста корисне снаге са 52% на 55%. Генерално гледано, применом уља веће вискозности смањују се укупни губици снаге у преноснику што доводи до повећања корисне снаге и укупног степена искоришћења преносника.

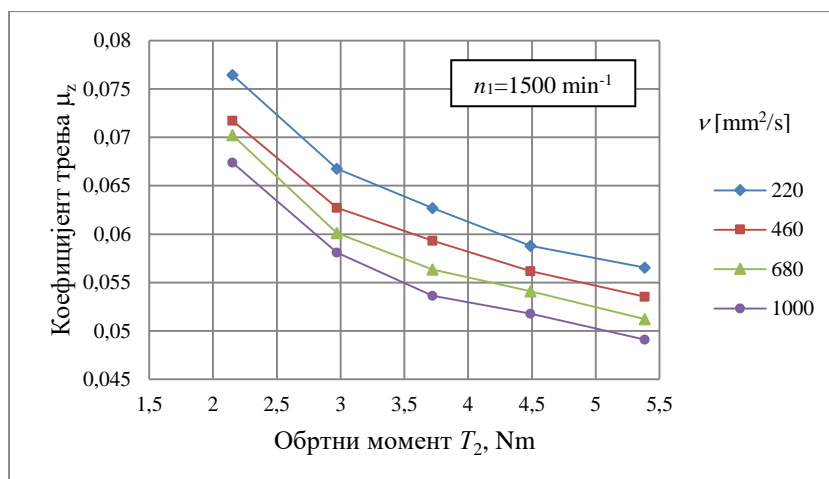
8.1.3. Утицај вискозности мазива на коефицијент трења

Вредности коефицијента трења су одређене према изразу 7.25 за експерименталне услове рада преносника. Резултати прорачуна коефицијента трења дати приказани су у претходном поглављу 7.

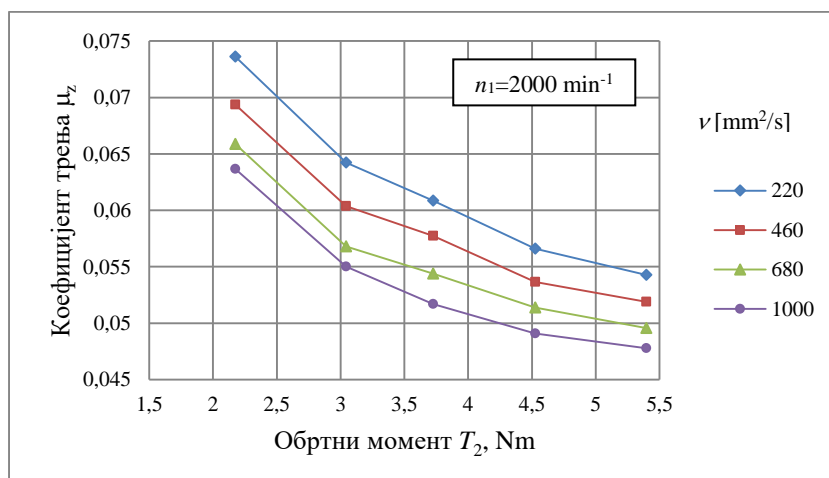
На сликама 8.11÷8.14 је дат збирни приказ зависности коефицијента трења пужног пара и излазног обртног момента за различите вредности бројева обртаја и уља различитих вискозности (пужни пар 42CrMo4/CuSn12).



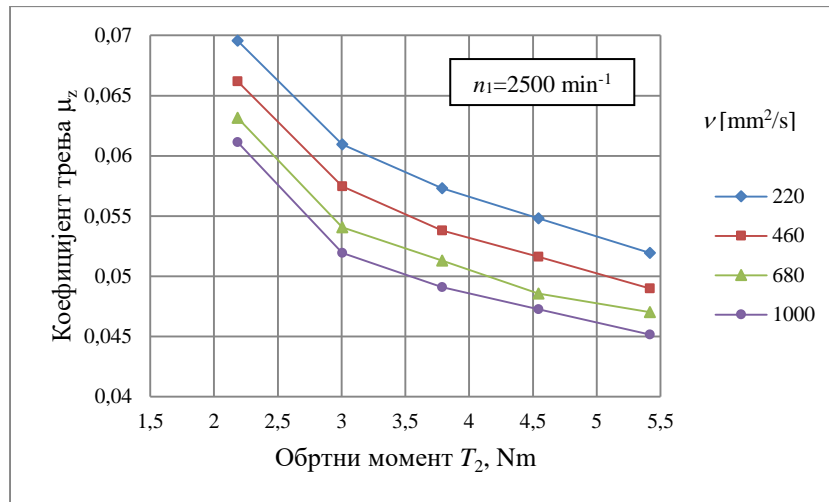
Слика 8.11. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 1000 min^{-1}



Слика 8.12. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 1500 min^{-1}



Слика 8.13. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 2000 min^{-1}



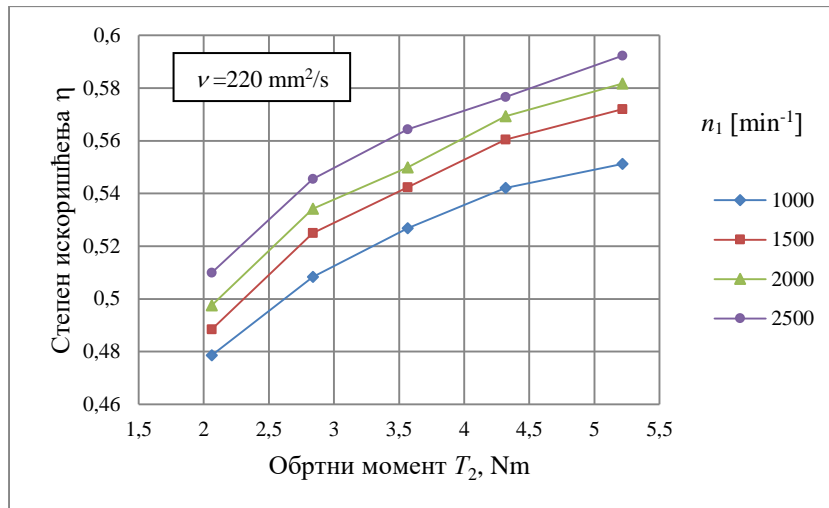
Слика 8.14. Утицај вискозности уља на коефицијент трења за улазни број обртаја 2500 min^{-1}

Анализом дијаграма може се закључити да вредности коефицијента трења пужног пара опадају са порастом оптерећења. Такође, се може уочити да применом уља веће вискозности долази до пада коефицијента трења због бољег формирања уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника. Том приликом, вредности коефицијента трења су се кретале у интервалу $\mu_z = 0,045 \div 0,080$. Максимална вредност коефицијента трења ($\mu_z = 0,080$) забележена је код подмазивања уљем са најмањом вискозношћу ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$) на првом нивоу оптерећења, док је минимална вредност ($\mu_z = 0,045$) забележена код подмазивања уљем са највећом вискозношћу ($1000 \text{ mm}^2/\text{s}$) и највећем оптерећењу. На такав ток промене коефицијента трења значајан утицај има радна температура са чијом се променом мења вискозност уља, а тиме и дебљина уљног филма између спрегнутих зупчаника. Ниже вредности коефицијента трења условљавају ниже губитке снаге у спрези зупчаника што резултира већим вредностима степена искоришћења пужног пара.

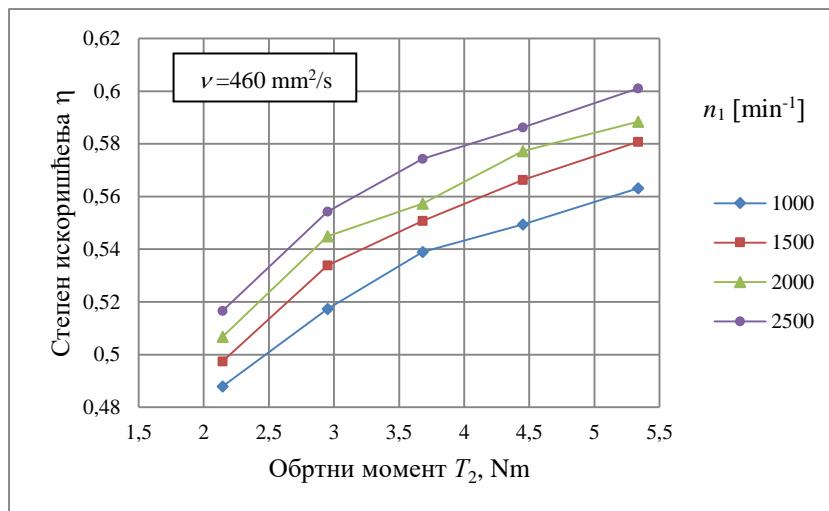
8.1.4. Утицај обимне брзине на степен искоришћења

Мала чврстоћа материјала пужних зупчаника чија спрега са пужевима од челика даје мале отпоре клизању, ограничава примену пужних преносника на мање снаге и мање бројеве обртаја (до 3000 min^{-1}). Како би се испитао утицај обимне брзине, вредности степена искоришћења пужног преносника су одређиване при различитим радним условима, тачније, при различитим улазним бројевима обртаја (1000 min^{-1} , 1500 min^{-1} , 2000 min^{-1} и 2500 min^{-1}) и нивоима оптерећења (излазним обртним моментима).

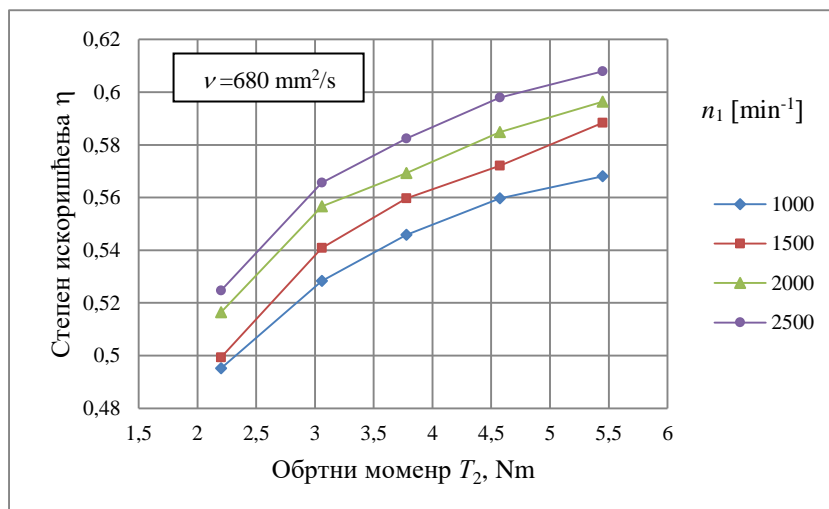
На сликама 8.15÷8.18 је приказана зависност степена искоришћења и улазног броја обртаја n_1 за различите вредности излазног обртног момента T_2 и уља различитих вискозности (пужни пар 42CrMo4/CuSn12).



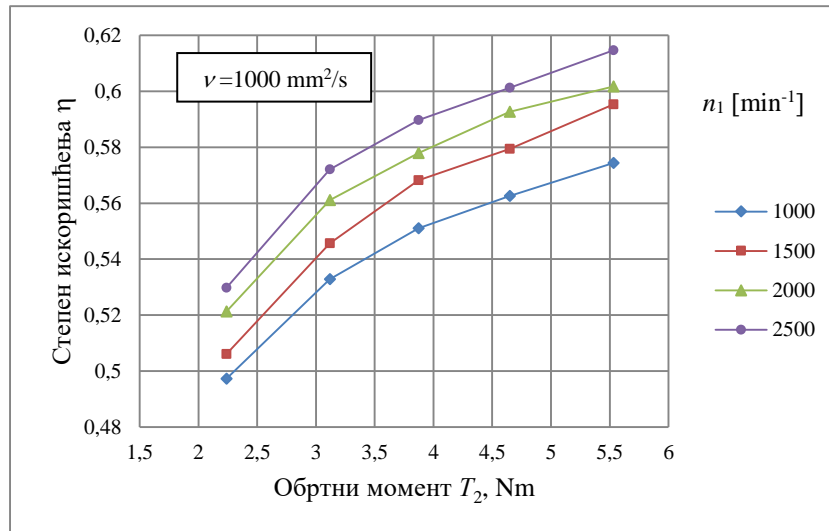
Слика 8.15. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности 220 mm²/s



Слика 8.16. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности 460 mm²/s



Слика 8.17. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности 680 mm²/s



Слика 8.18. Утицај обимне брзине на степен искоришћења преносника за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$

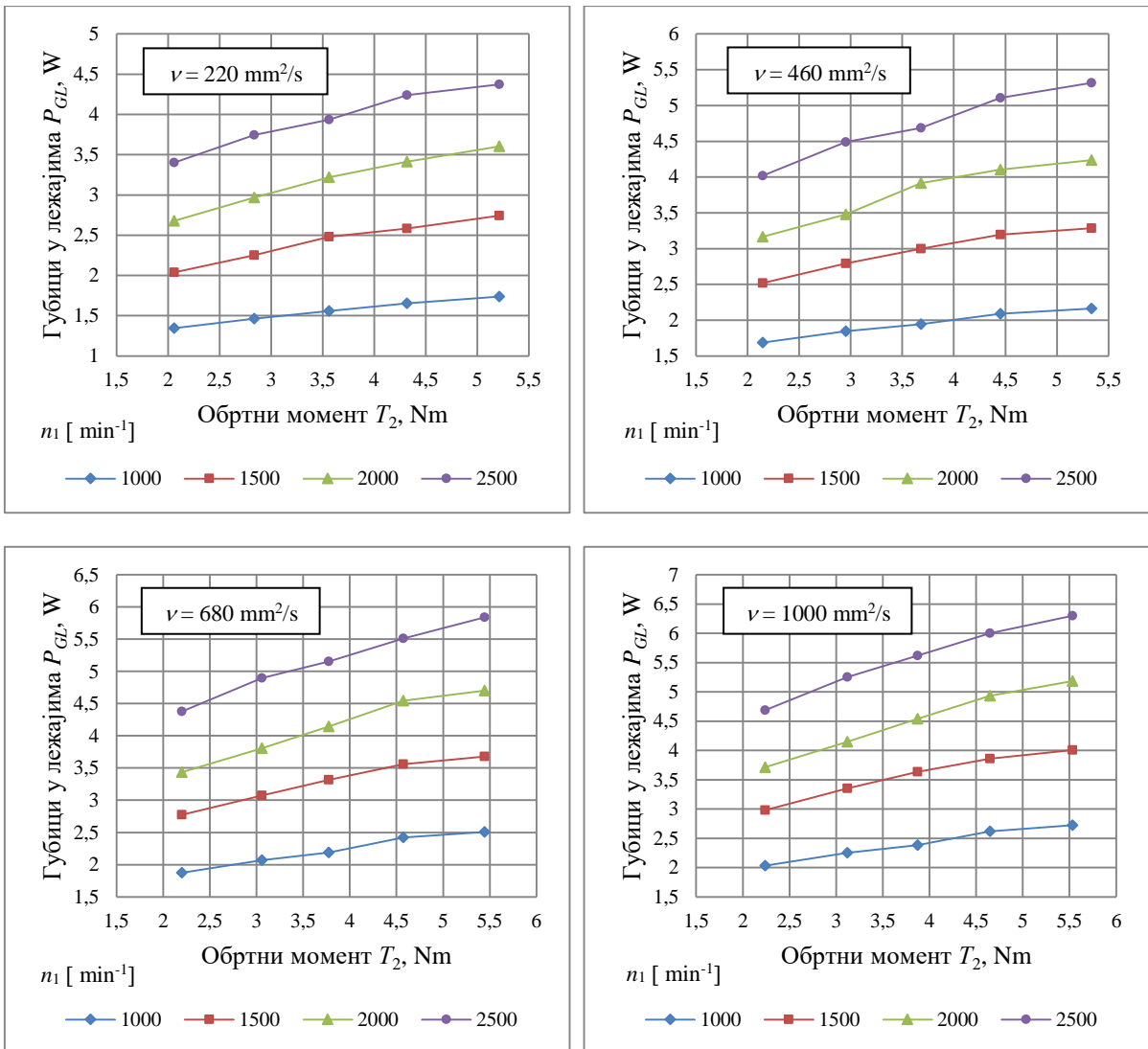
Са дијаграма приказаним на сликама 8.15÷8.18 се може закључити да се са повећањем улазног броја обртаја (обимне брзине зупчаника) повећава и вредност степена искоришћења. Наиме, при малим обимним брзинама и релативно великим специфичним притисцима на боковима зубаца остварује непотпуно (мешовито до гранично) подмазивање. Међутим, са повећањем обимне брзине лакше се формира уљни филм између спрегнутих бокова зубаца зупчаника чиме се стварају услови за хидродинамичко подмазивање. Са формирањем довољне дебљине уљног филма смањују се треће клизања у спреси зупчаника што доводи до мањих гупитака снаге па самим тим и до већих вредности степена искоришћења преносника. Такође, може се закључити да промена обимне брзине има већи утицај на степен искоришћења од промене вискозности уља [88].

При релативно великим обимним брзинама услед дејства центрифугалне силе мазиво се тешко задржава на боковима зубаца зупчаника па се јавља појава подмазивања полуоквашених површина. То је нежељена појава при подмазивању која може довести до пораста радне температуре и прегревања преносника проузрокованог прекидом уљног филма што доводи до интензивног хабања и повреда зубаца зупчаника.

8.1.5. Утицај обимне брзине на губитке снаге у преноснику

Како би се истражио утицај обимне брзине на губитке снаге у спреси зубаца зупчаника, лежајевима и заптивачима извршен је прорачун истих за различите вредности улазних бројева обртаја. Резултати прорачуна су приказани у поглављу 7.

Зависност губитака снаге у лежајевима и обимне брзине зупчаника за различите вредности излазних обртних момената и уља различитих вискозности збирно је приказана на слици 8.19 (пужни пар 42CrMo4/CuSn12).

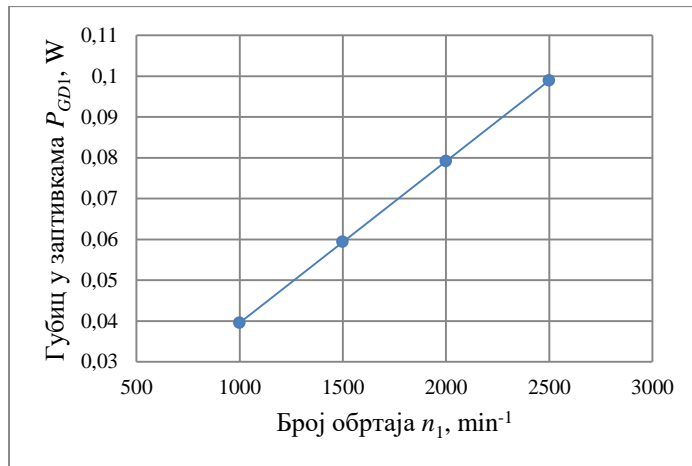


Слика 8.19. Утицај обимне брзине на губитке снаге у лежајевима за уља различитих вискозности

На основу дијаграмског приказа (слика 8.19) може се закључити да са повећањем обимне брзине расту губици снаге у лежајевима. При већим обимним брзинама преноси се већа снага што проузрокује веће губитке снаге у лежајевима. Са повећањем обимне брзине долази до пораста радне температуре при чему вискозност уља опада. Са падом вискозности уља смањују се хидродинамички отпори струјања мазива, али се утицај инерцијалних сила повећава.

Губици снаге у заптивачима вратила пужног пара не зависе од оптерећења. На величину ових губитака утиче учестаност обртаја погонског (пужно вратило) и гоњеног вратила (вратило пужног зупчаника) и величина унутрашњег пречника заптивача. С обзиром на мали број обртаја гоњеног вратила губици снаге у заптивачима се могу занемарити. Ови губици су исти за све опитне пужне парове с обзиром да се ради о истим условима испитивања и истом типу уграђених заптивача.

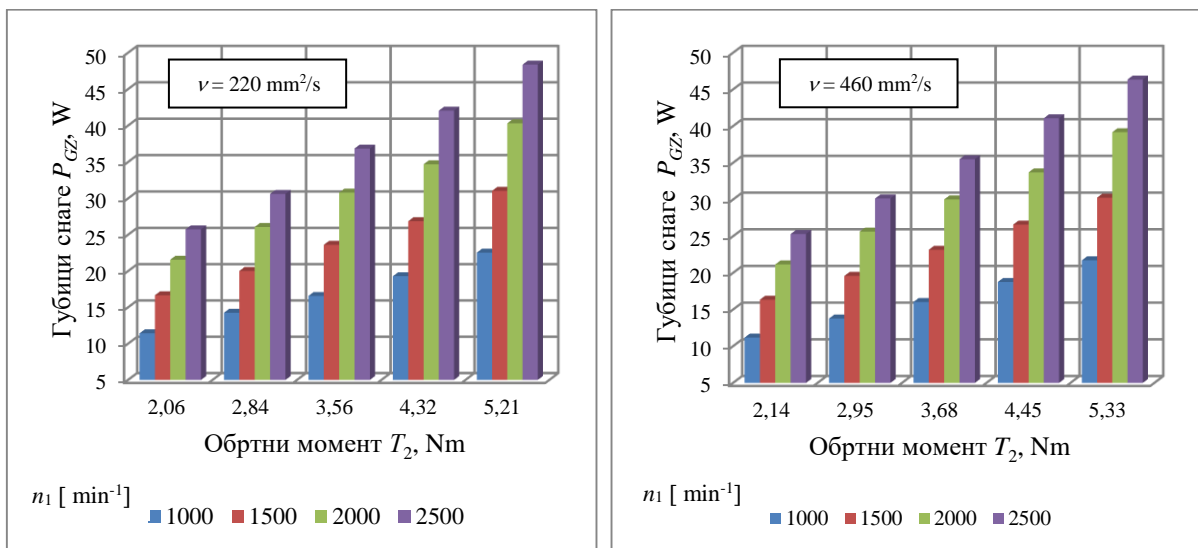
Зависност губитака снаге у заптивачима и броја обртаја пужног вратила приказана је на слици 8.20.



Слика 8.20. Губици снаге у заптивачима пужног вратила у зависности од бројева обртаја

Са дијаграма се може уочити да губици снаге у заптивачима пужног вратила расту са порастом бројева обртаја при чему је ова зависност линеарна. Ови губици имају најнижу вредност у укупном губитку снаге.

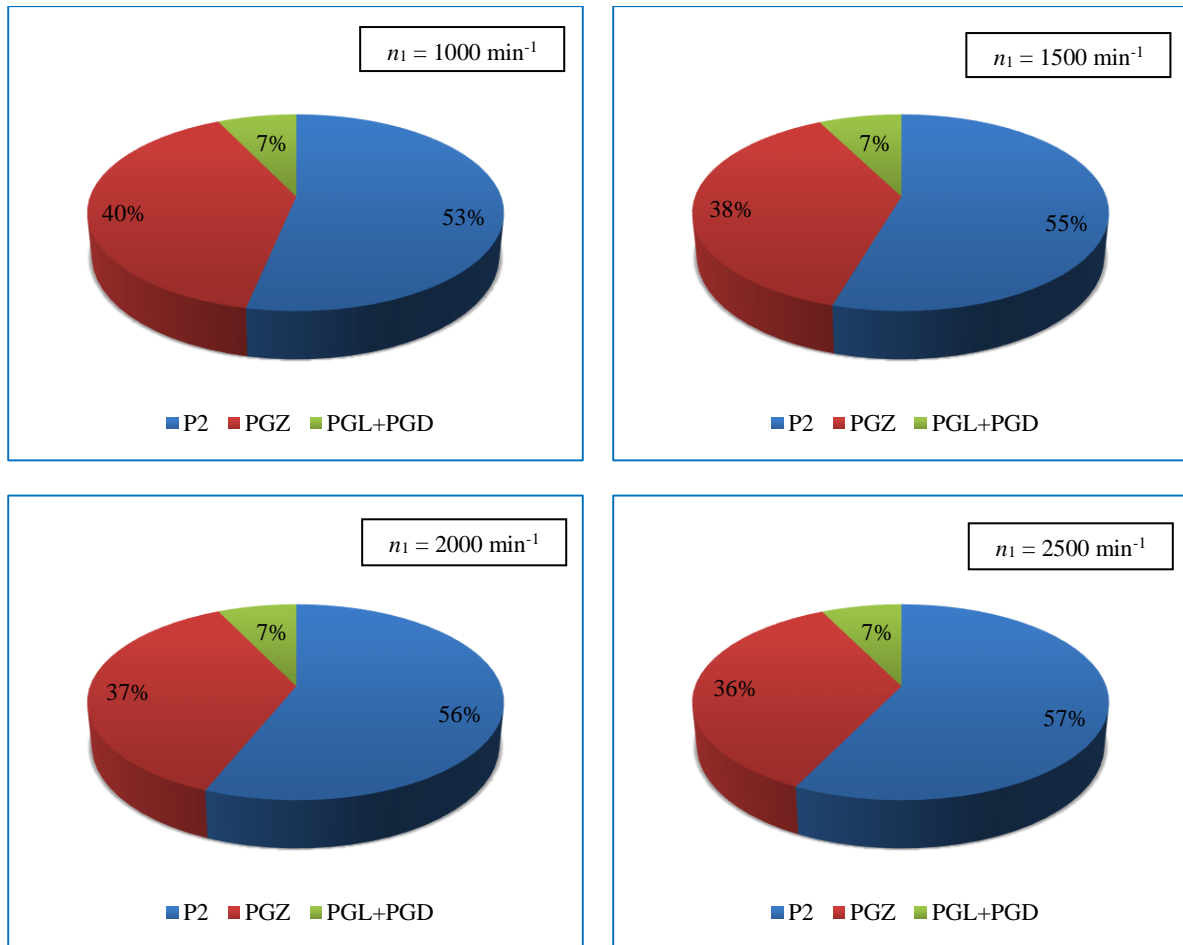
Зависност губитака снаге у спрези зупчаника пужног пара 42CrMo4/CuSn12 и обимне брзине за уља вискозности 220 mm^2/s и 460 mm^2/s и различите нивое оптерећења збирно је приказана на слици 8.21.



Слика 8.21. Утицај обимне брзине на губитке снаге у спрези зупчаника за уља вискозности 220 mm^2/s и 460 mm^2/s

Са дијаграма приказаним на слици 8.21 може се уочити да губици снаге у спрези зупчаника расту са порастом обимне брзине. Са порастом обимне брзине расте и укупно пренесена снага преносника при чему се смањује оптерећење. То омогућава лакше формирање уљног филма између бокова спрегнутих зупчаника што погодује остваривању хидродинамичког подмазивања.

Укупна расподела снаге која се доводи са електромотора у преносник при различитим вредностима бројева обртаја, други ниво оптерећења (просечна вредност $T_2 = 3,12 \text{ Nm}$) и уље вискозности 1000 mm^2/s приказана је на слици 8.22.



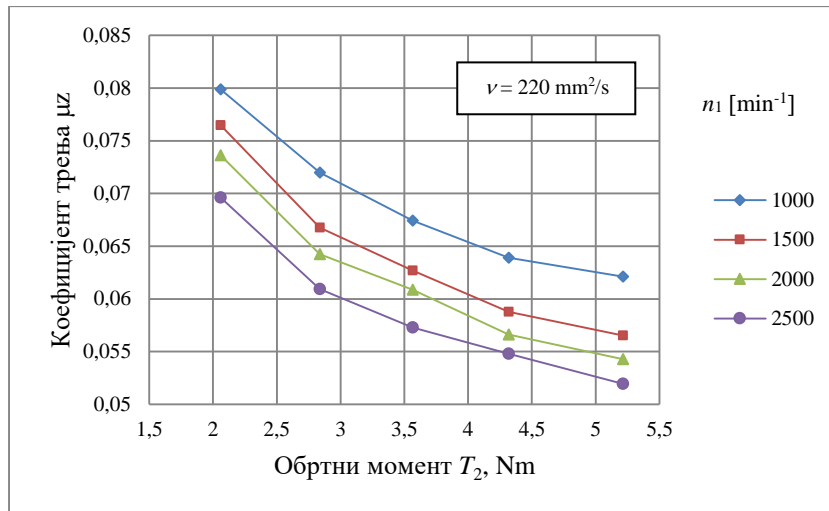
Слика 8.22. Утицај обимне брзине зупчаника на укупну расподелу снаге у преноснику за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$

Са дијаграма се уочава да са порастом обимне брзине губици снаге у спреси зупчаника смањују са 40% на 36%, губици снаге у лежајевима се крећу око 7%, док се корисна снага на излазном вратилу повећала са 53% на 57%. Такође се може закључити да обимна брзина има већи утицај на пораст корисне снаге на излазном вратилу преносника од утицаја вискозности мазива.

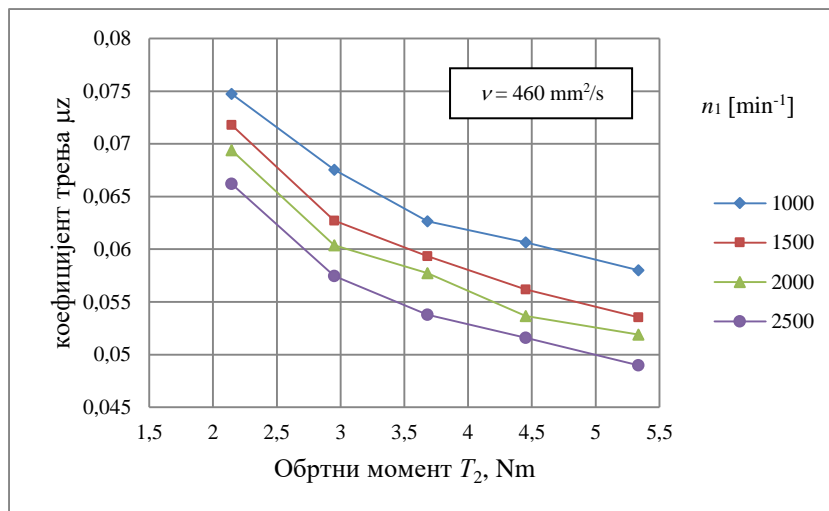
8.1.6. Утицај обимне брзине на коефицијент трења

Значајан утицај на коефицијент пужног пара има обимна брзина зупчаника са чијом се променом мењају услови подмазивања. Са променом режима подмазивања долази до промене коефицијента трења што има значајан утицај на степен искоришћења преносника. Вредности коефицијента трења су одређене према изразу 7.25 за различите вредности улазних бројева обртаја, вискозности мазива и оптерећења. Резултати прорачуна су приказани у претходном поглављу.

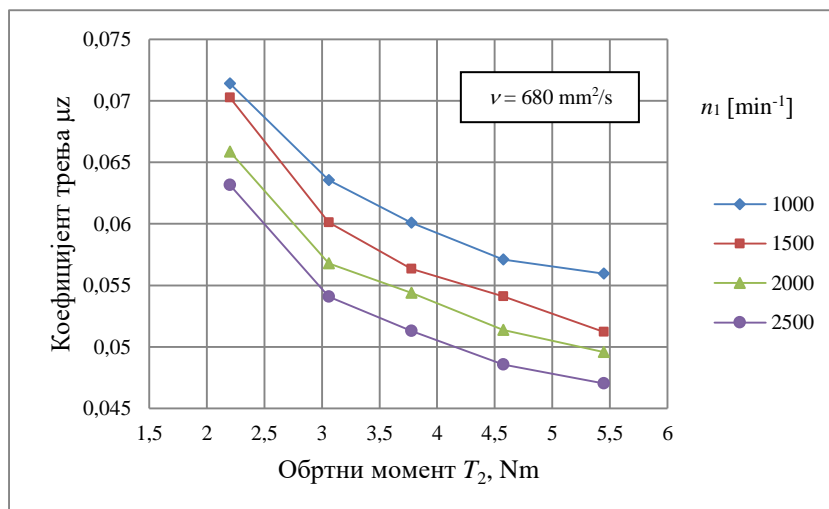
На сликама 8.23÷8.26 је приказана зависност коефицијента трења од улазног броја обртаја за уља различитих вискозности и различите вредности излазних обртних момената (пужни пар 42CrMo4/CuSn12).



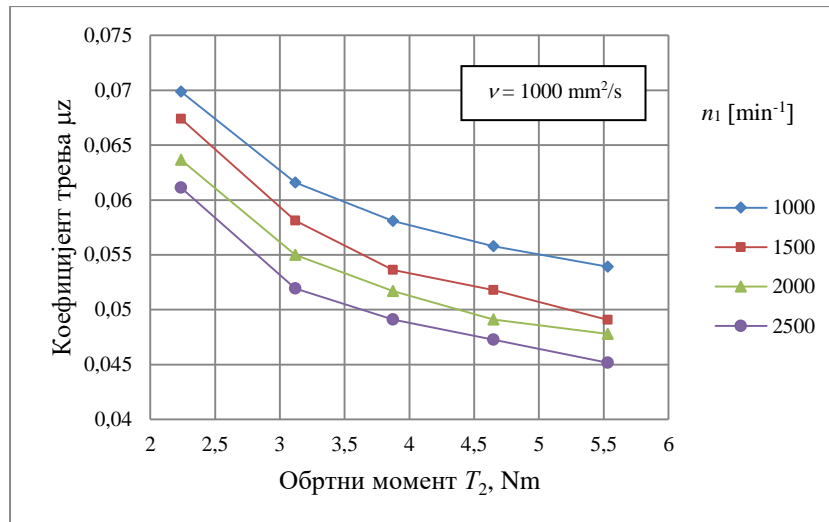
Слика 8.23. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности 220 mm²/s



Слика 8.24. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности 460 mm²/s



Слика 8.25. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности 680 mm²/s



Слика 8.26. Утицај обимне брзине на коефицијент трења за уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$

Вредности коефицијента трења опадају са порастом оптерећења као и при већим вредностима улазних бројева обртаја n_1 , што се може закључити на основу дијаграма (слика 8.23÷8.26). Наиме, пораст обимне брзине погодује стварању хидродинамичког подмазивања при чему се вредности коефицијента трења смањују. Максимална вредност коефицијента трења пужног пара забележена је при најмањој обимној брзини зупчаника ($n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$) и најнижем нивоу оптерећења а минимална при највећој обимној брзини ($n_1 = 2500 \text{ min}^{-1}$) и највишем нивоу оптерећења.

8.2. Утицај материјала

Као што је познато, вредности степена искоришћења пужних преносника снаге зависе од великог броја утицајних фактора. Највећи утицај на степен искоришћења има управо врста материјала од којег су израђени пуж и пужни зупчаник [89-91]. Приликом избора материјала треба одабрати такву комбинацију која ће омогућити смањење масе преносника, мање отпоре клизању између спрегнутих бокова зубаца зупчаника, боље услове трења и хабања, мање губитке снаге у спреси, бољу топлотну проводљивост, као и већи степен искоришћења.

Ранија истраживања су показала да се најбоље триболошке карактеристике постижу комбинацијом материјала пужа израђеног од каљеног (цементираног, побољшаног) челика са брушеним зубима и пужног зупчаника од центрифугално ливене калајне бронзе са додатком никла [33,92-94]. Поред тога добре карактеристике имају и пужни зупчаници израђени од других обојених метала као што су алуминијумске легуре, месинг итд. С тим у вези, главни део истраживања је спроведен са циљем примене нових материјала за израду пужних зупчаника (материјали са цинк-алуминијумском и алуминијумском основом) и истраживање њиховог утицаја на степен искоришћења преносника у поређењу са стандардним материјалима.

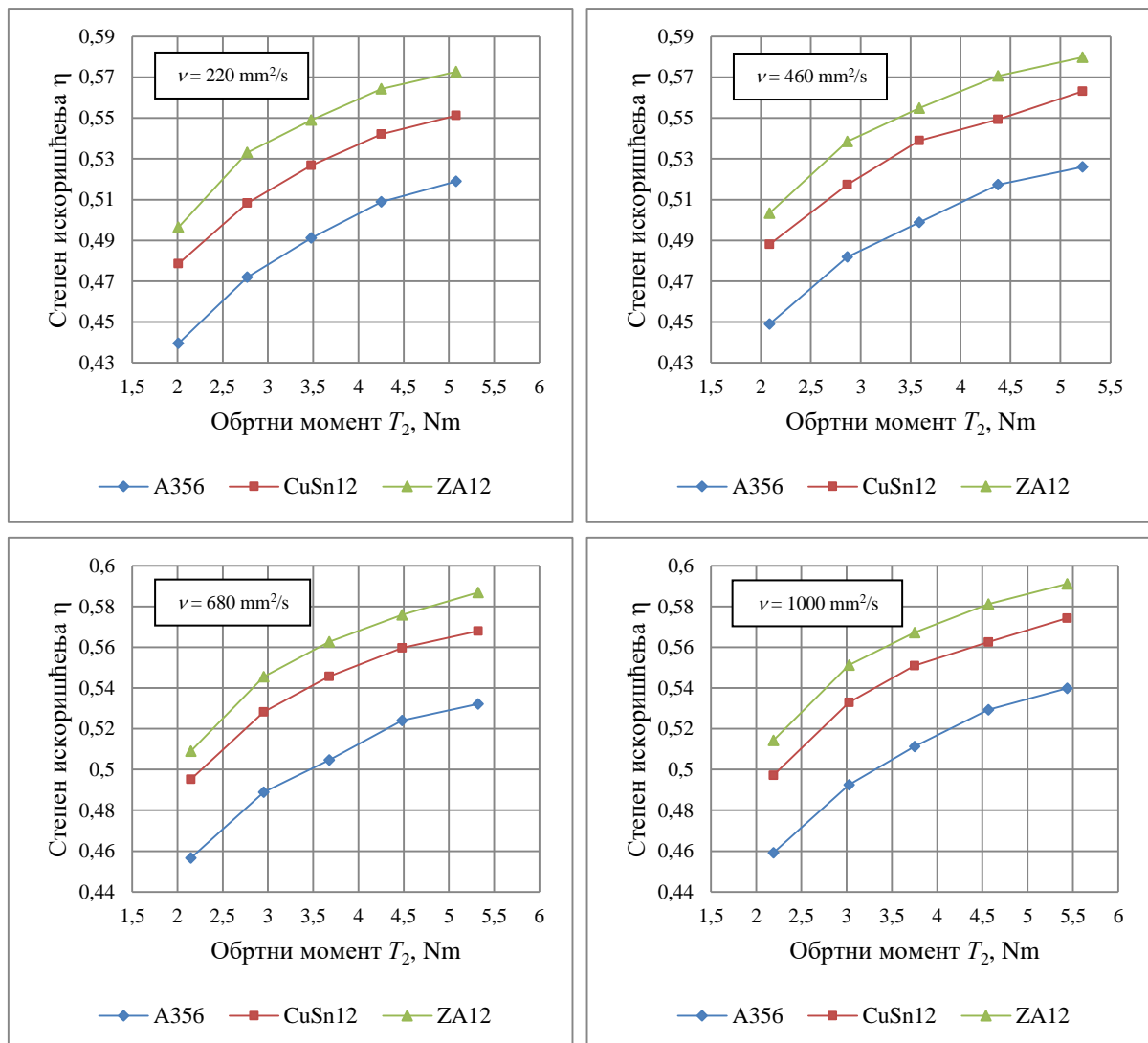
У овом делу рада биће разматран утицај врсте материјала на степен искоришћења преносника, губитке снаге у спреси зупчаника, хабање пужних парова, као и на коефицијент трења између спрегнутих бокова зубаца зупчаника и контактних парова.

8.2.1. Утицај материјала пужног пара на степен искоришћења

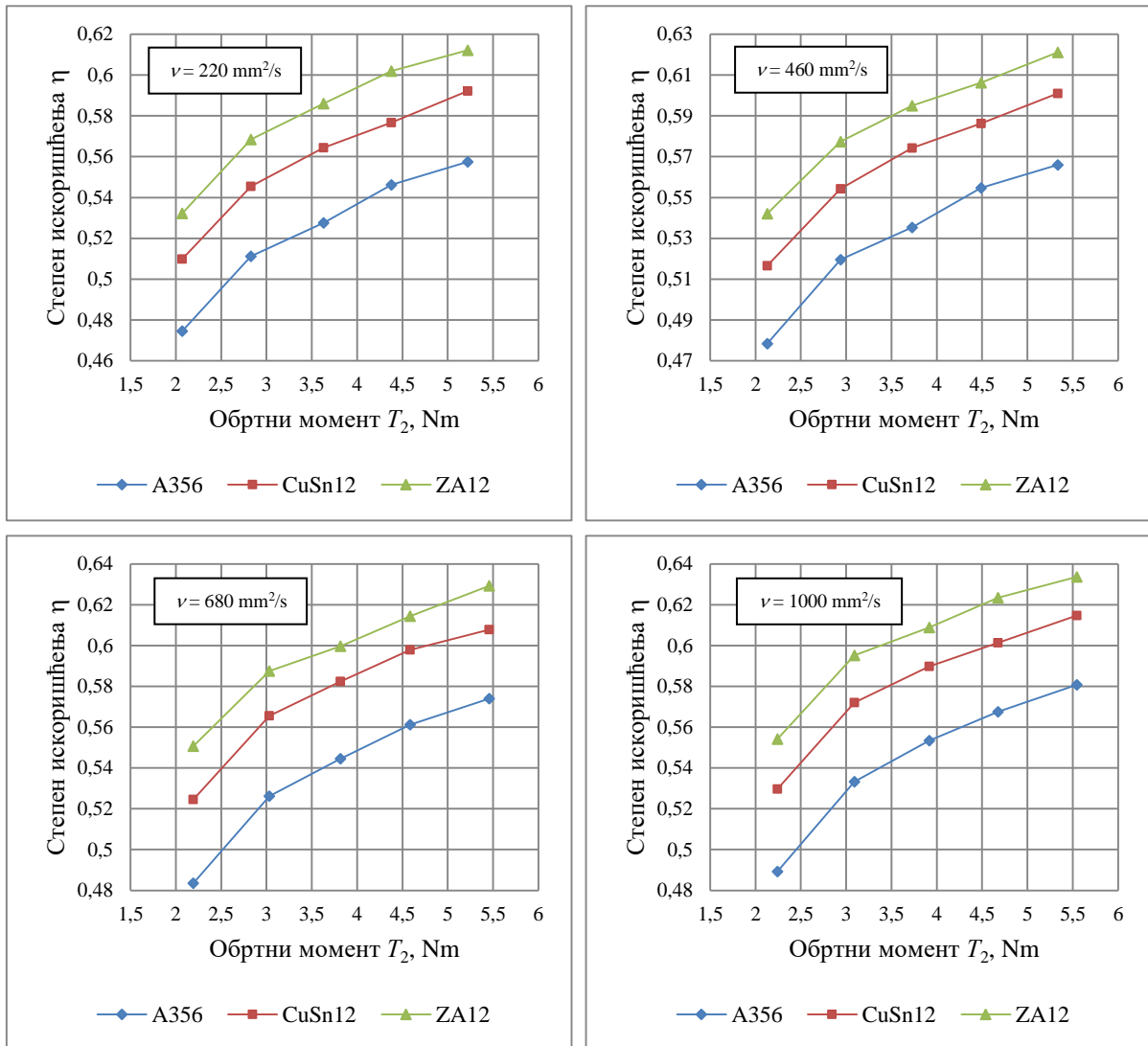
Како би се испитао утицај материјала на степен искоришћења пужног преносника истраживања су спроведена коришћењем пужних парова код којих је пуж израђен од истог материјала (челик 42CrMo4), а пужни зупчаници од три различите врсте материјала (CuSn12, A356 и ZA12). Механичке карактеристике материјала испитног пужног пара дате су у поглављу 6.

Експериментална истраживања су извршена под истим радним условима и условима подмазивања за све пужне парове према претходно дефинисаном плану експеримента. Такође, извршен је прорачун губитака снаге у спрези зубаца зупчаника, губитака снаге у лежајевима и заптивачима вратила за различите режиме испитивања. Резултати су приказани у поглављу 7.

На сликама 8.27 и 8.28 је дат упоредни приказ степена искоришћења преносника за материјале пужног зупчаника CuSn12, ZA12 и A356, улазне бројеве обртаја 1000 min^{-1} и 2500 min^{-1} и четири уља различитих вискозности.



Слика 8.27. Утицај материјала пужног пара на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 1000 min^{-1} и уља различитих вискозности



Слика 8.28. Утицај материјала пужног пара на степен искоришћења преносника за улазни број обртаја 2500 min^{-1} и уља различитих вискозности

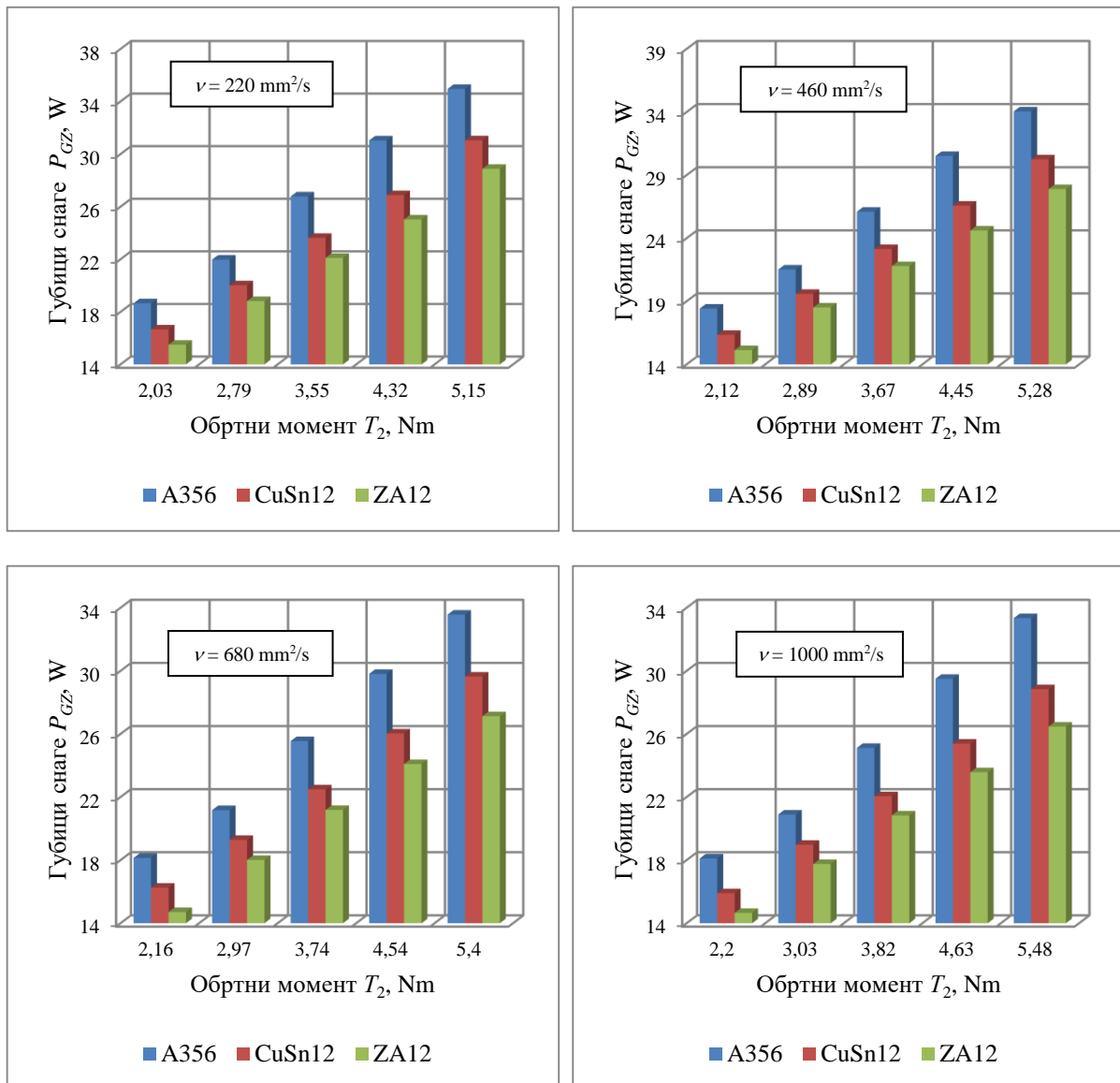
Анализом добијених дијаграма може се закључити да вредност степена искоришћења расте са порастом оптерећења посматрајући све опитне пужне парове. Такође, веће вредности степена искоришћења су уочљиве при већим вредностима бројева обртаја као и код уља са већом вискозношћу. Поређењем добијених резултата долази се до закључка да су највеће вредности степена искоришћења забележене код пужног пара са пужним зупчаником од цинк-алуминијумске легуре ZA12 које су се кретале у интервалу $\eta = 0,49 \div 0,64$, узимајући у обзир све услове испитивања. Код пужног пара са пужним зупчаником од калајне бронзе CuSn12 вредности степена искоришћења су биле ниже у просеку за 3% до 5% у односу на претходни пужни пар. Најниже вредности степена искоришћења забележене су код пужног пара са пужним зупчаником израђеним од алуминијумске легуре A356 које су се кретале у интервалу $\eta = 0,44 \div 0,58$ [85]. Нешто већа разлика у вредностима степена искоришћења је приметна при већим вредностима излазног обртног момента T_2 .

На основу добијених резултата може се закључити да се, у оквиру посматраних режима рада, ZA легуре могу успешно користити за израду пужних зупчаника при чему се може повећати носивост и укупни степен искоришћења преносника.

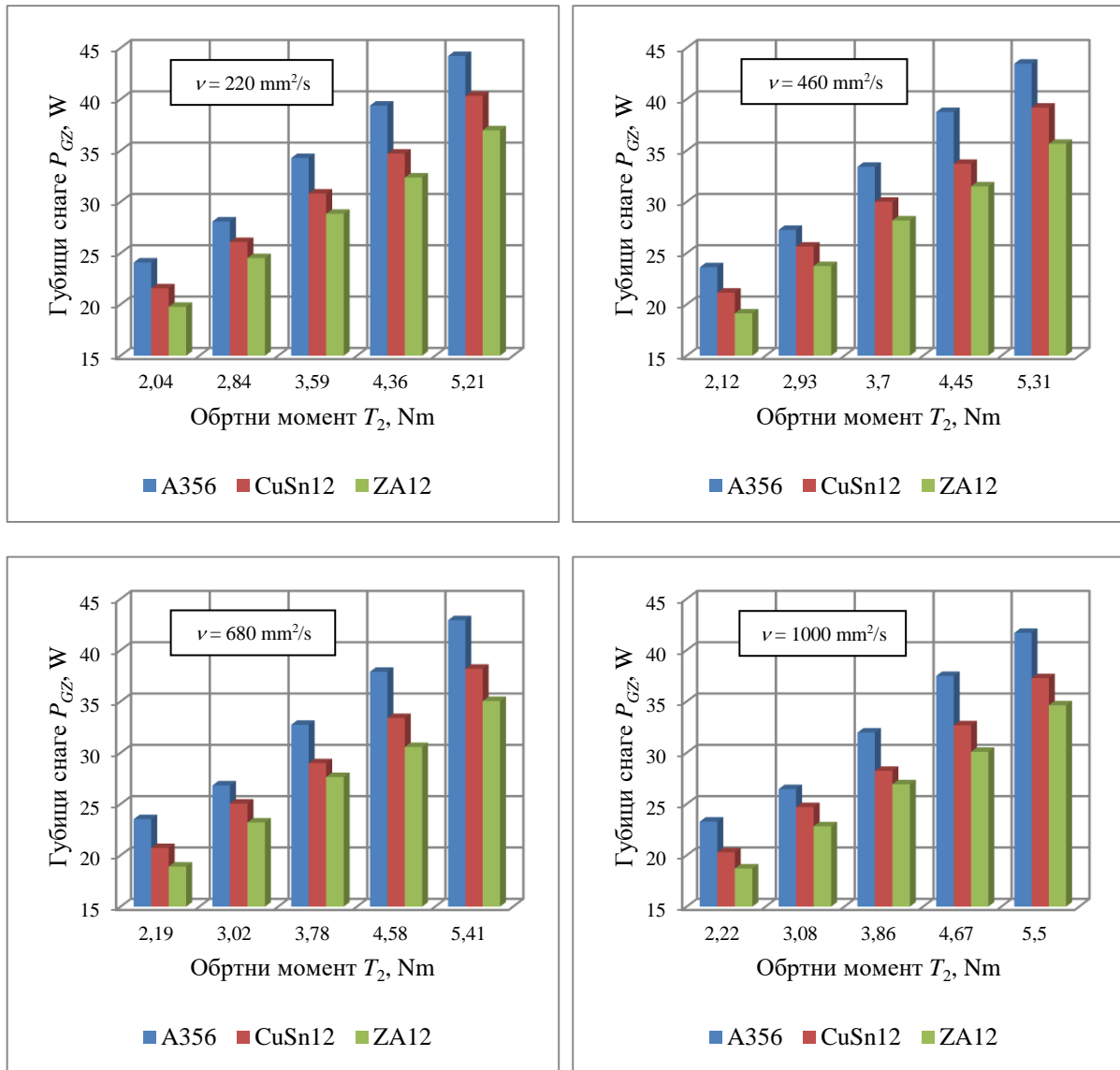
8.2.2. Утицај материјала пужног пара на губитке снаге

На губитке снаге у спрези зупчаника утичу многобројни фактори од којих врста материјала пужног пара има веома значајан утицај. Како би се упоредили губици снаге у спрези различитих пужних парова извршен је прорачун на основу резултата експерименталних истраживања за различите режиме рада и уља различитих вискозности.

Дијаграмски приказ резултата прорачуна губитака снаге у спрези зупчаника за различите материјале и режиме рада пужног пара дат је на сликама 8.29 и 8.30.



Слика 8.29. Утицај материјала на губитке снаге у спрези зупчаника за улазни број обртаја 1500 min^{-1} и уља различитих вискозности



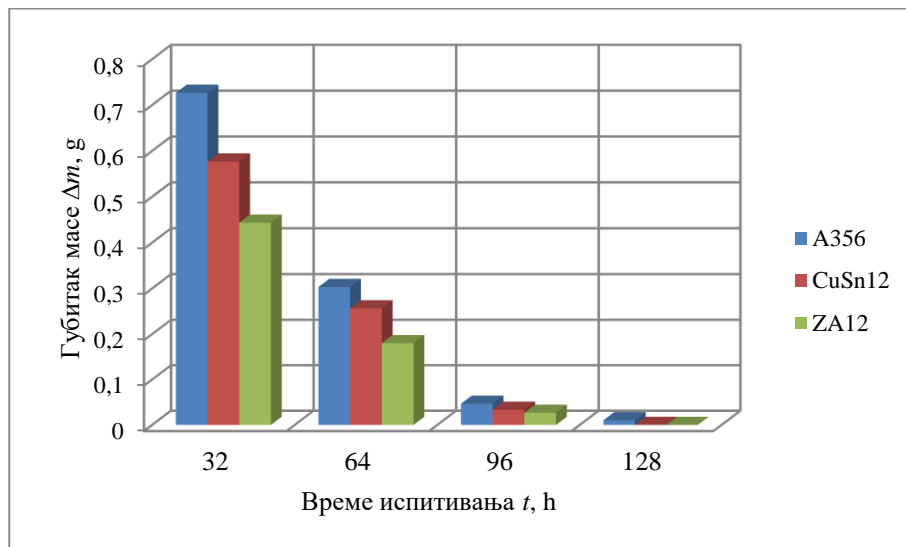
Слика 8.30. Утицај материјала на губитке снаге у спреси зупчаника за улазни број обртаја 2000 min^{-1} и уља различитих вискозности

На основу добијених дијаграма јасно се може уочити да губици снаге расту са порастом оптерећења и при већим обимним брзинама (улазним бројевима обртаја). При већим оптерећењима услед пораста радне температуре смањује се дебљина уљног филма између спрегнутих зубаца зупчаника што доводи до повећања губитака снаге. Са друге стране, губици снаге у спреси зупчаника опадају код подмазивања уљима веће вискозности. Такав тренд промене губитака снаге забележен је код свих опитних пужних парова. И у овом случају, најбоље карактеристике у погледу најнижих губитака снаге има пужни пар са пужним зупчаником од цинк алуминијумске - легуре ZA12. Нешто већи губици снаге уочљиви су код пужног пара са пужним зупчаником од калајне бронзе CuSn12, док су се највећи губици снаге јавили код пужног пара са пужним зупчаником од легуре A356 [85]. При нижим нивоима оптерећења приметна је мања разлика у губицима снаге посматрајући све опитне пужне парове док са даљим повећањем оптерећења та разлика постаје знатно већа. На основу тога може се закључити да пужни пар са пужним зупчаником од ZA12 легуре има бољу способност одржавања уљног филма при већим оптерећењима (излазним обртним моментима) у односу на друге две легуре што је резултирало мањим губицима снаге.

8.2.4. Утицај материјала пужног пара на хабање

За утврђивање величине хабања извршена су мерења масе пужних зупчаника у различитим фазама експерименталних истраживања. Мерење масе је извршено након свака 32 часа рада преносника за исте услове испитивања коришћењем уља различитих вискозности. Резултати мерења губитка масе за све опитне пужне парове приказани су у претходном поглављу (табела 7.14).

На основу добијених резултата конструисан је збирни дијаграм зависности величине хабања (губитака масе) и времена испитивања за различите материјале пужних зупчаника који је приказан на слици 8.31.



Слика 8.31. Губитак масе пужног зупчаника Δm у зависности од времена испитивања

На основу дијаграмског приказа може се уочити да је губитак масе пужних зупчаника највећи у првој фази испитивања тј. након 32 сата рада преносника. У наредним фазама испитивања долази до постепеног смањења губитака масе да би у последње две фазе овај губитак био минималан односно једнак нули. Наиме, приликом спрезања бокова зубаца зупчаника долази до постепеног скидања материјала са додирних површина што је нарочито изражено при већим оптерећењима и мањим обимним брзинама. Током даљег рада долази до прилагођавања облика бокова зубаца једних према другима што доводи до мањег губитка масе зупчаника односно до мањег хабања. Овај тренд промене масе зупчаника приметан је код свих опитних пужних парова.

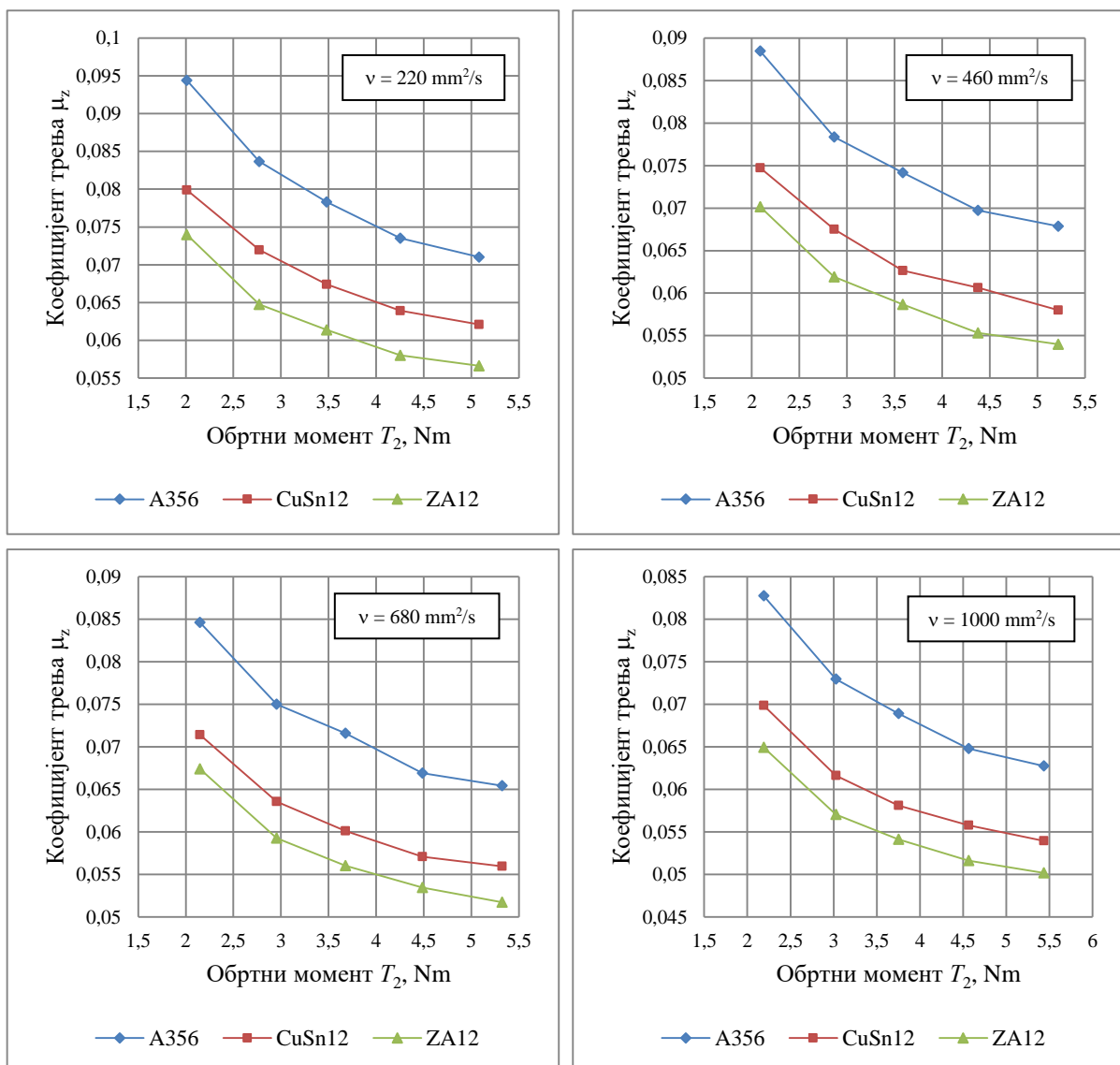
Између осталог, поређењем опитних пужних парова може се закључити да је најмање изложен хабању пужни зупчаник израђен од цинк-алуминијумске легуре ZA12, а највише пужни зупчаник од алуминијумске легуре A356. Наиме губитак масе пужног зупчаника израђеног од легуре ZA12 је за око 30% мањи у односу на пужни зупчаник од калајне бронзе CuSn12 и за преко 65% у односу на легуру алуминијума A356.

8.2.3. Утицај материјала на коефицијент трења

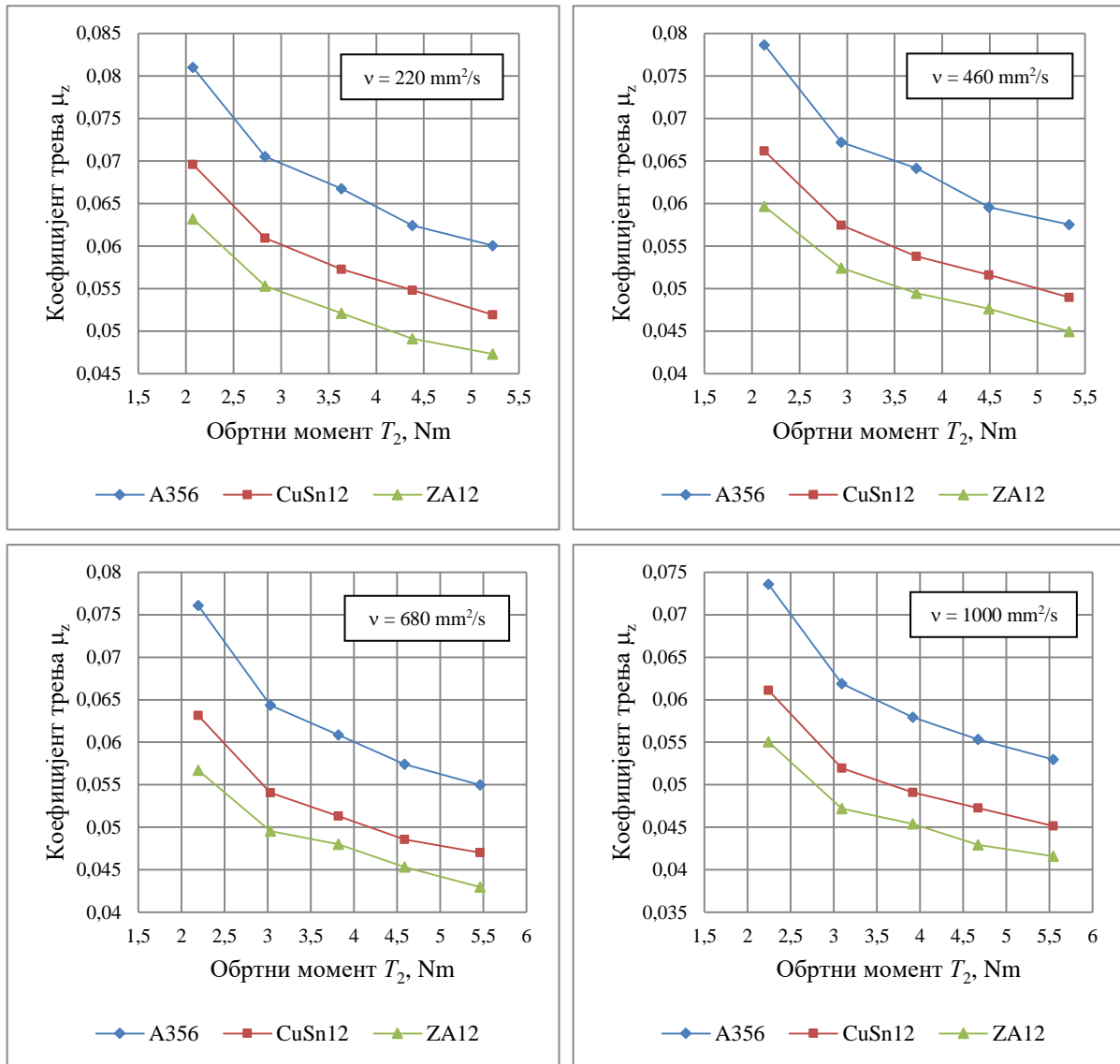
8.2.3.1. Коефицијент трења пужног пара

Промена губитака снаге у уској је вези са променом коефицијента трења у зони контакта бокова спрегнутих зупчаника. Један од значајних утицајних фактора на коефицијент трења јесте управо врста материјала спрегнутих зупчаника. С тим у вези, за опитне пужне парове су прорачунате вредности коефицијента трења на основу резултата добијених експерименталним истраживањем и прорачуном губитака снаге.

На сликама 8.32÷8.33 је приказан ток промене коефицијента трења у зависности од различитих режима рада преносника и уља различитих вискозности.



Слика 8.32. Утицај материјала на коефицијент трења за улазни број обртаја 1000 min^{-1} и уља различитих вискозности



Слика 8.33. Утицај материјала на коефицијент трења за улазни број обртаја 2500 min^{-1} и уља различитих вискозности

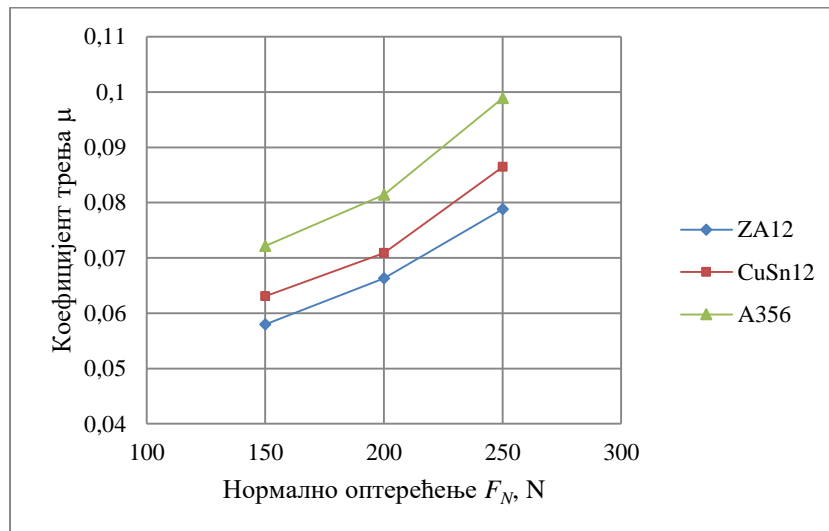
На основу добијених дијаграма се може закључити да вредности коефицијента трења опадају са порастом оптерећења и обимне брзине, као и са порастом вискозности уља. Поред радних услова, на такав ток промене утичу и многи други фактори као што су радна температура уља, губици снаге у спрези зупчаника као и врста материјала спрегнутих зупчаника. Анализом добијених резултата може се уочити да се највеће вредности коефицијента трења јављају у спрези пужног пара са пужем од алуминијумске легуре A356 које су се кретале у интервалу $\mu_z = 0,095 \div 0,054$. Ниже вредности коефицијента трења су уочљиве код пужног пара са пужем од калајане бронзе CuSn12 ($\mu_z = 0,080 \div 0,044$) док су најбољи услови подмазивања постигнути код пужног зупчаника од ZA12 легуре где се јавља најмање трење ($\mu_z = 0,075 \div 0,041$). Такође је приметан већи распон у вредностима коефицијента трења код пужног пара 42CrMo4/A356. Ниже вредности коефицијента трења у зони контакта зубаца зупчаника подразумевају ниже губитке снаге, мање хабање као и већи степен искоришћења пужног пара, а самим тим и преносника у целини [85].

На основу претходно реченог изводи се закључак да се ZA легуре могу веома успешно користити као алтернатива за калајну бронзу и друге обојене метале за израду пужних зупчаника што потврђују и многобројна триболошка истраживања [74,75,95]. Такође, могуће је радити на побољшању триболошких карактеристика основне легуре алуминијума А356. И поред побољшаних механичких карактеристика термичком обрадом (Т6 поступак) алуминијумска легура А356 је показала знатно слабије триболошке карактеристике у односу на калајну бронзу CuSn12 и ZA легуру. Један од начина за побољшање триболошких карактеристика јесте израда композита, што подразумева уношење честица ојачивача као што су Al_2O_3 , SiC и други у основу А356 легуре [96-101].

8.2.3.2. Коefицијент трења контактнoг пара

Триболошка испитивања извршена су на трибoметру TPD-95 при чему су одређиване вредности коefицијента трења контактних парова израђених од различитих материјала. Испитивања су извршена варирањем три различите вредности нормалних оптерећења, при брзини клизања од 0,5 m/s, путу клизања од 600 m, где је је као средство за подмазивање коришћено редукторско уље вискозности 220 mm²/s. Резултати истраживања су приказани у поглављу 7.

На слици 8.34 је приказан збирни дијаграм зависности коefицијента трења и нормалног оптерећења за различите материјале дискова (CuSn12, ZA12 и А356).



Слика 8.34. Коefицијент трења контактних парова

Са слике се може уочити да вредности коefицијента трења расту са порастом нормалног оптерећења што је приметно код свих контактних парова. Најниже вредности коefицијента трења су приметне код контактнoг пара са диском израђеним од легуре ZA12 које се крећу у интервалу од $\mu=0,057\div 0,079$, а највеће код контактнoг пара са диском од легуре А356 ($\mu=0,072\div 0,099$). Ниже вредности коefицијента трења значе и мање хабање контактних парова. Према томе може се закључити да најбоље триболошке карактеристике поседује контактни пар са диском израђеним од цинк алуминијумске легуре ZA12 чиме се препоручује примена ове легуре за израду пужних зупчаника.

9. ОПТИМИЗАЦИЈА И ПРЕДВИЂАЊЕ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА

9.1. Уводна разматрања

Наука која се бави одређивањем најбољег решења одређеног математички дефинисаног проблема јесте оптимизација. Проблеми налажења оптималног решења срећу се у свакодневном животу и по природи су разноврсни. Применом оптимизације се тежи минимизацији негативних ефеката (напора, трошкова итд.) и максимизацији позитивних ефеката (добити).

Један од сложенијих оптимизационих задатака јесте оптимизација зупчастих преносника снаге због особина математичког модела који описује његово понашање. То је из разлога што се мора узети у обзир велики број фактора који утичу на њихово функционисање и што се њихов утицај описује сложеним математичким изразима. Највеће могућности у оптимизацији зупчастих преносника снаге даје оптимизација зупчастих парова. Наиме, зупчаници су највише оптерећени, најсложенији и најскупљи елементи целог преносника. Од тачности израде зупчастих парова зависе и карактеристике самог преносника (губици снаге, век преносника, бука, вибрације итд.). Зупчасти парови се дефинишу великим бројем фактора који се у процесу оптимизације могу користити као променљиве оптимизације као што су: број зубаца зупчаника, тип озубљења, модул, ширина зупчаника, преносни однос, фактори померања итд. Велики број конструкционих променљивих и њихов различити утицај на изабрани критеријум оптимизације обезбеђује више различитих начина да се жељени циљ постигне. Могућност да се број утицајних фактора смањи је ограничена и зависи од доброг познавања природе система и способности конструктора да унапред процени важност сваког од утицајних фактора [67].

За решавање проблема оптимизације зупчастих парова користи се велики број оптимизационих метода и алгоритама. Исти циљ оптимизације се може остварити применом различитих метода при чему треба одабрати ону која ће омогућити долажење до поузданих и тачних резултата. Према доступној литератури тј. на основу различитих научних студија може се закључити да постоји велики број развијених оптимизационих алгоритама као што су: Генетски алгоритам (*Genetic algorithm, GA*), Алгоритам диференцијалне еволуције (*Differential Evolution, DA*), Алгоритам за оптимизацију ројева честица (*Particle swarm optimization technique, PSO*), Алгоритам симулираног каљења (*Simulated Annealing, SA*), Алгоритам оптимизације мрављим колонијама (*Ant colony optimization algorithms, ACO*) и многи други. Такође, за анализу резултата (одређивање утицаја појединих фактора на посматрану карактеристику, решавање проблема предвиђања итд.) постоји велики број различитих метода као што су: Тагучи метода (*Taguchi method*), Регресиона анализа (*Regression analysis*), Сива релациона анализа (*Grey relation analysis, GRA*), Вештачке неуронске мреже (*Artificial Neural Networks, ANN*) и др. [102-105].

Основни циљ истраживања у оквиру дисертације представља оптимизација степена искоришћења пужног преносника као једног од битних показатеља његовог квалитета. Оптимизација по овом критеријуму се остварује максимизацијом степена искоришћења или минимизацијом губитака снаге. Суштина проблема јесте дефинисање математичког (регресионог) модела којим се најбоље апроксимирају вредности степена

искоришћења. За добијање математичког модела коришћени су експериментални подаци који су дати у поглављу 7. Оптимизација адекватно изабраног математичког модела извршена је применом генетског алгоритма (GA), алгоритма за оптимизацију ројева честица (PSO), док је предвиђање вредности степена искоришћења извршено применом вештачке неуронске мреже (ANN). Сходно томе, у даљем току разматрања биће речи о теоретским основама претходно поменутих метода.

9.2. Опште теоријске поставке о методама

9.2.1. Регресиона анализа

У статистичком моделирању, регресиона анализа је скуп статистичких техника помоћу којих се оцењује тип и облик везе између једног зависног обележја (особине, карактеристике) Y и n независних обележја X_1, X_2, \dots, X_n , које се називају и предиктори. Основни циљ регресионе анализе је креирање модела (регресионе функције), помоћу којег је могуће проценити (апроксимирати) зависно обележје под условом да су вредности предиктора познате. Ипак, да би регресиони модел био иоле поуздан, неки услови морају бити испуњени. Најпре, нужно је да постоји било каква (макар) и слаба корелација између зависног обележја и предиктора. Поред тога, пожељно је да корелација између самих предиктора не буде сувише јака. Требало би нагласити да све технике које се могу сврстати под регресиону анализу захтевају не мали обим узорка. Различити извори дају различите предлоге, али је неки минимум 30 елемената узорка по предиктору који је укључен у модел [106,107]. У зависности од типа везе коју форсирају, регресиони модели се деле на линеарне и нелинеарне.

Линеарни регресиони модели претпостављају да је веза између зависног обележја и предиктора линеарна, тј. да постоји линеарна функција облика:

$$Y = a_1 X_1 + a_2 X_2 + \dots + a_n X_n + a_{n+1} \quad (9.1)$$

Помоћу ове функције могуће је проценити зависно обележје под условом да су вредности предиктора познате. Непознати коефицијенти модела најчешће се добијају помоћу тзв. методе најмањег квадрата. Предности линеарног моделирања су релативно лако израчунавање непознатих коефицијената и веома добре и поуздане могућности за вредновање самог модела [108-110].

Веза између зависног обележја и предиктора не мора бити нужно линеарна. Другим речима, могуће је да постоји нека нелинеарна елементарна функција која најбоље описује везу између зависног обележја и неког од понуђених предиктора. У том случају, линеарни регресиони модел није најбоље решење за оцену везе, већ је потребно креирати одговарајући нелинеарни модел. У општем случају, нелинеарни модел се може изразити следећим изразом:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n; Q_1, Q_2, \dots, Q_p) + Q_{p+1} \quad (9.2)$$

где су:

f - нелинеарна функција и

$Q_1, Q_2, \dots, Q_p, Q_{p+1}$ - параметри модела.

У пракси, нелинеарно моделирање се спроводи у два корака:

- најпре се одреди тип везе између зависног обележја и сваког предиктора појединачно;
- затим се функција f креира као линеарна комбинација општих претпостављених функција из претходног корака.

Непознати параметри модела се израчунавају нумеричким методама, што доводи до тога да је коришћење нелинеарног моделирања готово немогуће без употребе одговарајућих софтвера. Поред тога, опције за вредновање модела су лимитиране у поређењу са линеарним моделима, и сведе се искључиво на вредновање помоћу коефицијента детерминације R^2 . Ипак, могућност употребе нелинеарних функција у процесу моделирања у многеме доприноси повећању тачности оцена модела, што се у крајњем случају може и емпиријски потврдити [108-110].

Сви регресиони модели се изузетно добро понашају у случају када су предиктори обележја непрекидног типа (када се могу исказати бројним вредностима). Ипак поставља се питање на који начин у регресиони модел може се укључити категоријско обележје (тј. обележје квалитативног типа које се не може нумерички исказати). Ово питање подједнако је значајно и за линеарне и за нелинеарне моделе. Грубо говорећи, проблем се решава тако што се слободан члан (a_{n+1} или Q_{n+1} , у зависности од типа модела) одреди посебно за сваку категорију дефинисану понуђеним категоријским обележјем. На тај начин су особине сваке категорије узете у обзир и изражене преко слободног члана. Сама процедура одређивања слободног члана спроводи се у три корака:

- најпре се креира одговарајући регресиони модел не узимајући у обзир категоријски предиктор;
- из тако добијеног модела задржава се све осим слободног члана (a_{n+1} или Q_{n+1} , у зависности од типа модела);
- слободан члан се накнадно одређује за сваку категорију појединачно, тако да грешка оцене у посматраној категорији буде минимална.

9.2.2. Генетски алгоритам

Генетски алгоритам (*Genetic Algorithm*, GA) је хеуристичка метода оптимизације која је заснована на принципима генетике и природне селекције. Основне принципе генетског алгоритма поставио је Џон Холанд (*Johan Holland*) у раним шездесетим годинама прошлог века док је први математички модел за његов развој постављен 1975. године од стране истог аутора [111]. Данас се генетски алгоритам користи за решавање бројних оптимизационих проблема, а посебно оних заступљених у инжењерској пракси [112-115].

Принцип рада генетског алгоритма заснован је на опонашању природних, еволуционих и генетских процеса који подразумевају креирање нових генерација и замене претходних. Генетски алгоритам почиње дефинисањем променљивих оптимизације и функције циља, а завршава тестирањем конвергенције. Скуп решења функције циља представља свака нова генерација где се са повећањем њиховог броја повећава и тачност решења.

Основни градивни елемент генетског алгоритма представља популација јединки којих је најчешће крећу у границама између 10 и 200 где свака јединка представља могуће решење у претраживачком простору. Оптимизациони процес почиње формирањем скупа произвољно одабраних потенцијалних решења, што чини иницијалну популацију. При томе се за сваку јединку израчунава вредност функције циља (*fitness function*) која дефинише њен квалитет. Над тако формираном иницијалном популацијом јединки, примењују се основне операције генетског алгоритма, и то селекција (*selection*), укрштање (*crossover*) и мутација (*mutation*) [116].

Механизам селекције фаворизује натпросечно прилагођене јединке и одређује вероватноћу њиховог појављивања и учествовања у новим генерацијама. Између квалитета јединке и вероватноће да ће она опстати у наредним генерацијама постоји директна веза. Наиме, слабије прилагођене јединке имају мање шансе за репродукцију па постепено изумиру. Према томе, механизмом селекције добар генетски материјал се преноси у нове генерације док се лош елиминише.

Оператор укрштања је део генетског алгоритма у коме се врши размена генетског материјала између јединки и настајање потпуно нових јединки попут родитеља и њиховог потомства. Од родитеља изабраних у процесу селекције настаје један или више потомака који наслеђују њихове особине. Најефикаснији начин за одржавање величине популације јесте да се од два родитеља добију два потомка који ће их заменити.

Мутација представља фазу генетског алгоритма која се најчешће изводи независно од селекције и укрштања којом се врши неконтролисана промена генетског материјала. Циљ мутације јесте добијање нове јединке са промењеном генетском структуром која се не може добити у другим фазама. Дакле, мутација врши случајну промену одређеног гена чиме се омогућава враћање изгубљеног генетског материјала у популацију. То је заправо механизам који спречава превремену конвергенцију генетског алгоритма у локалном екстрему.

Претходно поменуте операције се понављају све док се не достигне унапред постављен критеријум заустављања или се не достигне максимални број итерација.

9.2.3. Алгоритам оптимизације ројева честица

Алгоритам роја честица (*Particle swarm optimization, PSO*) је веома популарна оптимизациона метода која је развијена 1995. године од стране Кенедија и Еберхарта. Креирање оваквог алгоритма инспирисано је понашањем животиња у великим групама пупут јата птица или риба, ројева пчела итд. Свака јединка која се креће у великим групама у потрази за храном има веће шансе за успех него када би се кретала самостално. Јединка која пронађе пут ка храни информише остале јединке и на тај начин их усмерава да се крећу у истом правцу. Тиме поједине јединке усклађују своје понашање према целој популацији тако што прате најближе и најбоље јединке, усклађују своју брзину са њима, избегавају сударе итд. Уочено је да овакав начин понашања јединки у великим групама са међусобним интеракцијама веома погодан за решавање различитих оптимизационих проблема [117].

PSO алгоритам ја дефинисан тако да на одређени начин имитира понашање јединки у роју. То је заправо популацијски алгоритам који се састоји од великог броја јединки односно честица које се крећу у вишедимензионалном претраживачком

простору. Кретање сваке честице је сложено и одређено је брзином (v_i) и позицијом (x_i) у датом простору [117]. На почетку рада алгоритма врши се иницијализација честица и додељују им се случајне вредности за положај и брзину. Током кретања у претраживачком простору честице памте свој положај тј. садрже информације о позицији најбољег решења које су пронашле. Потенцијално решење представља позиција честице у датом тренутку, а усваја се само најбоља позиција и преноси се кроз итеративни оптимизациони процес. Процес се понавља све до остваривања довољно доброг решења или достизања максималног броја итерација (испуњење услова заустављања). Ново решење добија се у складу са следећом једначином:

$$x_{new,i} = x_{old,i} + v_{new,i} \quad (9.3)$$

где је:

$$v_{new,i} = \omega \cdot v_{old,i} + c_p \cdot r_p \cdot (x_{p,i} - x_{x,i}) + c_g \cdot r_g \cdot (x_{g,i} - x_{x,i}) \quad (9.4)$$

У претходном изразу величине c_p и c_g су фактори убрзања и представљају константе које се обично постављају на вредност 1,5 према искуству и препорукама из литературе [118-120]. У случају да су вредности фактора једнаке нули честица се креће по истом правцу на свим итерацијама. Са друге стране, ако се узме у обзир тренутна брзина, уколико је један од фактора c_p или c_g различит од нуле, а други једнак нули, тада може доћи до стагнирања или до преурањене конвергенције алгоритма. Величине r_p и r_g су случајне вредности из интервала 0 и 1 са равномерном расподелом које поспешују претрагу по комплетном истраживачком простору. Величина $x_{p,i}$ представља претходну најбољу позицију честице, $x_{x,i}$ је тренутна позиција честице док $x_{g,i}$ представља најбољу позицију у оквиру целе популације.

Вредност ω представља такозвану инертност честица и одређује се према следећем изразу:

$$\omega = \omega_{max} - \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{Iteration_{max}} \cdot Iteration \quad (9.5)$$

где су:

ω_{max} - иницијална вредност инертности честице и

ω_{min} - коначна вредност инертности честице.

Према препорукама литературе најчешће је $\omega_{max} = 0,9$ а $\omega_{min} = 0,4$.

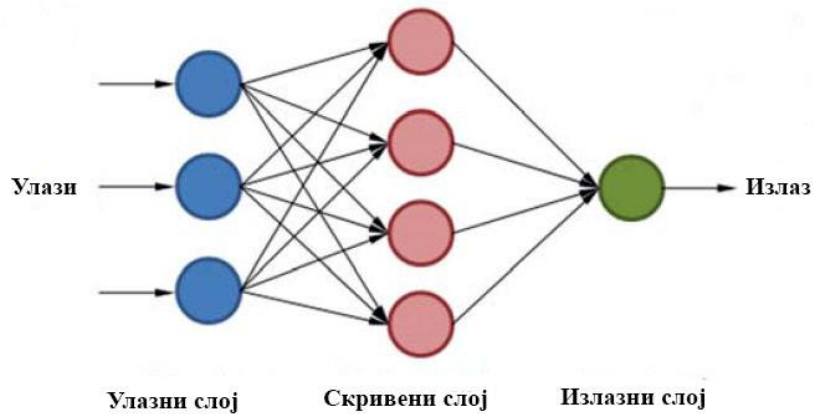
Претходна разматрања се односе на стандардни облик PSO алгоритама. Треба напоменути да постоје различите модификације овог алгоритма које се могу применити за решавање комплексних оптимизационих проблема [121-124].

9.2.4. Вештачке неуронске мреже

Вештачке неуронске мреже (*Artificial Neural Networks*, ANN) чине групу техника машинског учења које су креиране по угледу на природне неуронске везе и системе. Основне елементе вештачких неуронских мрежа чине неурони и тежински коефицијенати који се налазе између њих. Функција неурона јесте да прима и обрађује улазне податке који морају бити задати у нумеричком облику. Неурони су међусобно

повезани и груписани у слојеве. Свака неуронска мрежа се састоји из улазног слоја, једног или више скривених слојева и излазног слоја [125,126].

На слици 9.1 дат је шематски приказ структуре вештачке неуронске мреже са једним скривеним слојем.



Слика 9.1. Шематски приказ трослојне неуронске мреже

Улазни слој служи за учитавање претходно дефинисаних улазних података, у оквиру скривених слојева се дефинише одговарајућа преносна функција док излазни слој приказује резултат мреже у зависности од задатог улаза. Број неурона у улазном слоју најчешће је одређен бројем улазних фактора док је број неурона у излазном слоју једнак броју излазних фактора. Са друге стране, број неурона у скривеном слоју је флексибилан односно склон је подешавању [127]. Обрада података започиње тако што се вредности улазних фактора представљају неуронима у улазном слоју где се свака вредност множи тежинским коефицијентом. Вредности се даље преносе неуронима у скривеном слоју у коме се одређује њихова сума која се обрађује помоћу функције преноса односно активационе функције (линеарна, бинарна, сигмоидна, тангес - хиперболична итд.). Добијени резултати се прослеђују излазном слоју где се упоређују са задатим вредностима након чега се представљају моделом предвиђања вредности.

Вештачке неуронске мреже су веома користан алат нарочито у ситуацијама када нису познате везе односно правила која повезују улазне и излазне факторе. Специфичност вештачких неуронских мрежа састоји се у томе што се оне не програмирају већ се врши њихово тренирање (учење) пре него што се почне са коришћењем. Тренирање мреже је заправо процес где се врши промена тежинских коефицијената која настаје као последица упоређивања добијене излазне вредности са жељеном. Подешавање тежинских коефицијената се врши кроз потребан број итерација све док се не добију одговарајуће излазне вредности.

9.3. Резултати и дискусија

9.3.1. Регресиони модел за дате реалне податке

Регресиони модел је креиран на основу експерименталних података датим у поглављу 7 коришћењем софтвера *IBM SPSS Statistics 19*. Анализом добијених података може се уочити да постоји једна излазна величина непрекидног типа (степен

искоришћења) и четири улазне величине (улазни фактори), од којих су три непрекидног типа (вискозност уља, улазни број обртаја и излазни обртни момент) и једна категоријског типа (материјал пужног зупчаника). Најпре се врши провера корелације, односно везе између степена искоришћења и непрекидних улазних фактора, као и корелације између самих улазних фактора. У ту сврху, прво се испитује нормалност расподеле свих непрекидних улазних фактора укључених у истраживање и одређује тип корелационе везе која се посматра.

Како је обим узорка већи од 50, резултати теста нормалности се утврђују помоћу Колмогоров-Смирновог теста (табела ПЗ-1). На основу овог теста изводи се закључак да ниједан улазни фактор нема нормалну расподелу ($Sig.=0,0005<0,05$). Према томе, корелацију између улазних фактора треба испитати помоћу Спирмановог теста о корелацији. Са друге стране, степен искоришћења преносника као излазна величина има нормалну расподелу ($Sig.=0,200>0,05$), па се корелација између степена искоришћења и улазних фактора испитује помоћу Пирсоновог теста о корелацији.

На основу Спирмановог теста о корелацији изводе се следећи закључци (табела ПЗ-2):

- не постоји корелација између кинематске вискозности уља и улазног броја обртаја ($Sig.=1,000>0,05$);
- не постоји корелација између улазног броја обртаја и излазног обртног момента ($Sig.=0,490>0,05$);
- постоји корелација између кинематске вискозности уља и излазног обртног момента ($Sig.=0,046<0,05$). Веза је позитивна и слаба ($r=0,129$).

Пирсонов тест о корелацији дао је следеће резултате (табела ПЗ-3):

- постоји корелација између кинематске вискозности уља и степена искоришћења преносника ($Sig.=0,003<0,05$). Веза је позитивна и слаба ($r=0,193$);
- постоји корелација између улазног броја обртаја и степена искоришћења преносника ($Sig.=0,0005<0,05$). Веза је позитивна и умерено јака ($r=0,341$);
- постоји корелација између излазног обртног момента и степена искоришћења преносника ($Sig.=0,0005<0,05$). Веза је позитивна и јака ($r=0,761$).

На основу претходних коментара, може се закључити да су испуњени услови за примену регресионе анализе на датим експерименталним подацима. Наиме, детектована је веза између степена искоришћења и сваког од улазних фактора појединачно. Са друге стране, везе између улазних фактора или уопште не постоје, или су јако слабе, што значи да се може приступити креирању одговарајућег регресионог модела.

9.3.1.1. Креирање регресионог модела

Анализом добијених експерименталних резултата може се закључити да постоји укупно 240 измерених вредности степена искоришћења. За сврху креирања регресионог модела узорак од 240 елемената биће подељен на два дела и то: на скуп за тренинг и скуп за предвиђање. Скуп за тренинг ће садржати 90 % узорка (216 елемената) и биће искоришћен за креирање регресионог модела. Како је $216 > 4 \cdot 30$, обим тренинг скупа сасвим задовољава раније постављене критеријуме. Осталих 10 % узорка (24 елемента)

биће смештени у скуп за предвиђање и користиће се за тестирање предиктивних способности тако добијеног модела.

У првом кораку врши се креирање регресионог модела користећи само непрекидне улазне факторе, не узимајући у обзир врсту материјала пужног зупчаника као улазног фактора категоријског типа. Најпре се одређује тип везе између степена искоришћења и сваког од непрекидних улазних фактора. Међу понуђеним типовима везе налазе се линеарна, логаритамска, инверзна, квадратна, степена и експоненцијална веза. При томе квалитет везе биће оцењен помоћу коефицијента детерминације R^2 . Веће вредности овог коефицијента значе да је већи проценат варијабилности степена искоришћења успешно описан помоћу одабраног фактора.

Резултати одређивања типа везе између кинематске вискозности уља и степена искоришћења преносника приказани су у табели 9.1

Табела 9.1. Типови веза између кинематске вискозности уља и степена искоришћења

Equation	Model Summary					Parameter Estimates		
	R Square	F	d_{f1}	d_{f2}	Sig.	Constant	b_1	b_2
Linear	0,037	9,245	1	238	0,003	0,531	0,000	
Logarithmic	0,038	9,406	1	238	0,002	0,459	0,014	
Inverse	0,035	8,656	1	238	0,004	0,561	-5,623	
Quadratic	0,038	4,729	2	237	0,010	0,526	0,000	0,000
Power	0,037	9,176	1	238	0,003	0,464	0,026	
Exponential	0,036	8,981	1	238	0,003	0,530	0,000	

На основи табеларног приказа може се закључити да је коефицијент детерминације R^2 приближно исти за сваки од одабраних типова везе (разлика је тек на трећој децимали). Сви понуђени типови везе готово подједнако добро описују однос између степена искоришћења преносника и кинематске вискозности уља. Због поједностављења самог модела, однос између ова два елемента биће представљен линеарном везом.

У табели 9.2 су приказани резултати одређивања типа везе између улазног броја обртаја и степена искоришћења.

Табела 9.2. Типови веза између улазног броја обртаја и степена искоришћења

Equation	Model Summary					Parameter Estimates		
	R Square	F	d_{f1}	d_{f2}	Sig.	Constant	b_1	b_2
Linear	0,116	31,263	1	238	0,000	0,504	0,000	
Logarithmic	0,116	31,319	1	238	0,000	0,246	0,041	
Inverse	0,113	30,194	1	238	0,000	0,586	-60,289	
Quadratic	0,117	15,654	2	237	0,000	0,493	0,000	0,000
Power	0,113	30,427	1	238	0,000	0,314	0,075	
Exponential	0,113	30,324	1	238	0,000	0,504	0,000	

Као и у претходном случају коефицијент детерминације R^2 је приближно исти за сваки од одабраних типова везе што значи да сви понуђени типови везе готово подједнако добро описују однос између степена искоришћења преносника и улазног броја обртаја. Према томе, због поједностављења самог модела, однос између ова два елемента биће представљен линеарном везом.

У табели 9.3 су приказани резултати одређивања типа везе између излазног обртног момента и степена искоришћења.

Табела 9.3. Типови веза између излазног обртног момента и степена искоришћења

Equation	Model Summary					Parameter Estimates		
	R Square	F	d_{f1}	d_{f2}	Sig.	Constant	b_1	b_2
Linear	0,579	326,764	1	238	0,000	0,446	0,027	
Logarithmic	0,602	359,537	1	238	0,000	0,424	0,098	
Inverse	0,606	365,567	1	238	0,000	0,642	-0,316	
Quadratic	0,598	176,245	2	237	0,000	0,381	0,065	-0,005
Power	0,603	362,130	1	238	0,000	0,434	0,182	
Exponential	0,575	322,172	1	238	0,000	0,452	0,051	

Анализом добијених подака може се закључити да се веза између степена искоришћења преносника и излазног обртног момента најбоље описује инверзном функцијом. У том случају коефицијент детерминације има највећу вредност ($R^2=0,606$).

Коришћењем експерименталних података у софтверу *IBM SPSS Statistics 19*, на основу добијених тежинских коефицијената који стоје уз одговарајуће непрекидне улазне факторе (табела ПЗ-4), добија се регресиони модел следећег облика:

$$\eta = 0,000018 \cdot A + 0,000023 \cdot B - \frac{0,307}{C} + D \quad (9.5)$$

где су:

A , B , C и D вискозност уља, улазни број обртаја, излазни обртни момент и материјал пужног зупчаника, респективно.

Притом, вредност фактора D варира и директо је везана за врсту материјала пужног зупчаника. Овај фактор се одређује за сваки материјал посебно како би модел узео у обзир и врсту материјала која се користи (табеле ПЗ-5÷ПЗ-7).

У случају калајне бронзе CuSn12, овај фактор износи $D = 0,593$, при чему су резидуали занемарљиво мали. Са овако одабраним фактором D , коефицијент детерминације читавог нелинеарног регресионог модела износи $R^2=0,990$. У случају легура ZA12 и A356 овај фактор износи $D = 0,612$ односно $D = 0,561$ при чему су коефицијенти детерминације $R^2=0,986$ и $R^2=0,985$ респективно (табела 9.4).

Табела 9.4. Вредности фактора D за различите материјале пужних зупчаника

Материјал	CuSn12	ZA12	A356
Фактор D	0,593	0,612	0,561
Коефицијент R^2	0,990	0,986	0,985

9.3.1.2. Тестирање модела

За објективно тестирање предиктивних способности датог математичког модела користиће се експериментални подаци који нису узети у обзир приликом креирања истог, а који чине око 10% од укупних резултата. Резултати предвиђања степена искоришћења и величина апсолутне грешке приказани су у табели 9.5.

Табела 9.5. Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења

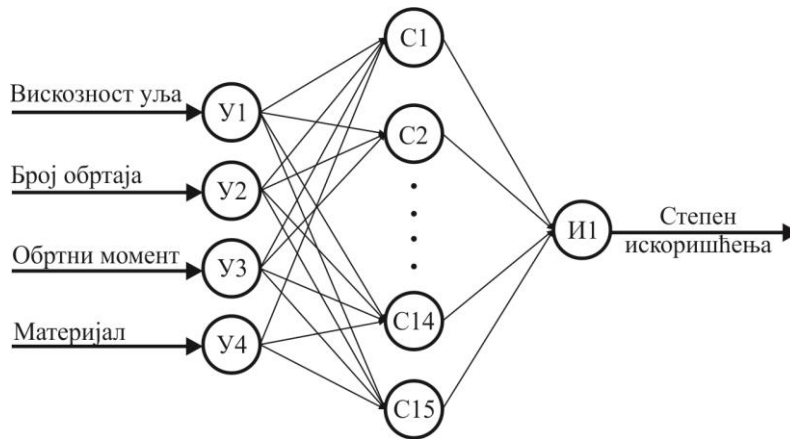
Материјал	ν , mm ² /s	n_1 , min ⁻¹	T_2 , Nm	η	Предвиђање	Грешка, %
CuSn12	220	1000	5,137544	0,551254	0,560204	1,623538
CuSn12	220	2000	5,259328	0,581691	0,584588	0,497949
CuSn12	460	1500	4,466686	0,566347	0,567049	0,123944
CuSn12	460	2500	4,509025	0,586239	0,590694	0,759985
CuSn12	680	1000	3,735610	0,545764	0,546058	0,053865
CuSn12	680	2000	3,771836	0,569277	0,569847	0,100176
CuSn12	1000	1500	3,082330	0,545672	0,545900	0,041787
CuSn12	1000	2500	3,133234	0,572074	0,570518	0,271963
ZA12	220	1000	2,077443	0,496402	0,491182	1,051531
ZA12	220	2000	2,100978	0,521658	0,515838	1,115755
ZA12	460	1500	2,994640	0,552745	0,552264	0,087110
ZA12	460	2500	3,083756	0,577397	0,578226	0,143587
ZA12	680	1000	4,555825	0,575919	0,579854	0,683211
ZA12	680	2000	4,648533	0,606712	0,604198	0,414421
ZA12	1000	1500	3,951764	0,584933	0,586813	0,321434
ZA12	1000	2500	4,062921	0,608857	0,611939	0,506129
A356	220	1000	2,606740	0,471864	0,470188	0,355107
A356	220	2000	2,670605	0,497832	0,496005	0,367037
A356	460	1500	3,518137	0,512661	0,516518	0,752331
A356	460	2500	3,568946	0,535307	0,540760	1,018706
A356	680	1000	5,104425	0,532149	0,536096	0,741729
A356	680	2000	5,242267	0,560710	0,560678	0,005787
A356	1000	1500	2,107709	0,465586	0,467844	0,485027
A356	1000	2500	2,146618	0,489258	0,493484	0,863825

На основу табеларног приказа може се уочити да од 24 експериментално добијених вредности степена искоришћења које је модел покушао да предвиди, у чак двадесет случајева је добијена грешка мања од 1%, што је врло запажен резултат. У остала четири случаја грешка је тек нешто већа од поменуте границе и максимално износи 1,62%. Са друге стране, приметно је да се и у случају обједињавања скупова за тестирање и предвиђање (ако се посматра читав узорак од 240 елемената), предиктивна способност датог регресионог модела не мења значајно. Наиме, од 240 експериментално добијених вредности степена искоришћења преносника које је модел покушао да предвиди, у већини случајева је грешка оцене мања од 1%. Притом, максимална грешка износи свега 2,37%. На основу претходно реченог изводи се закључак да је поузданост оцене предложеног нелинеарног регресионог модела веома висока.

9.3.2. Моделирање и резултати добијени помоћу ANN мреже

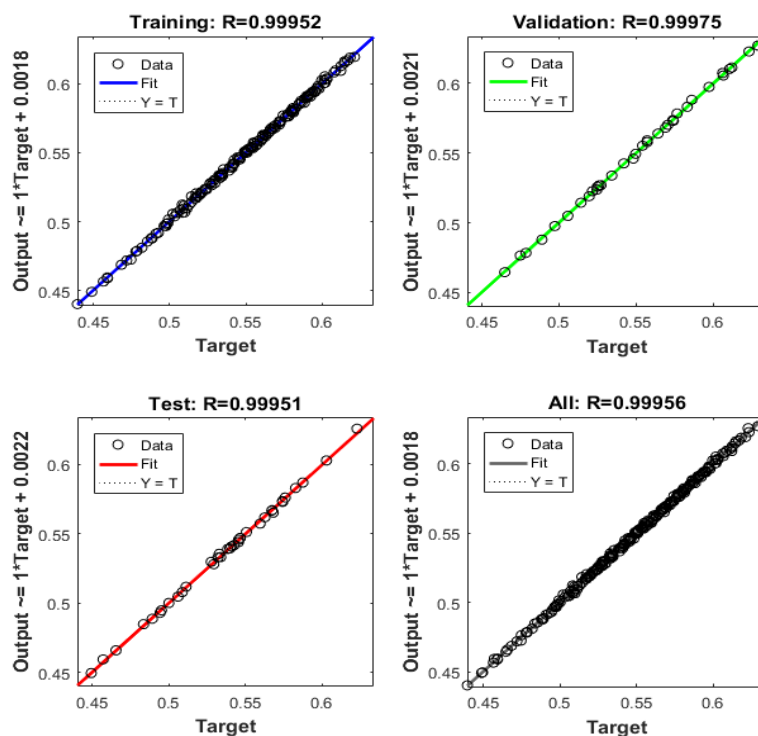
Основни циљ коришћења вештачке неуронске мреже у овом истраживању јесте добијање модела који ће омогућити поуздано предвиђање степена искоришћења преносника на основу претходно дефинисаних утицајних фактора. Како би се добили задовољавајући резултати потребно је дефинисати архитектуру вештачке неуронске

мреже која заправо одређује њену целокупну структуру као и проток информација. Избор архитектуре ANN мреже је од изузетног значаја за функционисање веза између улазних и излазних фактора. За развој модела коришћени су подаци који су добијени током експерименталних истраживања. Према датим подацима моделирана је трослојна ANN мрежа ознаке 4-15-1 са пропагацијом грешке уназад (*feed forward back propagation*) приказана на слици 9.2.



Слика 9.2. Архитектура неуронске мреже

Мрежа се састоји од 4 неурона у улазном слоју што одговара броју улазних фактора (материјал пужног зупчаника, број обртаја, вискозност уља и оптерећење), 15 неурона у скривеном слоју и 1 неурон у излазном слоју (степен искоришћења). Веза између неурона у улазном и скривеном слоју остварује се логаритамском сигмоидном преносном функцијом (*log-sigmoid transfer function*), док је за тренирање ANN мреже примењен алгоритам Левенберг-Маркарт (*Levenberg-Marquardt*). Након моделирања и тренирања мреже приступа се обради података где се као резултат добија коефицијент регресије за тренирање, валидацију и тестирање, као и укупан коефицијент регресије, што је дијаграмски представљено на слици 9.3.



Слика 9.3. Коефицијент регресије за степен искоришћења преносника

Са слике се може уочити да укупан коефицијент регресије износи $R = 0.99956$ што указује да постоји веома мала разлика између резултата добијеног тренирањем мреже и експерименталних података.

Упоредни приказ између експерименталних резултата и резултата добијених применом ANN и регресионог модела дати су на слици 9.4. За упоредну анализу узети су у обзир они подаци који су коришћени за тренирање регресионог модела који чине 10% од укупних резултата (24 вредности степена искоришћења).



Слика 9.4. Упоредни приказ резултата (експеримент, ANN и RM)

На основу дијаграмског приказа може се уочити да постоји велико поклапање између експерименталних резултата и предвиђања, према томе може се констатовати да се обе методе могу са великом поузданошћу користити за оптимизацију и предвиђање степена искоришћења пужног преносника.

9.3.3. Резултати добијени помоћу GA и PSO

Основни циљ оптимизације јесте да се на основу развијеног математичког модела одреде вредности улазних фактора за које ће се предвидети услови максималног степена искоришћења. Према томе, на основу развијеног математичког модела (израз 9.5) који заправо представља функцију циља извршена је формулација датог оптимизационог проблема. У овој функцији значајну улогу имају четири улазна фактора од којих зависи степен искоришћења (вискозност уља, улазни број обртаја, излазни обртни момент и материјал пужног пужног зупчаника). Оптимизација датог математичког модела извршена је у софтверу који је развијен у окружењу *Microsoft Visual Studio 2008* применом генетског алгоритма и алгоритма за оптимизацију ројева честица [102]. За решавање датог оптимизационог проблема функција циља је максимизована на основу следећих ограничења променљивих (улазних фактора):

$$220 \leq A \leq 1000$$

$$1000 \leq B \leq 2500$$

$$1,93 \leq C \leq 5,67$$

$$0,56 \leq D \leq 0,61$$

Првобитно је за оптимизацију коришћен генетски алгоритам где су подешавања алгоритма орјентисана на проналажење оптималне вредности степена искоришћења.

Величина популације као основни градивни елемент GA је подешена на 50, док је максимални број генерација 200. Над тако формираном иницијалном популацијом примењене су основне операције генетског алгорита и то: селекција, укрштање и мутација. При томе заступљеност укрштања је 98%, а заступљеност мутације 0,01. Како би се потврдило постизање оптималне вредности степена искоришћења извршено је 30 узастопних итерација.

У другом случају оптимизација је извршена помоћу PSO алгорита. За рад алгорита подешен је број честица на 50 којима се додељују случајне вредности за положај и брзину док је број итерација 200. Вредност интезитета честица одређује се према изразу 9.2.

Оптималне вредности степена искоришћења добијене оптимизацијом помоћу GA и PSO алгоритама приказане су у табели 9.6. Оптимизација је у овом случају извршена максимизацијом степена искоришћења за претходно развијени регресиони модел (RM), као функције циља. Поред ових резултата у табели 9.6 је приказана максимална вредност степена искоришћења добијена предвиђањем помоћу ANN методе при чему се врши поређење са резултатима добијеним помоћу претходних метода оптимизације.

Табела 9.6. Резултати предвиђања максималне вредности степена искоришћења применом GA, PSO и ANN методе

Метода	ν , mm ² /s	n_1 , min ⁻¹	T_2 , Nm	Материјал	Макс. вредност η
GA-RM	1000	2500	5,6653	ZA12	0,6314
PSO-RM	1000	2500	5,6653	ZA12	0,6314
ANN	1000	2500	5,6653	ZA12	0,6337

Према резултатима приказаним у претходној табели може се закључити да се за исте вредности променљивих добија максимална вредност степена искоришћења, применом све три методе. Наиме, оптимална комбинација утицајних фактора јесте: уље вискозности 1000 mm²/s, улазни број обртаја 2500 min⁻¹, излазни обртни момент од 5,67 Nm и материјал пужног зупчаника ZA12. Такође је приметно да се вредности степена искоришћења разликују у завосности од тога да ли се оптимизација врши на основу регресионог модела или предвиђањем применом ANN.

Минималне вредности степена искоришћења добијене процесом оптимизације и предвиђања приказане су у табели 9.7. Ове вредности су упоређене са експерименталним подацима при чему се утврђује грешка датог математичког модела.

Табела 9.7. Резултати предвиђања минималне вредности степена искоришћења применом GA, PSO и ANN методе и грешка RM модела

Метода	ν , mm ² /s	n_1 , min ⁻¹	T_2 , Nm	Материјал	η	Грешка, %
Експеримент	220	1000	1,9323	A356	0,4395	0
GA-RM	220	1000	1,9323	A356	0,4279	2,64
PSO-RM	220	1000	1,9323	A356	0,4279	2,64
ANN	220	1000	1,9323	A356	0,4404	0,2

Анализом добијених података може се уочити да се, применом све три методе, вредност минималног степена искоришћења добија за исте вредности утицајних фактора (вискозност уља 220 mm²/s, улазни број обртаја 1000 min⁻¹, излазни обртни

момент од 1,93 Nm и материјал пужног зупчаника А356). Поређењем резултата оптимизације са експерименталним подацима (минимална и максимална вредност степена искоришћења) долази се до закључка да грешка RM модела износи 2,64%.

Важно је напоменути да се применом развијеног математичког модела веома успешно може вршити апроксимација степена искоришћења. Оптимизацијом датог модела одређене су вредности фактора при којима се остварују минималне и максималне вредности степена искоришћења. Између осталог, извршена је идентификација материјала пужног зупчаника за који се добијају највеће вредности степена искоришћења. То је пужни пар са пужним зупчаником израђеним од легуре ZA12 чиме се потврђују резултати експерименталних истраживања. На овај начин се даје препорука за примену ове легуре приликом израде пужних зупчаника за дате услове испитивања на основу чега се могу дефинисати правци даљих истраживања. Такође, развијени модел могуће је искористити за предвиђање вредности степена искоришћења за услове који нису обухваћени експериментом. То омогућава једноставније, лакше и јефтиније дефинисање оптималних радних услова и процену ефикасности преносника у реалном радном окружењу.

10. ЗАКЉУЧАК

Пужни преносници, у поређењу са другим врстама зупчастих преносника, поред својих предности које се огледају у компактној конструкцији, великој носивости, великом преносном односу, тихом раду итд., имају и низ недостатака. Основни недостатак пужних преносника представља релативно низак степен искоришћења што је последица великог трења клизања између спрегнутих бокова зубаца зупчаника. Поред трења клизања између зубаца зупчаника трење се јавља и у лежајевима, између мазива и зупчаника, у заптивачима вратила, итд. Последице трења су знатни губици снаге, загревање преносника, хабање елемената преносника, смањења радног века, појава буке и вибрација, итд. Према томе, евидентно је да су триболошки процеси најчешћи узрочници промене радне функције и оштећења елемената преносника, што говори да се истраживањима у овој области треба посветити посебна пажња.

Губици снаге у зупчастом преносу који се исказују преко степена искоришћења варирају у широким границама што зависи од многобројних утицајних фактора. Како апсолутни степен искоришћења не може егзистирати ни у теоретским условима могуће је учинити додатне напоре кроз експериментална истраживања и оптимизацију зупчастих преносника снаге и на тај начин допринети очувању транспоноване енергије, односно мањим губицима снаге. То потврђују многобројна истраживања где се различитим конструкционим решењима, избором материјала спрегнутих зупчаника, средства за подмазивање, као и варирањем различитих утицајних фактора процесом оптимизације значајно може утицати на посматрану карактеристику. С тим у вези у оквиру докторске дисертације су извршена експериментална истраживања пужног преносника са циљем дефинисања и анализе фактора који имају значајан утицај на губитке снаге и степен искоришћења, а која су спроведена у две фазе.

Током прве фазе извршена су истраживања степена искоришћења једностепеног пужног преносника на уређају АТ200 који је посебно конструисан и израђен за ту намену. Пужни преносник је заварене конструкције са бочним отворима што омогућава једноставну монтажу и демонтажу пужних парова, лежајева и осталих елемената. Режији рада преносника су утврђени на основу пробних испитивања при чему су дефинисани фактори који имају значајан утицај на степен искоришћења. Као утицајни фактори разматрани су: улазни број обртаја, оптерећење (излазни обртни момент), вискозност уља и врста материјала пужног зупчаника. Вредности степена искоришћења су одређиване према утврђеном плану испитивања и то варирањем четири различите вредности бројева обртаја, пет нивоа оптерећења и четири уља различитих вискозности. За испитивање су коришћена три пужна пара истих геометријских карактеристика са пужевима израђеним од каљеног и брушеног челика 42CrMo4 и пужним зупчаницама израђеним од калајне бронзе CuSn12, цинк-алуминијумске легуре ZA12 и алуминијумске легуре A356. Током испитивања мерене су вредности улазних и излазних обртних момената за различите услове испитивања на основу којих су одређене вредности степена искоришћења преносника. Истовремено је извршено мерење температуре уља и температуре спољашње околине.

Према режимима рада преносника и радним температурама извршен је прорачун губитака снаге у преноснику. За прецизно одређивање губитака снаге у лежајевима и заптивачима вратила примењен је математички прорачун произвођача лежајева SKF. Након тога одређени су губици снаге у спреси зупчаника, степен искоришћења пужних парова као и коефицијент трења између спрегнутих бокова зубаца зупчаника.

На основу реализованих експерименталних испитивања и резултата прорачуна, посматрајући све опитне пужне парове и све услове испитивања, могу се извести следећи закључци:

- Променом јачине струје на управљачкој јединици између $0,1 \div 0,2$ А долази до промене излазног обртног момента у интервалу $T_2 = 1,93 \div 5,67$ Nm.
- Веће вредности степена искоришћења које се крећу у интервалу $\eta = 0,43 \div 0,64$ су остварене при већим оптерећењима односно излазним обртним моментима.
- При већим оптерећењима долази до већих губитака снаге у лежајима и спреси зупчаника, што је последица повећања радијалних и аксијалних сила у лежајима односно повећања нормалне силе.
- Са повећањем оптерећења долази до пада коефицијента трења пужних парова чије су се вредности кретале у интервалу $\mu_z = 0,095 \div 0,041$.
- Са порастом вискозности уља долази до раста степена искоришћења при чему је највећа разлика уочена између уља са најмањом ($220 \text{ mm}^2/\text{s}$) и највећом вискозношћу ($1000 \text{ mm}^2/\text{s}$) која је износила и до 5%.
- Са порастом вискозности уља долази до повећања губитака снаге у лежајима и до пораста радне температуре због већих хидродинамичких отпора струјања мазива. Са друге стране уља са већом вискозношћу доводе до мањих губитака снаге у спреси зупчаника и нижих вредности коефицијента трења услед бољег формирања уљног филма између спрегнутих бокова зубаца зупчаника.
- Повећањем обимне брзине зупчаника долази до раста степена искоришћења. Највећа разлика у вредностима степена искоришћења је остварена при најмањем (1000 min^{-1}) и највећем броју обртаја (2500 min^{-1}) која је износила и до 8%.
- При већим обимним брзинама преноси се већа снага што доводи до већих губитака снаге у лежајевима и спреси зупчаника и до пораста радне температуре. Веће обимне брзине погодују стварању хидродинамичког подмазивања што је резултирало нижим вредностима коефицијента трења пужних парова.
- Губици снаге у заптивачима расту са порастом бројева обртаја погонског и гоњеног вратила. Због веће учестаности бројева обртаја губици снаге у заптивачима пужног вратила су знатно већи од губитака снаге у заптивачима вратила пужног зупчаника.
- Расподела снаге која се са електромотора доводи у преносник показује да између 35% и 38% (пужни парови 42CrMo4/ZA12 и 42CrMo4/CuSn12) односно преко 40% (пужни пар 42CrMo4/A356) укупно доведене снаге одлази на губитке и претвара се у топлоту. Највећи губици се јављају у спреси зупчаника, затим у лежајевима, а најнижи у заптивачима вратила.

Највећи утицај на степен искоришћења има врста материјала спрегнутих зупчаника. Највеће вредности степена искоришћења су остварене код пужног пара 42CrMo4/ZA12 које су се кретале у интервалу $\eta = 0,49 \div 0,64$. Ове вредности су веће за 3% до 5% у односу на пужни пар 42CrMo4/CuSn12 и до 15% у поређењу са пужним паром 42CrMo4/A356. Нешто већа разлика у вредностима степена искоришћења уочљива је при већим излазним обртним моментима T_2 .

Веће вредности степена искоришћења подразумевају ниже губитке снаге и ниже вредности коефицијента трења пужних парова. С обзиром на исту врсту уграђених

лежајева и исте услове испитивања пужних парова приметна је врло мала разлика у губицима снаге у лежајевима. Та разлика је углавном последица радних температура са чијом се променом мења вискозност уља за подмазивање. Наиме, са повећањем радне температуре вискозност уља опада при чему се смањују хидродинамички отпори струјања мазива што доводи до нижих губитака снаге у лежајевима и обрнуто. Том приликом вредности ових губитака се крећу у границама $P_{GL}=1,3\div 6,3$ W узимајући у обзир све услове испитивања. Са друге стране губици снаге у заптивачима погонског и гоњеног вратила су исти за све опитне пужне парове, с обзиром на то да се ради о истом типу уграђених заптивача, и крећу се у интервалу између $P_{GD} = 0,04\div 0,11$ W.

Највећа разлика је приметна код губитака снаге у спрези зупчаника. Најниже вредности ових губитака су уочљиве код пужног пара 42CrMo4/ZA12 који се крећу у границама $P_{GZ}=10\div 45$ W узимајући у обзир све услове испитивања. Нешто веће вредности губитака снаге у спрези зупчаника су уочљиве код пужног пара 42CrMo4/CuSn12 ($P_{GZ}=10\div 49$ W), док се највећи губици јављају у спрези зупчаника пужног пара 42CrMo4/A356 који се крећу у границама од $P_{GZ}=12\div 52$ W. Такође се може закључити да је при нижим нивоима оптерећења приметна мања разлика у овим губицима снаге док са даљим повећањем оптерећења та разлика постаје знатно већа.

Утицај материјала на коефицијент трења праћен је током обе фазе експерименталних истраживања. У првој фази испитивања вредности коефицијента трења μ_z одређене су на основу прорачунатих вредности степена искоришћења пужних парова η_z . Према резултатима прорачуна закључује се да су најниже вредности коефицијента трења уочљиве код пужног пара 42CrMo4/ZA12 које се крећу у интервалу $\mu_z=0,075\div 0,041$ а највеће код пужног пара 42CrMo4/A356 које су се кретале у интервалу $\mu_z=0,095\div 0,054$ у зимајући у обзир све режиме рада и сва тестирана уља.

У другој фази су извршена триболошка испитивања са циљем одређивања коефицијента трења контактних парова израђених од различитих материјала. Планом испитивања дефинисане су вредности нормалног оптерећења, обимне брзине и пута клизања према којима се одређују вредности коефицијента трења. Тако дефинисани услови испитивања одговарају режимима рада пужног преносника. На основу добијених резултата може се закључити да најбоље триболошке карактеристике поседује контактни пар са диском од легуре ZA12 са коефицијентом трења који се креће у границама $\mu=0,057\div 0,079$. Нешто веће вредности коефицијента трења су добијене у случају контактног пара са диском од калајне бронзе CuSn12 које се крећу између $\mu=0,063\div 0,087$, док су највеће вредности коефицијента трења уочене код контактног пара са диском од легуре A356 ($\mu=0,072\div 0,099$). Резултати триболошких испитивања недвосмислено показују слагање са резултатима истраживања које је спроведено у претходној фази у смислу избора материјала са најбољим триболошким карактеристикама.

Утицај материјала на величину хабања праћен је кроз поступак мерења масе пужних зупчаника пре и након испитивања. Мерење масе је вршено након свака 32 сата рада преносника што представља период испитивања за једно уље и све режиме рада. Поступак се понавља за сва тестирана уља и све режиме испитивања. На основу добијених резултата може се закључити да је хабање највеће у првој фази испитивања након чега долази до постепеног прилагођавања зубаца зупчаника једних другима и знатног смањења величине хабања у наредним фазама. Такав тренд је је приметан код свих опитних пужних парова, с тим што постоји разлика у величини хабања. Најмање је изложен хабању пужни зупчаник израђен од цинк алуминијумске легуре ZA12 где је

губитак масе за око 30% мањи у односу на пужни зупчаник од калајне бронзе CuSn12 и за преко 65% у односу на легуру алуминијума А356.

Како би се потврдили резултати експерименталних истраживања извршена је оптимизација степена искоришћења преносника. Претходно је дефинисан математички модел на основу експерименталних података према коме се најбоље апроксимирају вредности степена искоришћења. Од укупно 240 измерених вредности степена искоришћења 216 је искоришћено за креирање математичког модела, док је на основу преосталих 24 извршено тестирање модела. На основу резултата предвиђања током тестирања модела максимална грешка је износила 1,62%, док је максимална грешка целог регресионог модела износила 2,35%, што говори да је поузданост датог модела веома висока.

Оптимизација датог математичког модела као функције циља извршена је применом генетског алгоритма и алгоритма за оптимизацију ројева честица. На основу ових алгоритама одређене су минималне и максималне вредности степена искоришћења као и грешка датог математичког модела. Оптимална комбинација утицајних фактора при којој се добија максимална вредност степена искоришћења јесте: материјал пужног зупчаника ZA12, улазни број обртаја од 2500 min^{-1} , излазни обртни момент од 5,67 Nm и уље вискозности $1000 \text{ mm}^2/\text{s}$. Поређењем резултата оптимизације помоћу GA и PSO алгоритама са експерименталним подацима може се уочити да грешка датог регресионог модела износи 2,64%.

Предвиђање вредности степена искоришћења на основу претходно дефинисаних утицајних фактора извршено је и применом вештачке неуронске мреже. При томе је креирана трослојна ANN мрежа ознаке 4-15-1 где је веза између неурона у улазном и скривеном слоју остварена логаритамском сигмоидном преносном функцијом. На основу укупног коефицијента регресије који износи $R=0,9992$ изводи се закључак да постоји веома мала разлика између експерименталних података и резултата добијених тренирањем мреже. Према добијеним резултатима може се констатовати да се ANN мрежа веома успешно може примењивати за предвиђање вредности степена искоришћења.

Свеобухватном анализом резултата експерименталних истраживања и оптимизације и изведених закључака, евидентно је да пужни пар са пужним зупчаником израђеним од легуре ZA12 поседује боље триболошке карактеристике и има бољу способност одржавања уљног филма између спрегнутих зупчаника у односу на друга два пужна пара. То је резултирало нижим губицима снаге, нижим вредностима коефицијента трења, мањем хабању и већим вредностима степена искоришћења. Између осталог, ZA легуре су знатно лакше од калајне бронзе, имају нижу температуру ливења и поседују већу тврдоћу. Без обзира на високу тврдоћу ове легуре имају веома добру машинску обрадљивост. Једна од главних предности ових легура огледа се и у смањењу укупних трошкова од 25% до 50% у поређењу са калајном бронзом и од 40% до 75% у односу на алуминијум.

Према томе, ZA легуре се могу веома успешно користити као алтернатива за калајну бронзу и друге обојене метале који се користе за израду пужних зупчаника. Њихова примена би допринела смањењу масе преносника, повећању радног века, нижим енергетским губицима, мањем хабању зупчаника, а с обзиром на ниже трошкове производње и мањој цени преносника у целини.

Остварени резултати у овој дисертацији недвосмислено показују да је постигнут основни циљ истраживања, а то је могућност примене нових материјала за израду

пужних зупчаника. Тиме се оставља простор за правце даљих истраживања који се могу огледати у следећем:

- Конструкција, израда и испитивање степена искоришћења пужних преносника за пренос већих снага,
- Истраживање степена искоришћења преносника са пужним зупчаницима израђеним од композитних материјала са основом од алуминијума и цинка,
- Упоредно испитивање датих материјала на трибометру са контактном геометријом блок на диску,
- Вишекритеријумска оптимизација са одређеним ограничењима у смислу триболошких и механичких карактеристика.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Stojanović, B., Blagojević M. (2015). *Mehanički prenosnici*, Fakultet inženjerskih nauka univerziteta u Kragujevcu, Kragujevac.
- [2] Tanasijević S., Vulić A. (2006). *Mehanički prenosnici-planetarni prenosnici i varijatori*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac.
- [3] Miltenović, V. (2009). *Mašinski elementi - oblici, proračun primena*, Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu, Niš.
- [4] Nikolić V. (2004). *Mašinski elementi*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac.
- [5] Miltenović, Đ., Banić, M., Miltenović, A., & Tica, M. (2016). Power losses and efficiency of worm gears in extreme operating conditions. In *3th International Scientific Conference on Mechanical Engineering Technologies and Applications (COMETA 2016)*, East Sarajevo, Jahorina, B&H, 7-9 December, pp. 169-176.
- [6] Niemann, G., & Winter, H. (1983). *Maschinenelemente: Schraubrad, Kegellrad, Schnecken, Ketten, Riemen, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe.* Springer Verlag, Berlin Heidelberg, Germany, Volume 3, Edition 2.
- [7] Hermann S. (2011). Worm Gears - Higher Energy Efficiency and Less Strain on Resources. *Gear technology*, 5, 26-30.
- [8] Muminović, A., Repčić, N., & Žeželj, D. (2014). The efficiency of worm gears lubricated with oils of mineral and synthetic bases. *Transactions of FAMENA*, 37(4), 65-72.
- [9] Mautner, E. M., Sigmund, W., Stemplinger, J. P., & Stahl, K. (2016). Efficiency of worm gearboxes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(16), 2952-2956.
- [10] Stockman, K., Dereyne, S., Defreyne, P., Algoet, E., & Derammelaere, S. (2015). In *Proceedings of the Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS 2015)*, Helsinki, Finland, 15-17 September, pp.1-11.
- [11] Magyar, B., & Sauer, B. (2015). Calculation of the Efficiency of Worm Gear Drives. *Power Transmission Engineering*, 52-57.
- [12] Heilemann, J. (2005). *Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe*, Dissertation, Technische Universität München.
- [13] Magyar, B., Sauer, B., & Horák, P. (2012). Tribological Investigation of K Type Worm Gear Drives. *Acta Polytechnica Hungarica*. 9(6), 233-252.
- [14] Yaman, M., Saruhan, H., & Mendi, F. (2006). Power loss optimization of a worm gear mechanism by using genetic algorithm. In *11th international FIGES user conference for computer aided engineering and system modeling*, Bolu, Turkey, September, pp. 13-15.
- [15] Arulmozhi, P., Chandrasekaran, D. M., & Ramesh, R. (2017). A Review of Gear Parameters Optimization. *International journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, 49(2), 92-98.

- [16] Sabarinath, P., Thansekhar, M. R., & Saravanan, R. (2015). Performance Evaluation of Differential Evolution and Particle Swarm Optimization Algorithms for Optimizing Power Loss in a Worm Gear Mechanism. *In Power Electronics and Renewable Energy Systems*, Springer, New Delhi, pp. 433-441.
- [17] Rai, P., & Barman, A. G. (2019). Design optimization of worm gear drive with reduced power loss. *In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, October, Vol. 635, No. 1, pp. 1-5.
- [18] Chothani, H. G., & Maniya, K. D. (2020). Experimental investigation of churning power loss of single start worm gear drive through optimization technique. *Materials Today: Proceedings*, 28, 2031-2038.
- [19] Su, D., & Peng, W. (2008). Optimum design of worm gears with multiple computer aided techniques. *In International Conference on Computational and Experimental Engineering and Sciences (ICCES)*, July, Vol. 6, No. 4, pp. 221-227.
- [20] Miladinović, S., & Veličković Gajević, S. (2016). Optimization and prediction of safety coefficient for surface durability of planetary gearbox using taguchi design and artificial neural network, *In 3rd international scientific conference (COMETA 2016)*, East Sarajevo, Jahorina, B&H, 7-9 December, pp.139-146.
- [21] Mogal, Y. K., & Wakchaure, V. D. (2013). A multi-objective optimization approach for design of worm and worm wheel based on genetic algorithm. *Bonfring International Journal of Man Machine Interface*, 3(1), 8-12.
- [22] Patil, M., Ramkumar, P., & Shankar, K. (2019). Multi-objective optimization of the two-stage helical gearbox with tribological constraints. *Mechanism and Machine Theory*, 138, 38-57.
- [23] Bharati, M., Deepika Poornima, V., & Jyothrimai, S. (2015). A Performance Prediction of Worm-Worm Wheel and its Multi Objective Design Parameter Optimization Based on Genetic Algorithm. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 5(2), 1-6.
- [24] Sanghvi, R. C., Vashi, A. S., Patolia, H. P., & Jivani, R. G. (2014). Multi-objective optimization of two-stage helical gear train using NSGA-II. *Journal of Optimization*, 670297, pp. 1-8.
- [25] Ananthapadmanabhan, R., Babu, S. A., Hareendranath, K. R., Krishnamohan, C., Krishnapillai, S., & Krishnan, A. (2016). Investigation on Multiple Algorithms for Multi-Objective Optimization of Gear Box. *In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, September, Vol. 149, No. 1, pp. 1-8.
- [26] Su, D., & Qin, D. (2003). Integration of numerical analysis, virtual simulation and finite element analysis for the optimum design of worm gearing. *Journal of Materials Processing Technology*, 138(1-3), 429-435.
- [27] Bonori, G., Barbieri, M., & Pellicano, F. (2008). Optimum profile modifications of spur gears by means of genetic algorithms. *Journal of sound and vibration*, 313(3-5), 603-616.
- [28] Kim, S. C., Moon, S. G., Sohn, J. H., Park, Y. J., Choi, C. H., & Lee, G. H. (2020). Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error. *Mechanism and Machine Theory*, 144, 1-13.

- [29] Buiga, O., & Tudose, L. (2014). Optimal mass minimization design of a two-stage coaxial helical speed reducer with Genetic Algorithms. *Advances in Engineering Software*, 68, 25-32.
- [30] Jelaska, D. T. (2012). *Gears and gear drives*. John Wiley & Sons.
- [31] DIN 3975: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, 2/2007.
- [32] DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, September, 9/2012.
- [33] Radzevich, S. P. (2016). *Dudley's handbook of practical gear design and manufacture*. CRC press.
- [34] Nieszporek, T., Gołębski, R., & Šooš, L. (2017). Analysis of the wormwheel toothing accuracy. *Tehnički vjesnik*, 24(4), 993-1000.
- [35] Klocke, F., & Schröder T. (2003). Gear shaving: Simulation and technological studies. In *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Chicago, Illinois, USA, 2-6 September, Vol. 4, pp. 257-264.
- [36] Rac, A. (2007). *Maziva i podmazivanje mašina*, Mašinski fakultet u Beogradu, Beograd.
- [37] Babić M. (2004). *Monitoring ulja za podmazivanje*. Mašinski fakultet univerziteta u Kragujevcu, Kragujevac.
- [38] Tanasijević S. (1989). *Osnovi tribologije mašinskih elemenata*, Beograd.
- [39] Wang, Q. J., & Chung, Y. W. (2013). *Encyclopedia of tribology*. Springer.
- [40] Jeyaparakash, N., & Yang, C. H. Friction, lubrication, and wear. (2020). In *Tribology in Materials and Manufacturing-Wear, Friction and Lubrication*. IntechOpen, 185-201.
- [41] ISO 10825. (1995). Gears – Wear and damage to gear teeth - Terminology.
- [42] Rackov, M., & Kuzmanović, S. (2009). Analysis of the most common failures of gears in universal gear reducers. *J Eng Ann Fac Eng Hunedoara*, 7, 67-74.
- [43] Davis, J. R. (2005). *Gear materials, properties, and manufacture*. ASM International.
- [44] Atanasovska, I., & Momčilović, D. (2007). The effect of teeth failures on machine safety - testing and analysis. *Structural integrity and life*, 7 (1), 37-46.
- [45] Basan, R., Franulović, M., Lengauer, M., & Križan, B. (2010). Rolling-sliding-contact fatigue damage of the gear tooth flanks. *Engineering Review*, 30 (2), 37-46.
- [46] Kumar, A., Gandhi, C. P., Zhou, Y., Kumar, R., & Xiang, J. (2020). Latest developments in gear defect diagnosis and prognosis: A review. *Measurement*, 158, 107735.
- [47] Höhn, B. R., & Michaelis, K. (2004). Influence of oil temperature on gear failures. *Tribology International*, 37(2), 103-109.
- [48] Ognjanovic M. (2004). Progressive gear teeth wear and failure probability modeling. *Tribology in industry*, 26 (3), 44-49.
- [49] Haralanova, V., & Khoshaba, S. (2016). Failures in gearboxes due to material problems. *Materials, Methods & Technologies*, 10, 112-136.

- [50] Stahl, K., Höhn, I. B. R., Hermes, I. J., & Monz, D. I. A. (2012). Pitting resistance of worm gears: Advanced model for contact pattern of any size, position, flank type. *Gear Technology*, 10, 44-49.
- [51] Höhn, B. R., Michaelis, K., & Otto, H. P. (2011). Pitting load carrying capacity under increased thermal conditions", *Industrial Lubrication and Tribology*, 63(1), 11-16.
- [52] Olver, A.V. (2005). The mechanism of rolling contact fatigue: an update. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: *Journal of Engineering Tribology*, 219(5), 313-330.
- [53] Milutinović, M., Trifković, S., Đurić, A., & Vucetić, N. (2016). Gear Failures Embedded in Manual Gearboxes. *Acta Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering*, 9(1), 23-28.
- [54] Vasić, M., Stojanović, B., & Blagojević, M. (2020). Fault Analysis of gearboxes in open pit mine. *Applied Engineering Letters*, 5(2), 50-61.
- [55] Amarnath, M., Chandramohan, S., & Seetharaman, S. (2012). Experimental investigations of surface wear assessment of spur gear teeth. *Journal of Vibration and Control*, 18(7), 1009-1024.
- [56] Bhushan, B. (2013). *Introduction to tribology*. John Wiley & Sons.
- [57] ISO 6743. Classification of Lubricants, Industrial oils and Related Products.
- [58] ISO 12925-1. (2018). Lubricants, industrial oils and related products (class L) - Family C (gears), Specifications for lubricants for enclosed gear systems, Part 1.
- [59] Fernandes, C. M., Martins, R. C., & Seabra, J. H. (2016). Coefficient of friction equation for gears based on a modified Hersey parameter. *Tribology International*, 101, 204-217.
- [60] DIN 51509. (1976). Auswahl von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe. Teil 1: Schmieröle. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin.
- [61] ANSI/AGMA 9005-E02. (2002). Industrial Gear Lubrication, American Gear Manufacturers Association, Alexandria, Va.
- [62] Höhn, B. R., Michaelis, K., & Hinterstoißer, M. (2009). Optimization of gearbox efficiency. *Goriva i maziva*, 48(4), 441-461.
- [63] Paschold, C., Sedlmair, M., Lohner, T., & Stahl, K. (2020). Efficiency and heat balance calculation of worm gears. *Forschung im Ingenieurwesen*, 84(2), 115-125.
- [64] Alexandru, A. T. (2015). Worm gears with optimized main geometrical parameters and their efficiency. *Mechanics*, 81(1), 62-65.
- [65] Budynas R.G., & Nisbett J.K. (2015). *Mechanical Engineering Design*, Tenth edition, McGraw-Hill Education, New York.
- [66] Lewis, M. (2004). Worm-gear reducers reach new heights: Design enhancements improve efficiency and eliminate leaks. *Machine design*, 76(11), 80-84.
- [67] Marijanović N. (2007). *Optimizacija zupčastih prenosnika snage-Monografija*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac.
- [68] Neupert, K. (1990). *Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben*. Doctoral dissertation, Technische Universität München.

- [69] Monz, A. (2012). *Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten*. Doctoral dissertation, Technische Universität München.
- [70] Roloff/Matek (2001). *Maschinenelemente Normung Berechnung Gestaltun*. Viewegs, Braunschweig/Wiesbaden.
- [71] GUNT. (2011). *Experiment Instructions*, AT200 Apparatus for Determination of Gear Efficiency.
- [72] Miltenović, Đ. (2017). *Istraživanje termičke stabilnosti i habanja pužnih prenosnika*. Doktorska disertacija. Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet.
- [73] Nadolski, M. (2017). The evaluation of mechanical properties of high-tin bronzes. *Archives of Foundry Engineering*, 17(1), 127-130.
- [74] Babić, M., & Mitrović, S. (2007). *Tribološke karakteristike kompozita na bazi ZnAl legura*, Monografija, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac.
- [75] Babić M., & Ninković R. (2007). *Tribološki potencijal ZnAl legura*. Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac.
- [76] Dominguez, C., López, M. V., & Rios-Jara, D. (2002). The influence of manganese on the microstructure and the strength of a ZA-27 alloy. *Journal of Materials Science*, 37(23), 5123–5127.
- [77] Vencl, A. (2008). *Istraživanje mogućnosti poboljšanja triboloških karakteristika Al-Si legura u uslovima klizanja*, Doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet.
- [78] Vencl, A., Mrdak, M., & Hvizdos, P. (2017). Tribological properties of WC-Co/NiCrBSi and Mo/NiCrBSi plasma spray coatings under boundary lubrication conditions. *Tribology in Industry*, 39(2), 183-191.
- [79] ASTM G77-98. (1998). Standard test method for ranking resistance of materials to sliding wear using block-on-ring wear test. West Conshohocken (PA): ASTM International.
- [80] Fernandes, C. M., Marques, P. M., Martins, R. C., & Seabra, J. H. (2015). Gearbox power loss. Part I: Losses in rolling bearings. *Tribology International*, 88, 298-308.
- [81] Peterson, W., Russell, T., Sadeghi, F., & Berhan, M. T. (2021). Experimental and Analytical Investigation of Fluid Drag Losses in Rolling Element Bearings. *Tribology International*, 161, 107106.
- [82] Bakolas, V., Roedel, P., Koch, O., & Pausch, M. (2021). A first approximation of the global energy consumption of ball bearings. *Tribology Transactions*, 64(5), 883-890.
- [83] SKF: Hauptkatalog, Das Wälzlager-Handbuch für Studenten Neuwertig, Januar 2014.
- [84] Krsmanović, V., & Mitrović, R. (2015). *Klizni i kotrljajni ležaji*, Mašinski fakultet univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [85] Skulić, A., Milojević, S., Marić, D., Ivanović, L., Krstić, B., Radojković, M., & Stojanović, B. (2022). The Impact of Lubricant Viscosity and Materials on Power Losses and Efficiency of Worm Gearbox. *Tehnički vjesnik*, 29(6), 1853-1860.

- [86] Skulić, A., Krsmanović, D., Radosavljević, S., Ivanović, L., & Stojanović, B. (2017). Power losses of worm gear pairs. *Acta Technica Corvininensis-Bulletin of Engineering*, 10(3), 39-45.
- [87] Radosavljević S., Stojanović B., & Skulić A. (2018). Determination of power losses in worm gear reducer. *The 10th International Conference on Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering, KOD 2018*, Novi Sad, Serbia, 6-8 June, pp. 1-8.
- [88] Skulić, A., Stojanovic, B., Radosavljević, S., & Velickovic, S. (2019). Experimental determination of worm gearing efficiency. *Applied Engineering Letters*, 4(4), 115-119.
- [89] Sabiniaak, H.G. (2017). Testing worm gears with cooperating elements made of different materials. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 231(3), 341-346.
- [90] Riečičiarová, E., & Oravcová, J. (2018). The Effect of Materials on the Efficiency of the Spiroid Gearing. In *Materials Science Forum. Trans Tech Publications Ltd*, 919, pp. 362-369.
- [91] Stojanović, B., Vencl, A., Skulić, A., Miladinović, S., & Gajević, S. (2022). Influence of materials on the efficiency of worm gear transmission. In *6th International Scientific Conference on Mechanical Engineering Technologies and Applications (COMETA 2022)*, East Sarajevo, Jahorina, B&H, 17-19 November, pp. 402-409.
- [92] Fontanari, V., Benedetti, M., Straffelini, G., Girardi, C., & Giordanino, L. (2013). Tribological behavior of the bronze–steel pair for worm gearing. *Wear*, 302(1), 1520-1527.
- [93] Fontanari, V., Benedetti, M., Girardi, C., & Giordanino, L. (2016). Investigation of the lubricated wear behavior of ductile cast iron and quenched and tempered alloy steel for possible use in worm gearing. *Wear*, 350, 68-73.
- [94] Benedetti M., Fontanari V., Torresani E., Girardi C., & Giordanino L. (2017). Investigation of lubricated rolling sliding behaviour of WC/C, WC/C-CrN, DLC based coatings and plasma nitriding of steel for possible use in worm gearing. *Wear*, 378-379, 106–113.
- [95] M. Babic, M. Slobodan, D. Džunic, B. Jeremic, I. Bobic. (2010). Tribological Behavior of Composites Based on ZA-27 Alloy Reinforced with Graphite Particles, *Tribol Lett*, 37(2), 401-410.
- [96] Vencl, A., Bobic, I., Arostegui, S., Bobic, B., Marinković, A., & Babić, M. (2010). Structural, mechanical and tribological properties of A356 aluminium alloy reinforced with Al₂O₃, SiC and SiC+ graphite particles. *Journal of alloys and compounds*, 506(2), 631-639.
- [97] Bobić, I., Ružić, J., Bobić, B., Babić, M., Vencl, A., & Mitrović, S. (2014). Microstructural characterization and artificial aging of compo-casted hybrid A356/SiCp/Grp composites with graphite macroparticles. *Materials Science and Engineering: A*, 612, 7-15.
- [98] Peng, H. P., Li, Z. W., Zhu, J. Q., Su, X. P., Ya, L. I. U., Wu, C. J., & Wang, J. H. (2020). Microstructure and mechanical properties of Al–Si alloy modified with Al-3P. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 30(3), 595-602.

- [99] Wang, S., Fu, M., Li, X., Wang, J., & Su, X. (2018). Microstructure and mechanical properties of Al–Si eutectic alloy modified with Al–3P master alloy. *Journal of Materials Processing Technology*, 255, 105-109.
- [100] Moussa, M. E., El-Hadad, S., & Khalifa, W. (2019). Influence of chemical modification by Y₂O₃ on eutectic Si characteristics and tensile properties of A356 alloy. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 29(7), 1365-1374.
- [101] Furuta, S., Kobayashi, M., Uesugi, K., Takeuchi, A., Aoba, T., & Miura, H. (2017). Investigation of three-dimensional morphology changes of the eutectic Si particles affected by trace P and Sr in Al-7% Si cast alloys by means of synchrotron nanotomography. *Materials Characterization*, 130, 237-242.
- [102] Kostić, N. (2017). *Razvoj i primena metoda heurističke optimizacije mašinskih konstrukcija*. Doktorska disertacija, Univerzitet u Kragujevcu, Fakultet inženjerskih nauka.
- [103] Veličković, S. (2021). *Razvoj i optimizacija aluminijskih nanokompozita za izradu triboloških elemenata*. Doktorska disertacija, Univerzitet u Kragujevcu, Fakultet inženjerskih nauka.
- [104] Miladinović, S., Radosavljević, S., Veličković, S., Atyat, R., Skulić, A., & Šljivić, V. (2017). Optimization of efficiency of worm gear reducer by using Taguchi-Grey method. *Applied Engineering Letters*, 2(2), 69-75.
- [105] Yang, X. S. (2010). *Engineering optimization: an introduction with metaheuristic applications*. John Wiley & Sons.
- [106] Michiel, H. (2001). *Regression analysis*. Encyclopedia of mathematics. Springer.
- [107] Pallant, J. (2013). *SPSS Survival Manual-5th Edition*, Berkshire, McGraw-Hill Education.
- [108] Seber, G. A. F., Wild, C. J. (1989). *Nonlinear Regression*. John Wiley and Sons, New York.
- [109] Rencher, A. C., & Christensen, W. F. (2012). *Methods of Multivariate Analysis-3th edition*, Wiley Series in Probability and Statistics, John Wiley & Sons.
- [110] Bethea, R. M. (2018). *Statistical methods for engineers and scientists*. CRC Press.
- [111] Holland J. (1975). *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. University of Michigan Press, Ann Arbor.
- [112] Kuo, H. C., & Lin, C. H. (2013). A Directed Genetic Algorithm for global optimization, *Applied Mathematics and Computation*, 219 (14) 7348-7364.
- [113] Lin, C. H. (2013). A rough penalty genetic algorithm for constrained optimization, *Information Sciences*, 241, 119-137.
- [114] Elsayed, S. M., Sarker, R. A., & Essam, D. L. (2014). A new genetic algorithm for solving optimization problems, *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 27, 57-69.
- [115] Thakur, M. (2014). A new genetic algorithm for global optimization of multimodal continuous functions, *Journal of Computational Science*, 5 (2), 298-311.

- [116] Mendi, F., Başkal, T., Boran, K., & Boran, F. E. (2010). Optimization of module, shaft diameter and rolling bearing for spur gear through genetic algorithm. *Expert Systems with Applications*, 37(12), 8058-8064.
- [117] Yang, X. S. (2010). *Engineering optimization: an introduction with metaheuristic applications*. John Wiley & Sons.
- [118] Gang, M., Wei, Z., & Xiaolin, C. (2012). A novel particle swarm optimization algorithm based on particle migration. *Applied Mathematics and Computation*, 218(11), 6620-6626.
- [119] Shin, Y. B., & Kita, E. (2014). Search performance improvement of particle swarm optimization by second best particle information. *Applied Mathematics and Computation*, 246, 346-354.
- [120] Yadav, A., & Deep, K. (2014). An efficient co-swarm particle swarm optimization for non-linear constrained optimization. *Journal of Computational Science*, 5(2), 258-268.
- [121] He, G., & Huang, N. J. (2012). A modified particle swarm optimization algorithm with applications. *Applied Mathematics and Computation*, 219(3), 1053-1060.
- [122] Haki, H., & Uğuz, H. (2014). A novel particle swarm optimization algorithm with Levy flight. *Applied Soft Computing*, 23, 333-345.
- [123] Wang, L., Yang, B., & Chen, Y. (2014). Improving particle swarm optimization using multi-layer searching strategy. *Information Sciences*, 274, 70-94.
- [124] Gosciniak, I. (2015). A new approach to particle swarm optimization algorithm. *Expert Systems with Applications*, 42(2), 844-854.
- [125] Yusri, I. M., Majeed, A. A., Mamat, R., Ghazali, M. F., Awad, O. I., & Azmi, W. H. (2018). A review on the application of response surface method and artificial neural network in engine performance and exhaust emissions characteristics in alternative fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 90, 665-686.
- [126] Gyurova, L. A., Miniño-Justel, P., & Schlarb, A. K. (2010). Modeling the sliding wear and friction properties of polyphenylene sulfide composites using artificial neural networks. *Wear*, 268(5-6), 708-714.
- [127] Kukreja, H., Bharath, N., Siddesh, C. S., & Kuldeep, S. (2016). An introduction to artificial neural network. *Int J Adv Res Innov Ideas Educ*, 1, 27-30.

ПРИЛОЗИ

Прилог П1. Табеле и изрази за прорачун носивости пужног преносника

Прилог П2. Резултати истраживања за пужни пар $42\text{CrMo}4/\text{CuSn}12$

Прилог П3. Табеле за израду регресионог модела

Прилог III. Табеле и изрази за прорачун носивости пужног преносника

Табела III-1. Вредности фактора радних услова K_A

Карактер промене обртног момента радне машине	Погонска машина			
	Електромотор	Турбомотор	Вишецилиндр. клипни мотор	Једноцилиндр. клипни мотор
Равномеран	1	1,25	1,5	1,75
Са малим ударима	1,1	1,35	1,6	1,85
Са средњим ударима	1,25	1,5	1,75	2
Са јаким ударима	1,5	1,75	2	2,25
Подела радних машина према карактеру променљивости обртног момента:				
Равномерна промена	Електромотори, равномерно оптерећени транспортери, погон помоћног кретања код алатних машина, мешалице за материјале исте густине и мале вискозности.			
Са малим ударима	Турбокомпресори, центрифугалне пумпе, лифтови, лаке дизалице, мешалице за материјале исте густине и веће вискозности, неравномерно оптерећени транспортери.			
Са средњим ударима	Теже дизалице и кранови, погоно главних кретања у алатним машинама, мешалице материјала неједнаке густине и велике вискозности, вишецилиндричне клипне пумпе, клипни компресори, лаки млинови са куглама, обртне пећи.			
Са јаким ударима	Багери, тешки млинови са куглама, дробилице, ваљаоничке машине, пресе за цигле и брикет, ваљаонички станови за хладно ваљање, машине за сечење и просецање лима, уређаји за бушење у нафтној индустрији.			

Табела III-2. Изрази за одређивање параметара средње дебљине уљног филма h^* [32]

Тип пужа	Израз
ZA, ZN, ZI и ZK	$h^* = -0,393 + 2,9157 \cdot 10^{-6} \cdot (z_2)^{-0,0847} \cdot \alpha_0^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot x + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot$ $\cdot [(1 - 0,038 \cdot q) \cdot q + 65,576] \cdot \left[\left(108,8547 \cdot \frac{z_1}{q} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{q} - 3294,921 \right] \cdot$ $\cdot [(3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B + 1) \cdot B - 13064,58], \quad B = \sqrt{6 \cdot m_x \cdot d_{m1} - 9 \cdot m_x^2} + m_x$
ZC	$h^* = -0,511 + 3,7904 \cdot 10^{-6} \cdot (z_2)^{-0,0847} \cdot \alpha_0^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot x + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot$ $\cdot [(1 - 0,038 \cdot q) \cdot q + 65,576] \cdot \left[\left(108,8547 \cdot \frac{z_1}{q} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{q} - 3294,921 \right] \cdot$ $\cdot [(3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B + 1) \cdot B - 13064,58], \quad B = \sqrt{6 \cdot m_x \cdot d_{m1} - 9 \cdot m_x^2} + m_x$

Табела III-3. Карактеристике материјала пужног зупчаника, [4]

Материјал	R_m N/mm ²	$R_{\rho 0,2}$ N/mm ²	HB	E N/mm ²	Z_E $\sqrt{N/mm^2}$	$\sigma_{H\lim}$ N/mm ²	$\sigma_{F\lim}$ N/mm ²	Y_W
P.CuSn12	260	140	80	88300	147	265	115	1,3
C.CuSn12	280	150	95	88300	147	425	190	1,0
P.CuSn12Ni	280	160	90	98100	152,2	310	140	1,2
C.CuSn12Ni	300	180	100	98100	152,2	520	225	0,95
P.CuSn10Zn	260	130	75	98100	152,2	350	165	1,3
C.CuSn10Zn	270	150	85	98100	152,2	430	190	1,0
C.CuSn14	300	200	115	92700	150	370	180	1,0
P.CuZn25Al5	750	450	180	107900	157,4	500	565	1,4
C.CuZn25Al5	750	480	190	107900	157,4	550	606	1,1
P.CuAl11Ni	680	320	170	122600	163,9	250	402	1,4
C.CuAl11Ni	750	400	185	122600	163,9	265	502	1,1
C.CuAl10Ni	700	300	160	122600	164	660	377	1,1
SL250	300	120	250	98100	152,3	350	150	1,05
NL700 perl.	790	500	260	175000	182	490	628	1

Вредности за $\sigma_{H\lim}$ односе се за спегу са цементираним и брушеним пужем (HRC=60±2). Код спеге са небрушеним побољшаним пужем вредности из табеле помножити са 0,75, а са небрушеним пужем од сивог лива са 0,5.

Вредности за $\sigma_{F\lim}$ важе за $\alpha_0 = 20^\circ$; за $\alpha_0 = 25^\circ$ вредности из табеле треба помножити са 1,2. код наизменично променљивог оптерећења вредности из табеле помножити са 0,7.

Вредности за Z_E односе се за спегу са челичним пужем.

Вредности за Y_W важе за спегу са цементираним пужем; за спегу са побољшаним и небрушеним пужем вредности из табеле помножити са 1,2, а за спегу са пужем од сивог лива са 1,1.

Ознаке: P - ливење у песку; C - центрифугално ливење

Прилог П2. Резултати истраживања за пужни пар 42CrMo4/CuSn12

Табела П2-1. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 220 mm²/s

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 220 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,234750	2,022104	0,478548	1,343504	11,432581
	0,306250	2,801974	0,508295	1,464158	14,262293
	0,366776	3,477613	0,526754	1,559128	16,574912
	0,437829	4,272181	0,542092	1,653880	19,298166
	0,517763	5,137544	0,551254	1,736956	22,551301
1500	0,233500	2,053055	0,488474	2,036938	16,660741
	0,299342	2,828578	0,524962	2,249941	20,022477
	0,364145	3,555667	0,542401	2,479497	23,627047
	0,427632	4,314487	0,560515	2,582676	26,874403
	0,503618	5,184789	0,571949	2,744400	31,053851
2000	0,231250	2,071120	0,497566	2,678991	21,569819
	0,298684	2,872343	0,534259	2,966004	26,083535
	0,361842	3,581575	0,549898	3,218355	30,806660
	0,423355	4,338193	0,569287	3,413836	34,690816
	0,502303	5,259328	0,581691	3,604995	40,316463
2500	0,228000	2,092510	0,509871	3,400796	25,748262
	0,289803	2,845560	0,545498	3,746749	30,629528
	0,358553	3,642304	0,564353	3,935416	36,851406
	0,418750	4,346678	0,576674	4,240195	42,061559
	0,495066	5,277502	0,592234	4,372069	48,370819

Табела П2-2. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 460 mm²/s

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 460 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,240625	2,113351	0,487931	1,684889	11,175574
	0,309868	2,885481	0,517331	1,843414	13,776132
	0,373355	3,622241	0,538992	1,944904	16,036672
	0,442763	4,378159	0,549348	2,090624	18,761579
	0,522697	5,297921	0,563096	2,164230	21,707704
1500	0,239750	2,146439	0,497379	2,518428	16,346076
	0,306579	2,946285	0,533900	2,791364	19,590629
	0,371382	3,681482	0,550719	2,998645	23,146719
	0,438158	4,466686	0,566347	3,197209	26,585155
	0,510197	5,333266	0,580741	3,284776	30,251186
2000	0,236250	2,155154	0,506797	3,164413	21,153811
	0,306250	3,003624	0,544875	3,478914	25,627680
	0,366776	3,679416	0,557321	3,913431	30,006568
	0,427961	4,446974	0,577282	4,105708	33,697745
	0,504605	5,344654	0,588431	4,235831	39,175068
2500	0,232500	2,162019	0,516612	4,019659	25,296524
	0,297697	2,970001	0,554254	4,491277	30,141922
	0,361513	3,737292	0,574329	4,688731	35,491607
	0,427303	4,509025	0,586239	5,104570	41,075013
	0,495724	5,363143	0,601045	5,314806	46,354723

Табела П2-3. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 680 mm²/s

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 680 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,244500	2,179302	0,495183	1,876123	11,006443
	0,316118	3,006136	0,528307	2,071353	13,500750
	0,380263	3,735610	0,545764	2,186577	15,858837
	0,448355	4,516515	0,559640	2,421290	18,211596
	0,527303	5,391545	0,568042	2,505667	21,303845
1500	0,242750	2,181546	0,499267	2,771766	16,257604
	0,310855	3,026313	0,540858	3,074779	19,280564
	0,374013	3,767635	0,559641	3,317849	22,489054
	0,441118	4,541971	0,572027	3,558064	26,032353
	0,516118	5,465487	0,588311	3,676323	29,635873
2000	0,239250	2,223727	0,516365	3,437132	20,711533
	0,311513	3,120800	0,556566	3,805947	25,039561
	0,368092	3,771836	0,569277	4,146686	28,973542
	0,437171	4,602044	0,584826	4,544879	33,383295
	0,508224	5,455542	0,596363	4,702684	38,175817
2500	0,235000	2,219184	0,524630	4,379690	24,759567
	0,302303	3,077725	0,565608	4,895794	29,376269
	0,365461	3,831393	0,582430	5,154286	34,690821
	0,430263	4,630702	0,597916	5,511445	39,673473
	0,499671	5,467087	0,607854	5,841749	45,349398

Табела П2-4. Степен искоришћења и губици снаге за уље вискозности 1000 mm²/s

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	T_2, Nm	Уље вискозности 1000 mm ² /s		
			η	P_{GL}, W	P_{GZ}, W
1000	0,246250	2,203903	0,497214	2,033570	10,889131
	0,320724	3,076360	0,532885	2,253991	13,391825
	0,383553	3,804294	0,551032	2,381382	15,608917
	0,450658	4,563745	0,562603	2,618631	17,980611
	0,531250	5,492235	0,574351	2,722059	20,915029
1500	0,244250	2,225009	0,506086	2,980168	15,905539
	0,313816	3,082330	0,545672	3,352603	18,978934
	0,379605	3,882273	0,568174	3,632876	22,052025
	0,443750	4,628413	0,579457	3,862273	25,387165
	0,517763	5,548627	0,595363	4,007260	28,837752
2000	0,240250	2,254456	0,521322	3,711101	20,289449
	0,314803	3,179669	0,561140	4,147767	24,701707
	0,371711	3,867220	0,577992	4,542060	28,226159
	0,441776	4,713370	0,592730	4,933074	32,664287
	0,509868	5,522793	0,601767	5,185734	37,254740
2500	0,237750	2,266961	0,529726	4,687516	24,476795
	0,304276	3,133234	0,572074	5,253962	28,727470
	0,371053	3,938877	0,589745	5,618075	34,127748
	0,432895	4,685288	0,601287	6,000990	39,078951
	0,502303	5,557598	0,614680	6,298155	44,265496

Табела П2-5. Коefицијент трења пужног пара μ_z

n_1, min^{-1}	T_2, Nm	Вискозност мазива, mm^2/s			
		220	460	680	1000
1000	2,129665	0,079890	0,074755	0,071415	0,069874
	2,942488	0,071972	0,067532	0,063547	0,061606
	3,659940	0,067418	0,062649	0,060087	0,058082
	4,432650	0,063915	0,060650	0,057086	0,055784
	5,329812	0,062118	0,058004	0,055946	0,053927
1500	2,151512	0,076468	0,071788	0,070259	0,067411
	2,970877	0,066756	0,062728	0,060116	0,058109
	3,721764	0,062687	0,059330	0,056340	0,053626
	4,487889	0,058781	0,056180	0,054109	0,051792
	5,383042	0,056532	0,053551	0,051203	0,049086
2000	2,176114	0,073619	0,069409	0,065881	0,063671
	3,044109	0,064242	0,060380	0,056797	0,055001
	3,725012	0,060868	0,057725	0,054388	0,051689
	4,525145	0,056608	0,053655	0,051373	0,049089
	5,395579	0,054276	0,051908	0,049565	0,047787
2500	2,185169	0,069609	0,066208	0,063150	0,061123
	3,006630	0,060936	0,057470	0,054065	0,051944
	3,787467	0,057294	0,053794	0,051299	0,049098
	4,542923	0,054809	0,051610	0,048552	0,047272
	5,416332	0,051926	0,048979	0,047014	0,045150

Прилог ПЗ. Табеле за израду регресионог модела

Табела ПЗ-1. Колмогоров-Смирнов тест нормалности

	Kolmogorov-Smirnov ^a			Shapiro-Wilk		
	Statistic	d_f	Sig.	Statistic	d_f	Sig.
Viskoznost ulja	0,174	240	0,000	0,856	240	0,000
Broj obrtaja	0,172	240	0,000	0,856	240	0,000
Obrtni moment	0,093	240	0,000	0,939	240	0,000
Stepen iskorišćenja	0,044	240	0,200*	0,987	240	0,030

Табела ПЗ-2. Спирманов тест о корелацији

Correlations					
			Viskoznost ulja	Broj obrtaja	Obrtni moment
Spearman's rho	Viskoznost ulja	Correlation Coefficient	1,000	0,000	0,129*
		Sig. (2-tailed)	.	1,000	0,046
		N	240	240	240
	Broj obrtaja	Correlation Coefficient	0,000	1,000	0,045
		Sig. (2-tailed)	1,000	.	0,490
		N	240	240	240
	Obrtni moment	Correlation Coefficient	0,129*	0,045	1,000
		Sig. (2-tailed)	0,046	0,490	.
		N	240	240	240

Табела ПЗ-3. Пирсонов тест о корелацији

		Stepen iskorišćenja
Viskoznost ulja	Pearson Correlation	0,193**
	Sig. (2-tailed)	0,003
	N	240
Broj obrtaja	Pearson Correlation	0,341**
	Sig. (2-tailed)	0,000
	N	240
Obrtni moment	Pearson Correlation	0,761**
	Sig. (2-tailed)	0,000
	N	240

Табела ПЗ-4. Тежински коефицијенти уз непрекидне улазне факторе

Parameter Estimates				
Parameter	Estimate	Std. Error	95% Confidence Interval	
			Lower Bound	Upper Bound
<i>A</i>	0,000	0,000	0,000	0,000
<i>B</i>	0,000	0,000	0,000	0,000
<i>C</i>	-0,307	0,015	-0,336	-0,278
<i>D</i>	0,587	0,008	0,573	0,602

Табела ПЗ-5. Фактор *D* за материјал пужног зупчаника *CuSn12*

Parameter Estimates				
Parameter	Estimate	Std. Error	95% Confidence Interval	
			Lower Bound	Upper Bound
<i>D</i>	0,593	0,000	0,592	0,594

Табела ПЗ-6. Фактор *D* за материјал пужног зупчаника *ZA12*

Parameter Estimates				
Parameter	Estimate	Std. Error	95% Confidence Interval	
			Lower Bound	Upper Bound
<i>D</i>	0,612	0,000	0,611	0,613

Табела ПЗ-7. Фактор *D* за материјал пужног зупчаника *A356*

Parameter Estimates				
Parameter	Estimate	Std. Error	95% Confidence Interval	
			Lower Bound	Upper Bound
<i>D</i>	0,561	0,000	0,560	0,562

Табела ПЗ-8. Коефицијент детерминације R^2 за материјал пужног зупчаника *CuSn12*

ANOVA ^a			
Source	Sum of Squares	d_f	Mean Squares
Regression	22,000	1	22,000
Residual	0,001	71	0,000
Uncorrected Total	22,001	72	
Corrected Total	0,082	71	

Dependent variable: Stepen iskorišćenja

a. $R^2 = 1 - (\text{Residual Sum of Squares}) / (\text{Corrected Sum of Squares}) = 0,990$.

Табела ПЗ-9. Коefицијент детерминације R^2 за материјал пужног зупчаника ZA12

ANOVA ^a			
Source	Sum of Squares	d_f	Mean Squares
Regression	23,884	1	23,884
Residual	0,001	71	0,000
Uncorrected Total	23,885	72	
Corrected Total	0,073	71	
Dependent variable: Stepен iskориšćenja			
a. R squared = 1 - (Residual Sum of Squares) / (Corrected Sum of Squares) = 0,986.			

Табела ПЗ-10. Коefицијент детерминације R^2 за материјал пужног зупчаника A356

ANOVA ^a			
Source	Sum of Squares	d_f	Mean Squares
Regression	19,300	1	19,300
Residual	0,001	71	0,000
Uncorrected Total	19,301	72	
Corrected Total	0,084	71	
Dependent variable: Stepен iskориšćenja			
a. R squared = 1 - (Residual Sum of Squares) / (Corrected Sum of Squares) = 0,985.			

БИОГРАФИЈА АУТОРА

Александар Скулић рођен је 24. новембра 1979. године у Скопљу, Република Северна Македонија. Основно образовање стекао је у Основној школи "Пеко Тепавчевић" у Урошевцу. Средњешколско образовање стекао је 1998. године у Техничкој школи "Никола Тесла" у Урошевцу са одличним успехом у сва четири разреда. Исте године уписао је Вишу техничку школу у Урошевцу коју је завршио 2001. године у Звечану где је школа имала привремено седиште, са општим успехом 8,78. Факултет техничких наука у Косовској Митровици уписао је школске 2001/2002. године на смеру Производно машинство. Током студирања остварио је просечну оцену 8,31 и одбранио завршни рад 2006. године под називом "Заштита и ограничење од преоптерећења ексцентар преса", са оценом 10.

Докторске академске студије уписао је школске 2014/2015. године на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу на смеру Машинске конструкције и механизација. Положио је све испите предвиђене наставним планом и програмом докторских академских студија са општим успехом 9,67 при чему му је одобрена израда докторске дисертације под насловом "Идентификација оптималних вредности степена искоришћења пужних зупчастих преносника" под менторством др Блаже Стојановића, ред. проф.

У периоду од 2007. до 2013. године био је запослен у Техничкој школи Вучитрн у Косовској Митровици. Током рада у школи учествовао је на бројним семинарима са програмима стручног усавршавања и стицања звања наставника. Од 2011. до 2013. године радио је на Високој техничкој школи струковних студија из Урошевца са привременим седиштем у Звечану као хонорарни сарадник. Звање наставника практичне наставе стекао је 2013. године на Високој техничкој школи струковних студија из Урошевца са привременим седиштем у Лепосавићу. Поновни избор у звање наставника практичне наставе, у трајању од пет година, био је 2017. године на истој установи. У том периоду био је ангажован у планирању и извођењу аудиторних и лабораторијских вежби из следећих наставних предмета: Статика, Кинематика и динамика, Отпорност материјала, Бука и вибрације, Машински елементи, Машинска обрада, Моторна возила и Одржавање техничких система.

У претходном периоду, као аутор или коаутор, објавио је 21 научно-стручни рад у домаћим и међународним часописима и конференцијама.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ВРЕДНОСТИ СТЕПЕНА
ИСКОРИШЋЕЊА ПУЖНИХ ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА**

представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

У Крагујевцу, 02.12.2022 године,

Александар Скупић

потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ВРЕДНОСТИ СТЕПЕНА
ИСКОРИШЋЕЊА ПУЖНИХ ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА

истоветне.

У Крагујевцу, 02.12.2022 године,

Александар Скулић
потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Александар Д. Скулић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ВРЕДНОСТИ СТЕПЕНА
ИСКОРИШЋЕЊА ПУЖНИХ ЗУПЧАСТИХ ПРЕНОСНИКА**

и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам¹

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада²

У Крагујевцу, 02.12.2022 године,

Александар Скулић
потпис аутора

² Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: <http://creativecommons.org.rs/>