УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ

ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Милан З. Станојевић

АНАЛИЗА ГУБИТАКА СНАГЕ КОД ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ ПРЕНОСНИКА

докторска дисертација

Крагујевац, 2025.

UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

FACULTY OF ENGINEERING
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Milan Z. Stanojević

ANALYSIS OF POWER LOSSES IN A MULTI-STAGE PLANETARY GEARBOX

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2025.

Аутор
Име и презиме: **Милан Станојевић**
Датум и место рођења: 21.11.1970. године, Крагујевац
Садашње запослење: Предавач, Академија струковних студија Шумадија, Одсек Крагујевац
Докторска дисертација
Наслов: Анализа губитака снаге код вишестепеног планетарног преносника
Број страница: 212
Број слика: 128
Број табела: 111
Број библиографских података: 102
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): Машинско инжењерство, 621.833:620.9(043.3)
Ментор: др Блажа Стојановић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Број и датум одлуке Већа универзитета о прихватању теме докторске дисертације: IV-04-69/7 од 19.02.2025. године, Универзитет у Крагујевцу

ЗАХВАЛНИЦА

Најдубљу захвалност изражавам свом ментору, професору др Блажи Стојановићу, чији су стручно вођење, континуирана подршка и несебична помоћ били од кључног значаја за успешну израду ове докторске дисертације.

Захвалност дугујем и господину Вујици Сенићу из фирме "MC Tankosić Čačak", у којој је вишестепени планетарни преносник и израђен. Он ми је својим дугогодишњим искуством несебично помогао и пружио драгоцене савете приликом израде. Такође, посебну захвалност дугујем професору др Милошу Матејићу, који ми је свесрдно помогао у припреми извођења предвиђеног експерименталног истраживања на развијеној инсталацији са уређајем AT 200.

Захвалност дугујем и колеги, др Марку Милетићу, на стручној помоћи приликом анализе и визуелизације добијених резултата мерења.

Најискренију захвалност дугујем колегама са Академије струковних студија Шумадија, Одсек у Крагујевцу, а пре свега др Саши Васиљевићу, др Александру Мишковићу и др Милану Ђорђевићу, на несебичној подршци током израде докторске дисертације.

Велику захвалност дугујем и истраживачу-приправнику Стефану Чукићу са Факултета инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу, на значајној помоћи приликом техничке припреме дисертације.

Велику захвалност дугујем професорима др Лозици Ивановић, др Јасни Глишовић, др Зорици Ђорђевић, др Мирку Благојевићу и др Александру Маринковићу. Њихово пажљиво читање и конструктивне сугестије значајно су унапредиле квалитет дисертације.

Никада нећу заборавити и постхумно се захваљујем мојој нани Десанки, поред које сам проходао, научио прва слова, бројеве, решио прве математичке задатке. Знам да би она данас била врло поносна на мене.

Наравно, велику захвалност дугујем и мојим родитељима, мајци Милеви и оцу Зорану, на великој и несебичној подршци коју су ми пружали током целог школовања.

Највећу захвалност дугујем супрузи Љубици, на неизмерном разумевању, стрпљењу и подршци током година рада на дисертацији. Мојим ћеркама, Милици и Ружици, захваљујем на сваком осмеху и загрљају, који су представљали најлепши предах и највећу мотивацију за завршетак ове дисертације.

У Крагујевцу, 16.11.2025. *Милан Станојевић*

РЕЗИМЕ

Узимајући у обзир све већи значај енергетске и еколошке ефикасности, вишестепени планетарни преносници добијају све ширу примену. У оквиру овог истраживања конструисан је Равињонов преносник. Спроведени прорачуни обухватају дефинисање броја зубаца зупчаника, одређивање преносних односа за сваки степен преноса, избор броја планетарних зупчаника и проверу услова за њихову монтажу.

Централни део дисертације посвећен је конструкционом решењу преносника и пројектовању компоненти за промену степена преноса и заустављање елемената. Кључни аспект спроведеног истраживања представља анализа губитака снаге, где су применом аналитичких метода израчунати губици у зупчастим паровима, котрљајним и клизним лежајима, као и на заптивкама вратила. Као подршка овом истраживању, развијен је и софтвер за прецизан прорачун свих наведених губитака.

Циљ овог истраживања је спровођење детаљне експерименталне анализе степена искоришћења и динамичких карактеристика вишестепеног планетарног преносника. Истраживање је реализовано уз примену расположиве мерне и испитне опреме, са посебним освртом на процену ефикасности преносника у различитим радним условима. Експериментални план је дефинисан како би се испитао утицај кључних параметара на карактеристике система. Анализа обухвата одређивање степена искоришћења појединих степена преноса, при различитим бројевима обртаја, чиме се симулирају различити режими рада. Сва мерења су извршена за три различита нивоа уља, док је радно оптерећење симулирано кроз прецизно дефинисане силе кочења, односно обртног момента.

Посебна пажња у оквиру истраживања посвећена је анализи утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у систему. Овај део истраживања има за циљ да утврди корелацију између радне температуре и динамичког понашања вишестепеног планетарног преносника, што је кључно за процену поузданости и дуготрајности машинских система.

Коначни резултати истраживања пружају свеобухватан увид у експлоатационо понашање вишестепеног планетарног преносника. Прикупљени подаци о степену искоришћења, као и о корелацији између температуре, нивоа вибрација и буке, представљају значајан допринос разумевању рада и оптимизацији ових система. Ови налази могу послужити као основа за даља истраживања у области пројектовања и експлоатације планетарних преносника.

Кључне речи: планетарни преносник, губици снаге, степен искоришћења, Равињонов планетарни преносник, аутоматски мењач.

ABSTRACT

Considering the increasing importance of energy and environmental efficiency, multi-stage planetary gear sets are finding wider application. Within the scope of this research, a Ravigneaux planetary gear set was designed. The theoretical calculations performed includ defining the number of gear teeth, determining the gear ratios for each stage, selecting the number of planetary gears, and verifying the conditions for their assembly.

The central part of the dissertation is focused on the structural design of the transmission and the development of components necessary for gear shifting and locking the elements. The key theoretical aspect of the conducted research is the analysis of power losses, utilizing analytical methods to calculate losses within gear pairs, rolling and sliding bearings, as well as shaft seals. To support this analysis, dedicated software was developed for the precise calculation of all the aforementioned losses.

The objective of this study is to conduct a detailed experimental analysis of the efficiency and dynamic characteristics of the multi-stage planetary gearbox. The research was carried out using available measurement and testing equipment, with a particular emphasis on assessing gearbox efficiency under various operating conditions. The experimental plan was defined in order to examine the influence of key parameters on the characteristics of the system. The analysis included determining the efficiency of individual gear stages across a range of rotational speeds, thereby simulating various operating regimes. All measurements were performed for three different oil levels, while the operational load was simulated through precisely defined braking forces, i.e., torque values.

Special attention within the research is devoted to the analysis of the influence of temperature variations on the system's vibration and noise levels. This part of the study aimed to establish a correlation between operating temperature and the dynamic behavior of the multi-stage planetary gearbox, which is a crucial factor for evaluating the reliability and durability of mechanical systems.

The final results of the research provide a comprehensive insight into the operational behavior of the multi-stage planetary gearbox. The collected data on the efficiency, as well as the correlation between temperature, vibration and noise levels, represent a significant contribution to understanding and optimizing the performance of such systems. These findings can serve as a foundation for further research in the field of design and operation of planetary gear gearboxes.

Keywords: planetary gearboxes, power losses, efficiency, Ravigneaux planetary gear set, automatic transmission.

САДРЖАЈ

СПИСАК СЛИКА.....i
СПИСАК ТАБЕЛА.....vii
СПИСАК СКРАЋЕНИЦА И СТРАНИХ ИЗРАЗА..... xiv
СПИСАК ОЗНАКА.....xv
1. УВОД..... 1
1.1 Предмет и циљ истраживања..... 2
1.2 Полазне хипотезе докторске дисертације..... 2
1.3 Очекивани резултати докторске дисертације..... 2
1.4 Садржај докторске дисертације..... 3
2. ПРЕГЛЕД И АНАЛИЗА ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА..... 5
3. ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ ПРЕНОСНИКА..... 15
3.1 Прорачун вишестепеног планетарног преносника..... 15
3.1.1 Кинематска анализа вишестепеног планетарног преносника..... 16
3.1.1.1 Први степен преноса, концепција R^{h}_{15}..... 16
3.1.1.2 Други степен преноса, концепција R^{4}_{15}..... 21
3.1.1.3 Трећи степен преноса, концепција R^{1}_{45}..... 27
3.1.1.4 Четврти степен преноса, концепција R^{1}_{h5}..... 33
3.1.1.5 Пети степен преноса, концепција R^{4}_{h5}..... 39
3.1.1.6 Шести степен преноса (ход уназад), концепција R^{h}_{45}..... 44
3.1.1.7 Усвојени бројеви зубаца и вредности преносних односа вишестепеног планетарног преносника..... 49
3.1.1.8 Израчунавање броја планетарних зупчаника..... 50
3.1.1.9 Провера услова монтаже..... 55
3.2 Конструкција вишестепеног планетарног преносника..... 55
4. ГУБИЦИ СНАГЕ И СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ ПРЕНОСНИКА..... 61
4.1 Губици снаге у спрези зупчастих парова проузроковани оптерећењем..... 62
4.2 Губици снаге у котрљајним и клизним лежајима проузроковани оптерећењем..... 65
4.3 Губици снаге на местима заптивача вратила..... 66
4.4 Губици снаге у празном ходу..... 66
4.5 Губици снаге у појединим степенима преноса вишестепеног планетарног преносника..... 67
4.6 Програм за прорачун губитака снаге у појединим степенима преноса вишестепеног планетарног преносника..... 72
4.6.1 Имплементација програма..... 72

4.6.2 Модул за прорачун степена искоришћења зупчастих парова 72
4.6.3 Модул за прорачун осталих губитака 74
4.6.4 Извоз добијених података 75
4.6.5 Верификација и анализа програмских резултата губитака снаге 76
5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА 80
5.1 Испитна и мерна опрема 80
5.2 План експерименталних истраживања 85
5.2.1 План експеримента за одређивање степена искоришћења 85
5.2.2 План експеримента за одређивање утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке 91
6. РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА 93
6.1 Резултати експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења 93
6.2 Резултати експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке 115
7. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА 130
7.1 Утицај степена преноса, односно вредности преносног односа на степен искоришћења преносника 130
7.2 Утицај нивоа уља у истом степену преноса и при различитим бројевима обртаја на степен искоришћења преносника 134
7.3 Утицај нивоа уља у истом степену преноса и при одговарајућем броју обртаја на степен искоришћења 141
7.4 Промена температуре у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља 151
7.5 Промена температуре у одређеном степену преноса при одређеном броју обртаја и при различитим нивоима уља 156
7.6 Промена нивоа буке у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља 162
7.7 Промена нивоа вибрација у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља 168
7.8 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља 173
8. СТАТИСТИЧКА ОБРАДА ПОДАТАКА И ПРЕДВИЂАЊЕ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА 180
8.1 Корелациона анализа резултата испитивања 180
8.2 Резултати корелационе анализе података из истраживања 181
8.2.1 Резултати корелационе анализе за први степен преноса 181
8.2.2 Резултати корелационе анализе за други степен преноса 183
8.2.3 Резултати корелационе анализе за трећи степен преноса 185
8.2.4 Резултати корелационе анализе за четврти степен преноса 187

8.3 Креирање регресионог модела за степен искоришћења у појединим степенима преноса 189
9. ЗАКЉУЧАК 192
9.1 Научни допринос дисертације 195
9.2 Анализа постављених хипотеза 195
9.3 Правци даљих истраживања 196
ЛИТЕРАТУРА 198
ПРИЛОЗИ 204

СПИСАК СЛИКА

1	**Слика 3.1**	Шема Равињоновог планетарног преносника: 1) мали централни зупчаник, 2) планетарни зупчаник (сателит), 3) спољни планетарни зупчаник, 4) велики централни зупчаник, 5) централни зупчаник са унутрашњим озубљењем, h) носач планетарних зупчаника	15
2	**Слика 3.2**	Шема концепције R_{15}^{h}	16
3	**Слика 3.3**	Шема концепције R_{15}^{4}	21
4	**Слика 3.4**	Шема концепције R_{45}^{1}	27
5	**Слика 3.5**	Шема концепције R_{h5}^{1}	33
6	**Слика 3.6**	Шема концепције R_{h5}^{4}	39
7	**Слика 3.7**	Шема концепције R_{45}^{h}	45
8	**Слика 3.8**	Услов суседности зупчастог пара 1-2	50
9	**Слика 3.9**	Услов суседности зупчастог пара 3-4	52
10	**Слика 3.10**	Услов суседности зупчастог пара 3-5	53
11	**Слика 3.11**	Приказ 1 склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника	56
12	**Слика 3.12**	Приказ 2 склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника	56
13	**Слика 3.13**	Приказ пресека склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника	57
14	**Слика 3.14**	Приказ склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника без приказа кућишта	57
15	**Слика 3.15**	Приказ демонтаже склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника без приказа кућишта	58
16	**Слика 3.16**	Приказ демонтаже дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника без приказа кућишта	58
17	**Слика 3.17**	Механизам за избор степена преноса планетарног преносника	59
18	**Слика 3.18**	Механизам виљушке	60
19	**Слика 4.1**	Губици снаге у првом степену преноса	67
20	**Слика 4.2**	Губици снаге у другом степену преноса	68
21	**Слика 4.3**	Губици снаге у трећем степену преноса	69
22	**Слика 4.4**	Губици снаге у четвртом степену преноса	70

23	**Слика 4.5**	Губици снаге у петом степену преноса	71
24	**Слика 4.6**	Губици снаге у шестом степену преноса (ход уназад)	72
25	**Слика 4.7**	Модул за прорачун степена искоришћења зупчастих парова	73
26	**Слика 4.8**	Модул за прорачун осталих губитака	75
27	**Слика 4.9**	Губици снаге у првом степену преноса	77
28	**Слика 4.10**	Губици снаге у другом степену преноса	77
29	**Слика 4.11**	Губици снаге у трећем степену преноса	78
30	**Слика 4.12**	Губици снаге у четвртом степену преноса	79
31	**Слика 5.1**	Изведена инсталација са уређајем AT 200	80
32	**Слика 5.2**	Динамометар са одговарајућом полугом	81
33	**Слика 5.3**	Магнетна кочница са динамометром	82
34	**Слика 5.4**	Управљачка јединица уређаја AT 200	82
35	**Слика 5.5**	Избор првог степена преноса	85
36	**Слика 5.6**	Блокирање носача сателита за први степен преноса	86
37	**Слика 5.7**	Избор другог степена преноса	87
38	**Слика 5.8**	Блокирање великог централног зупчаника за други степен преноса	87
39	**Слика 5.9**	Избор трећег степена преноса	88
40	**Слика 5.10**	Блокирање малог централног зупчаника за трећи степен преноса	89
41	**Слика 5.11**	Избор четвртог степена преноса	90
42	**Слика 5.12**	Блокирање малог централног зупчаника за четврти степен преноса	90
43	**Слика 6.1**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	116
44	**Слика 6.2**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	121
45	**Слика 6.3**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	126
46	**Слика 7.1**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	130
47.	**Слика 7.2**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	131
48	**Слика 7.3**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	131
49	**Слика 7.4**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	132
50	**Слика 7.5**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	132
51	**Слика 7.6**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	133

52	**Слика 7.7**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	133
53	**Слика 7.8**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	134
54	**Слика 7.9**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 3	134
55	**Слика 7.10**	Вредности степена искоришћења за први степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за минимални ниво уља 1	135
56	**Слика 7.11**	Вредности степена искоришћења за први степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за средњи ниво уља 2	135
57	**Слика 7.12**	Вредности степена искоришћења за први степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за средњи ниво уља 3	136
58	**Слика 7.13**	Вредности степена искоришћења за други степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за минимални ниво уља 1	136
59	**Слика 7.14**	Вредности степена искоришћења за други степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за средњи ниво уља 2	137
60	**Слика 7.15**	Вредности степена искоришћења за други степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за максимални ниво уља 3	138
61	**Слика 7.16**	Вредности степена искоришћења за трећи степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за минимални ниво уља 1	138
62	**Слика 7.17**	Вредности степена искоришћења за трећи степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за средњи ниво уља 2	139
63	**Слика 7.18**	Вредности степена искоришћења за трећи степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за максимални ниво уља 3	139
64	**Слика 7.19**	Вредности степена искоришћења за четврти степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за минимални ниво уља 1	140
65	**Слика 7.20**	Вредности степена искоришћења за четврти степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за минимални ниво уља 2	140
66	**Слика 7.21**	Вредности степена искоришћења за четврти степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за минимални ниво уља 3	141
67	**Слика 7.22**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља	142
68	**Слика 7.23**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља	142

69	**Слика 7.24**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља	143
70	**Слика 7.25**	Вредности степена искоришћења при 1000 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља	144
71	**Слика 7.26**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља	144
72	**Слика 7.27**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља	145
73	**Слика 7.28**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља	146
74	**Слика 7.29**	Вредности степена искоришћења при 1000 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља	146
75	**Слика 7.30**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у трећем степену преноса за сва три нивоа уља	147
76	**Слика 7.31**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у трећем степену преноса за сва три нивоа уља	148
77	**Слика 7.32**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у трећем степену преноса за сва три нивоа уља	148
78	**Слика 7.33**	Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља	149
79	**Слика 7.34**	Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља	150
80	**Слика 7.35**	Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља	150
81	**Слика 7.36**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	151
82	**Слика 7.37**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	152
83	**Слика 7.38**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	152
84	**Слика 7.39**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	153
85	**Слика 7.40**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	154
86	**Слика 7.41**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	154
87	**Слика 7.42**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	155
88	**Слика 7.43**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	155
89	**Слика 7.44**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	156
90	**Слика 7.45**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса и за сва три нивоа уља	156

91	**Слика 7.46**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса и за сва три нивоа уља	157
92	**Слика 7.47**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса и за сва три нивоа уља	157
93	**Слика 7.48**	Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса и за сва три нивоа уља	158
94	**Слика 7.49**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса и за сва три нивоа уља	158
95	**Слика 7.50**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса и за сва три нивоа уља	159
96	**Слика 7.51**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса и за сва три нивоа уља	159
97	**Слика 7.52**	Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса и за сва три нивоа уља	160
98	**Слика 7.53**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса и за сва три нивоа уља	160
99	**Слика 7.54**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса и за сва три нивоа уља	161
100	**Слика 7.55**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса и за сва три нивоа уља	161
101	**Слика 7.56**	Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса и за сва три нивоа уља	162
102	**Слика 7.57**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	163
103	**Слика 7.58**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	163
104	**Слика 7.59**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	164
105	**Слика 7.60**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	165
106	**Слика 7.61**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	165
107	**Слика 7.62**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	166
108	**Слика 7.63**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	167
109	**Слика 7.64**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	167
110	**Слика 7.65**	Промена нивоа буке при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	168
111	**Слика 7.66**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	169
112	**Слика 7.67**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	169

113	**Слика 7.68**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	170
114	**Слика 7.69**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	170
115	**Слика 7.70**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	171
116	**Слика 7.71**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	171
117	**Слика 7.72**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максималнии ниво уља 3	172
118	**Слика 7.73**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максималнии ниво уља 3	172
119	**Слика 7.74**	Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	173
120	**Слика 7.75**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	174
121	**Слика 7.76**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минималнии ниво уља 1	174
122	**Слика 7.77**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1	175
123	**Слика 7.78**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	176
124	**Слика 7.79**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	176
125	**Слика 7.80**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2	177
126	**Слика 7.81**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	178
127	**Слика 7.82**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	178
128	**Слика 7.83**	Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3	179

СПИСАК ТАБЕЛА

1	**Табела 3.1**	Усвојене вредности бројева зубаца зупчаника Равињоновог планетараног преносника	49
2	**Табела 3.2**	Израчунате вредности преносног односа Равињоновог планетараног преносника у појединим степенима преноса	50
3	**Табела 4.1**	Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у првом степену преноса	76
4	**Табела 4.2**	Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у другом степену преноса	77
5	**Табела 4.3**	Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у трећем степену преноса	78
6	**Табела 4.4**	Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у четвртом степену преноса	78
7	**Табела 5.1**	Бројеви обртаја по степенима преноса	84
8	**Табела 5.2**	План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у првом степену преноса	86
9	**Табела 5.3**	План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у другом степену преноса	88
10	**Табела 5.4**	План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у трећем степену преноса	89
11	**Табела 5.5**	План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у четвртом степену преноса	90
12	**Табела 5.6**	План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у првом степену преноса	91
13	**Табела 5.7**	План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у другом степену преноса	91
14	**Табела 5.8**	План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у трећем степену преноса	92
15	**Табела 5.9**	План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у четвртом степену преноса	92

16	**Табела 6.1**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	93
17	**Табела 6.2**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	94
18	**Табела 6.3**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	94
19	**Табела 6.4**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	95
20	**Табела 6.5**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	96
21	**Табела 6.6**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	96
22	**Табела 6.7**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	97
23	**Табела 6.8**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	98
24	**Табела 6.9**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	98
25	**Табела 6.10**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	99
26	**Табела 6.11**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	100
27	**Табела 6.12**	Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	100
28	**Табела 6.13**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	101
29	**Табела 6.14**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	102
30	**Табела 6.15**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	102
31	**Табела 6.16**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	103
32	**Табела 6.17**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	103
33	**Табела 6.18**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	104
34	**Табела 6.19**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	104

35	**Табела 6.20**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	105
36	**Табела 6.21**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	105
37	**Табела 6.22**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	106
38	**Табела 6.23**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	106
39	**Табела 6.24**	Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	107
40	**Табела 6.25**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	107
41	**Табела 6.26**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	108
42	**Табела 6.27**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)	108
43	**Табела 6.28**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	109
44	**Табела 6.29**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	109
45	**Табела 6.30**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	110
46	**Табела 6.31**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	110
47	**Табела 6.32**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	111
48	**Табела 6.33**	Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	111
49	**Табела 6.34**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	112
50	**Табела 6.35**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	112
51	**Табела 6.36**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	112
52	**Табела 6.37**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	113
53	**Табела 6.38**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	113

54	**Табела 6.39**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)	113
55	**Табела 6.40**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	114
56	**Табела 6.41**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	114
57	**Табела 6.42**	Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)	114
58	**Табела 6.43**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	115
59	**Табела 6.44**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	115
60	**Табела 6.45**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	116
61	**Табела 6.46**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	117
62	**Табела 6.47**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	117
63	**Табела 6.48**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	117
64	**Табела 6.49**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	118
65	**Табела 6.50**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	118
66	**Табела 6.51**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	118
67	**Табела 6.52**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	119
68	**Табела 6.53**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	119

69	**Табела 6.54**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)	119
70	**Табела 6.55**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	120
71	**Табела 6.56**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	120
72	**Табела 6.57**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	120
73	**Табела 6.58**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	121
74	**Табела 6.59**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	122
75	**Табела 6.60**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	122
76	**Табела 6.61**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	122
77	**Табела 6.62**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	123
78	**Табела 6.63**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	123
79	**Табела 6.64**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	123
80	**Табела 6.65**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	124
81	**Табела 6.66**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)	124
82	**Табела 6.67**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	124

83	**Табела 6.68**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	125
84	**Табела 6.69**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	125
85	**Табела 6.70**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	126
86	**Табела 6.71**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	127
87	**Табела 6.72**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	127
88	**Табела 6.73**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	127
89	**Табела 6.74**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	128
90	**Табела 6.75**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	128
91	**Табела 6.76**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	128
92	**Табела 6.77**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	129
93	**Табела 6.78**	Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)	129
94	**Табела 8.1**	Интерпретација корелационе везе	180
95	**Табела 8.2**	Пирсонов коефицијент корелације у првом степену преноса	182
96	**Табела 8.3**	Спирманов коефицијент корелације у првом степену преноса	182
97	**Табела 8.4**	Кендалов коефицијент корелације у првом степену преноса	183
98	**Табела 8.5**	Пирсонов коефицијент корелације у другом степену преноса	184
99	**Табела 8.6**	Спирманов коефицијент корелације у другом степену преноса	184

100	**Табела 8.7**	Кендалов коефицијент корелације у другом степену преноса	185
101	**Табела 8.8**	Пирсонов коефицијент корелације у трећем степену преноса	186
102	**Табела 8.9**	Спирманов коефицијент корелације у трећем степену преноса	186
103	**Табела 8.10**	Кендалов коефицијент корелације у трећем степену преноса	187
104	**Табела 8.11**	Пирсонов коефицијент корелације у четвртом степену преноса	188
105	**Табела 8.12**	Спирманов коефицијент корелације у четвртом степену преноса	188
106	**Табела 8.13**	Кендалов коефицијент корелације у четвртом степену преноса	189
107	**Табела 8.14**	Вредности фактора F и коефицијента детерминације R^2 за прва четири степена преноса	190
108	**Табела 8.15**	Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у првом степену преноса	190
109	**Табела 8.16**	Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у другом степену преноса	190
110	**Табела 8.17**	Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у трећем степену преноса	191
111	**Табела 8.18**	Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у четвртом степену преноса	191

СПИСАК СКРАЋЕНИЦА И СТРАНИХ ИЗРАЗА

AHP	Analytic Hierarchy Process	аналитички хијерархијски процес
CFD	Computational Fluid Dynamics	рачунарска динамика флуида
EGT	Epicyclic Gear Train	епициклични зупчасти преносник
FZG	Forschungsstelle für Záhnräder und Getriebebau	специјализовани испитни уређај
GUI	Graphical User Interface	графички кориснички интерфејс
PIV	Particle Image Velocimetry	велосиметрија слике честица
RPP	Ravigneaux planetary gearset	Равињонов планетарни преносник
TOPSIS	The Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution	техника за одређивање ранга перформанси помоћу сличности са идеалним решењем
VOF	Volume of fluid method	метода запреминског удела
r	Pearson's r	Пирсонов коефицијент корелације
ρ	Spearman's ρ	Спирманов коефицијент корелације рангова
τ	Kendall's τ	Кендалов тау

СПИСАК ОЗНАКА

A, B, C	Константе помоћу којих се одређују кинематске вискозности уља при реалним радним температурама
b	Ширина зупчаника
d_1	Пречник подеоног круга зупчаника
d_{v1}	Пречник вратила на месту постављања заптивача
dw_1	Пречник кинематског круга
F_1	Уравнотежавајућа сила
F_5	Сила кочења
F_{bt}	Нормална сила на боку зупца
F_t	Обимна сила
h	Дубина урањања зупчаника у уље
h_{a2}	Висина главе зупца планетарног зупчаника 2
H_V	Фактор губитка снаге
I	Јачина струје
$i_{1(I)}$, $i_{1(II)}$, $i_{1(III)}$, $i_{1(IV)}$, $i_{1(V)}$, $i_{1(VI)}$	Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан у односу на мали централни зупчаник 1 у првом, другом, трећем, четвртом, петом и шестом степену преноса
$i_{2(I)}$, $i_{2(II)}$, $i_{2(III)}$, $i_{2(IV)}$, $i_{2(V)}$, $i_{2(VI)}$	Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан у односу на централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5 у првом, другом, трећем, четвртом, петом и шестом степену преноса
$i_{3(I)}$, $i_{3(II)}$, $i_{3(III)}$, $i_{3(IV)}$, $i_{3(V)}$, $i_{3(VI)}$	Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан у односу на мали централни зупчаник 1 у првом, другом, трећем, четвртом, петом и шестом степену преноса
$i_{4(I)}$, $i_{4(II)}$, $i_{4(III)}$, $i_{4(IV)}$, $i_{4(V)}$, $i_{4(VI)}$	Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан у односу на централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5 у првом, другом, трећем, четвртом, петом и шестом степену преноса
i_{01}	Кинематски преносни однос планетарног преносника
i_{pp}	Преносни однос планетарног преносника
i_{pp1}	Преносни однос Равињоновог планетараног преносника у првом степену преноса
i_{pp2}	Преносни однос Равињоновог планетараног преносника у другом степену преноса
i_{pp3}	Преносни однос Равињоновог планетараног преносника у трећем степену преноса

i_{pp4}	Преносни однос Равињоновог планетараног преносника у четвртом степену преноса
i_{pp5}	Преносни однос Равињоновог планетараног преносника у петом степену преноса
i_{pp6}	Преносни однос Равињоновог планетараног преносника у шестом степену преноса (за ход уназад)
l_1	Дужина полуге на динамометру
l_5	Дужина полуге на кочници
l_{min}	Минимална дужина контакта зупчастог пара (једнака је ширини зупчаника са правим зупцима)
m	Број спрегнутих чланова са спољним озубљењем
n	Број обртаја
n_1	Број обртаја малог централног зупчаника 1
n_{2s}	Сопствени број обртаја планетарног зупчаника 2
n_{3s}	Сопствени број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3
n_4	Број обртаја великог централног зупчаника 4
n_5	Број обртаја излазног вратила планетарног преносника
n_{em}	Број обртаја електромотора
n_h	Број обртаја носача планетарних зупчаника
N	Број планетарних зупчаника (сателита)
N_{12}	Максимални број планетарних зупчаника који се могу поставити око малог централног зупчаника 1
N_{34}	Максимални број спољњих планетарних зупчаника који се могу поставити око великог централног зупчаника 4
N_{35}	Максимални број спољњих планетарних зупчаника који се могу поставити око централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5
P_1	Снага на улазу планетарног преносника
P_2	Снага на излазу планетарног преносника
P_5	Снага на излазном вратилу планетарног преносника
P_A	Улазна снага
P_G	Укупни губици снаге
P_{GZ}	Губици снаге у спрези зупчастих парова проузроковани оптерећењем
P_{GZ0}	Губици снаге при празном ходу зупчаника, узроковани отпором при захватању и мешању уља током подмазивања потапањем
P_{GL}	Губици снаге у котрљајним и клизним лежајима проузроковани оптерећењем

P_{GL0}	Губици снаге у котрљајним и клизним лежајима узроковани вискозним отпором при захватању уља током подмазивања потапањем
P_{GD}	Губици снаге на местима заптивача вратила
P_{G0}	Губици снаге у празном ходу
P_{GX}	Губици снаге у осталим агрегатима планетарног преносника
P_1^h	Улазна снага на малом централном зупчанику 1
P_5^h	Излазна снага на централном зупчанику са унутрашњим озубљењем 5
P_G^h	Утрошена снага на савладавање трења у планетарном преноснику са блокираним носачем
R_a	Средња аритметичка храпавост бокова зубаца зупчаника
R_{a1}, R_{a2}	Средња аритметичка храпавост бокова зубаца зупчаника 1 и 2
t	Време
T_1	Обртни момент на улазу
T_5	Обртни момент на излазном вратилу планетарног преносника
u	Преносни однос
v_t	Обимна брзина
z_1	Број зубаца малог централног зупчаника 1
z_2	Број зубаца планетарног зупчаника (сателита) 2
z_3	Број зубаца спољњег планетарног зупчаника 3
z_4	Број зубаца великог централног зупчаника 4
z_5	Број зубаца централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5
X_L	Фактор корекције уља
α_t	Угао нагиба профила алата
β_b	Угао нагиба зупца на основном кругу
ε_1, ε_2	Парцијални степени спрезања
ε_α	Степен спрезања профила
η	Степен искоришћења планетарног преносника
η_{15}^h	Степен искоришћења планетарног преносника за дату концепцију
η_{VZ}	Степен искоришћења спреге зупчаника
η_{oil}	Динамичка вискозност уља на одговарајућој температури уља
θ	Температура
μ_m	Средња вредност коефицијента трења
ν	Кинематска вискозност
ν_{40}	Кинематска вискозност уља на 40°C

$v_{\Sigma C}$	Збирна обимна брзина у тачки додира
ρ_{redC}	Смањени радијус закривљености у тачки додира
ω_1	Угаона брзина на улазу
ω_5	Угаона брзина излазног вратила планетарног преносника

1. УВОД

Примена аутоматских мењача у аутомобилској индустрији датира с почетка двадесетог века. Међутим, највећа заступљеност ових система остварена је у последњој деценији. Континуирано техничко усавршавање, посебно кроз развој вишестепених планетарних преносника, омогућава испуњавање строгих захтева у погледу енергетске и еколошке ефикасности. Ови системи имају значајан утицај на редукцију буке, вибрација и загревања, што представља кључни допринос очувању животне средине. Међутим, развој и имплементација ових сложених компонената представљају технички изазов, јер захтевају високу прецизност израде, коришћење квалитетних материјала и детаљну техничко-технолошку документацију, као и ангажовање стручног кадра високог нивоа специјализације.

Планетарни преносници налазе све већу примену у савременим системима преноса снаге, захваљујући својој коаксијалној конструкцији која омогућава смањење масе и габарита у односу на класичне преноснике. Једна од њихових главних предности је могућност остваривања широког опсега преносних односа, што конструкторима омогућава већу слободу при пројектовању решења за пренос снаге. Осим високог степена искоришћења, ови преносници се одликују и великом густином снаге, односно способношћу да пренесу значајну снагу у односу на своју величину. Ова карактеристика је резултат оптималног коришћења унутрашњег простора, где распоред већег броја сателита око централног зупчаника омогућава равномерну расподелу оптерећења на више зубаца. На тај начин се смањује напрезање по зупцу и повећава укупна издржљивост система, што их чини идеалним за примену у захтевним радним условима.

Међутим, без обзира на њихове предности, планетарни преносници имају одређене губитке снаге који утичу на укупан степен искоришћења. Основни извори губитака обухватају трење (на зупцима зупчаника приликом спрезања, у лежајима и заптивкама), као и хидрауличке губитке (услед отпора мешања уља у кућишту и циркулације уља за подмазивање). Иако је механички степен искоришћења планетарних преносника веома висок, он зависи од преносног односа, оптерећења и броја обртаја. Због тога се у континуираном развоју посебна пажња посвећује оптимизацији подмазивања и избору материјала како би се трење свело на минимум, чиме се додатно повећава степен искоришћења.

Равињонов планетарни преносник (енгл. *Ravigneaux planetary gearset*) представља посебан тип сложеног преносника који се најчешће користи у аутоматским мењачима. Његова главна предност лежи у могућности да омогући вишеструке преносне односе са релативно малим бројем компоненти. Његову конструкцију чине два централна зупчаника (један већи и један мањи), један носач планетарних зупчаника и један централни зупчаник са унутрашњим озубљењем. Носач, који је заједнички, носи два сета планетарних зупчаника: сателите (мање) и спољње (веће). Ефикасност ове конструкције лежи у постизању различитих брзина једноставним контролисањем погона или блокирањем појединих елемената. Променом елемената који се погоне или блокирају, могуће је добити различите степене преноса напред, као и степен преноса уназад. Ова флексибилност, у комбинацији са употребом ламеластих спојница и кочница, омогућава брзу и лаку промену степена преноса. Због своје компактности и смањеног броја делова, Равињонов преносник је економичнији и лакши од других сложених преносника, што га чини идеалним избором за модерне аутоматске мењаче.

1.1 Предмет и циљ истраживања

Предмет истраживања ове докторске дисертације је идентификација и анализа различитих утицајних фактора на губитке снаге, као и одређивање степена искоришћења код конструисаног вишестепеног планетарног преносника.

Основни циљеви ове докторске дисертације обухватају развој, пројектовање и израду одговарајућег функционалног модела вишестепеног планетарног преносника са реализованим уређајем за промену степена преноса и контролисано заустављање појединих елемената преносника (носача сателита, мањег централног зупчаника и већег централног зупчаника). Крајњи циљ дисертације је формирање математичког и експерименталног модела који ће омогућити тачно предвиђање губитака снаге и одређивање степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника.

1.2 Полазне хипотезе докторске дисертације

Узимајући у обзир досадашња истраживања у области анализе губитака снаге и одређивања степена искоришћења, као и имајући у виду предмет и циљеве докторске дисертације, дефинисане су следеће полазне хипотезе:

- Спровођењем експерименталног истраживања могуће је одредити најважније утицајне факторе на губитке снаге и степен искоришћења, као и на промену температуре, интензитета буке и нивоа вибрација у вишестепеном планетарном преноснику.
- Постоји узајамна зависност између губитака снаге, тј. степена искоришћења од степена преноса планетарног преносника, односно преносног односа.
- Постоји узајамна зависност између губитака снаге, односно степена искоришћења од нивоа уља при истом броју обртаја у вишестепеном планетарном преноснику.
- Утицај промене радне температуре на ниво вибрација и буке у вишестепеном планетарном преноснику је доминантан.

1.3 Очекивани резултати докторске дисертације

На основу дефинисаних циљева и полазних хипотеза, очекују се следећи резултати и научни доприноси докторске дисертације:

- Развој и реализација вишестепеног планетарног преносника са пет степена преноса (брзина) и једним степеном преноса за кретање уназад са одговарајућим уређајима за мењање степена преноса и контролисано заустављање појединих елемената преносника, у зависности од активног степена преноса.
- Експериментално одређивање губитака снаге, односно степена искоришћења, у различитим радним условима анализираног вишестепеног планетарног преносника.
- Смањење губитака снаге и повећање степена искоришћења са променом степена преноса мењача, односно са смањењем преносног односа.
- Повећање губитака снаге и смањење степена искоришћења са повећањем нивоа уља при истом броју обртаја.
- Смањење вискозности уља са порастом радне температуре, што доводи до раста нивоа вибрација у вишестепеном планетарном преноснику.

1.4 Садржај докторске дисертације

Докторска дисертација се састоји из једанаест поглавља.

Прво поглавље ове докторске дисертације пружа уводни преглед кључних информација о планетарним преносницима. У оквиру овог поглавља прецизно су дефинисани предмет и циљеви истраживања, као и основне хипотезе које ће бити разматране и тестиране током даљег рада.

Друго поглавље представља свеобухватан преглед научне литературе, са фокусом на анализу губитака снаге и степена искоришћења код планетарних преносника. Кроз критичко разматрање постојећих студија, циљ је идентификација кључних фактора који утичу на карактеристике преносника, а који су релевантни за смањење масе, повећање носивости, као и редукцију буке и вибрација. На основу овог прегледа, поглавље поставља темеље за дефинисање методологије истраживања која ће бити примењена у даљем раду.

Треће поглавље ове дисертације пружа детаљан приказ прорачуна и конструкционог решења пројектованог вишестепеног планетарног преносника. У њему су обухваћени и пројектовање и функционисање механизама за промену степена преноса и заустављање појединих елемената.

Четврто поглавље посвећено је развоју аналитичког модела за одређивање губитака снаге у вишестепеном планетарном преноснику. Детаљно су анализирани сви релевантни извори губитака енергије, укључујући губитке у зупчастим паровима, котрљајним и клизним лежајима, као и губитке настале на заптивачима вратила. Као важан резултат овог дела истраживања, развијен је софтверски алат за прецизан прорачун свих наведених губитака.

Пето поглавље ове дисертације посвећено је експерименталном делу истраживања. У њему су детаљно приказани испитна и мерна опрема, као и план експерименталних истраживања. Експерименти обухватају одређивање степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника и анализу утицаја температуре на ниво буке и вибрација.

Шесто поглавље посвећено је приказу и анализи резултата експерименталних истраживања. У овом поглављу су приказане промене степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника у зависности од улазних бројева обртаја, излазних обртних момената и нивоа уља у систему. Поред тога, поглавље садржи графички приказ зависности између излазног обртног момента и степена искоришћења за сваку брзину. Извршена је и детаљна анализа промена температуре, нивоа буке и вибрација у различитим радним условима и степенима преноса, са циљем утврђивања њиховог утицаја на карактеристике преносника.

Седмо поглавље је посвећено свеобухватној анализи и дискусији резултата истраживања. Циљ анализе је да се квантитативно и квалитативно утврде фактори који имају највећи утицај на степен искоришћења вишестепеног планетарног преносника. Извршена је детаљна анализа утицаја преносног односа на степен искоришћења. Посебна пажња је посвећена промени степена искоришћења при истим режимима броја обртаја у различитим степенима преноса. Испитивање је спроведено за три различита нивоа уља у

преноснику. Анализирано је како промена нивоа уља утиче на укупни степен искоришћења. У току експерименталног истраживања су прикупљени подаци о промени температуре, као и интензитета буке и вибрација. Кроз корелациону анализу, утврђен је њихов директан утицај и међусобна повезаност са степеном искоришћења.

Осмо поглавље посвећено је статистичкој обради експерименталних података, са циљем утврђивања односа између мерених параметара и степена искоришћења. За спровођење свеобухватне корелационе анализе и обезбеђивање упоредивости резултата, коришћене су три различите методе за рачунање корелационих коефицијената: Пирсонов коефицијент, Спирманов коефицијент и Кендалов тау коефицијент. Ова анализа је омогућила поуздано утврђивање нивоа утицаја појединих фактора на карактеристике преносника. На основу прикупљених експерименталних података софтверски пакет *Minitab 19* се користио за генерисање регресионих једначина и израду предиктивног модела за процену степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника.

У деветом поглављу су на основу свих добијених програмских и експерименталних резултата, изведени коначни закључци у вези са губицима снаге и степеном искоришћења вишестепеног планетарног преносника. Извршена је детаљна критичка анализа резултата у смислу потврђивања или оповргавање сваке од постављених полазних хипотеза. Тиме је јасно дефинисан научни допринос дисертације у области прорачуна губитака снаге и анализе ефикасности преносника. Дате су препоруке и смернице за даљи развој аналитичког модела, проширење експерименталних истраживања и унапређење софтверског решења у оквиру анализиране области.

Десето поглавље садржи списак коришћене литературе, који обухвата све референтне изворе – научне радове, монографије, стручне публикације и стандарде – који су коришћени и цитирани током израде докторске дисертације.

Прилози су приказани у једанаестом поглављу и садрже допунски материјал који доприноси потпунијем разумевању конструкције, функционисања и истраживачких аспеката вишестепеног планетарног преносника. Приказана је налепница за брзу идентификацију и избор степена преноса. Ова шема јасно дефинише улогу сваког елемента (погонски, блокирани и излазни елемент) за одговарајући степен преноса. Додати су релевантни делови техничке документације који пружају јасан приказ конфигурација свих шест степени преноса, што служи као визуелна референца за анализиране механизме. На крају су приказани мерни уређаји за мерење температуре, буке и вибрација, заједно са њиховим основним техничким подацима.

2. ПРЕГЛЕД И АНАЛИЗА ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Код вишестепених планетарних преносника, анализа губитака снаге и одређивање степена искоришћења као параметра за оцену енергетске ефикасности, представљају најважнији критеријум за оцену поузданости конструкције. У савременој техничкој литератури, за одређивање степена искоришћења планетарних преносника, разрађене су две методе. Прва метода заснива се на прорачуну сила и спољних оптерећења, при чему узима у обзир трења у спрегама и ослонцима, али недовољно је поуздана. Друга метода даје приближне резултате, јер се занемарају хидраулички губици у уљу и центрифугалне силе инерције сателита. Ипак, чешће се примењује, зато што узима у обзир степен искоришћења планетарног преносника са блокираним носачем. Спровођењем експерименталних испитивања, могуће је са задовољавајућом тачношћу одредити укупне губитке код ових планетарних преносника.

Губици снаге у мењачима се могу поделити према томе да ли зависе или не зависе од оптерећења које се преноси. У вишестепеним планетарним преносницима они могу да потичу од губитака који се јављају при спрезању зупчаника, од губитака у лежајима, губитака у заптивкама и губитака насталих услед мешања и распршивања уља.

Повећање степена искоришћења и одређивање губитака снаге код планетарних преносника представља нови изазов још у фази развоја производа. У радовима многих истраживача из ове области, може се видети спроведена анализа утицаја различитих фактора на губитке снаге код планетарних преносника, што је у највећем броју случајева и верификовано добијеним експерименталним резултатима.

Хилдебранд (*Hildebrand*) и сарадници су кроз студију [1] дали анализу утицаја различитих параметара при интеракцији машинских елемената који изводе обртно кретање са флуидом у мењачима и одређивали су губитке снаге који не зависе од оптерећења. Анализирали су три различите варијанте зупчаника, једну референтну и две модификоване варијанте: зупчаник са дуплом ширином и зупчаник са половином вредности модула, за оба смера ротације. Коришћена су три минерална уља са различитим вредностима вискозности и три различите дубине урањања зупчаника. За сваки параметар су анализиране четири вредности обимне брзине v_t = {10, 20, 30, 40} m/s. Нумерички, експериментални и аналитички резултати су представљени и међусобно упоређени. Поређење резултата нумеричке симулације и експерименталних испитивања показало је добро слагање у смислу величине и тренда, посебно у погледу утицаја дубине урањања и смера ротације.

Конкли (*Concli*) и Горла (*Gorla*) [2] су представили специфичне моделе за предвиђање губитака снаге код планетарних преносника код којих се у односу на обичне мењаче јављају додатни губици снаге настали при померању (бућкању) уља. У раду [2] су представили методологију за израчунавање губитака снаге зупчаника који не зависе од оптерећења. Ова методологија се заснива на рачунарској динамици флуида (*Computational Fluid Dynamics, CFD*). Применом методе запреминског удела (*Volume of Fluid Method, VOF*), у комбинацији са специјализованим алатима за дискретизацију сложене геометрије преносника, могуће је исправно одредити брзине и поља притиска уља у мењачу. Експериментална испитивања су спроведена за различите бројеве обртаја у опсегу између n=250÷1500 min^{-1}, за различите температуре у опсегу од 20÷85°C и за различите статичке нивое уља од -20 mm у односу на осу мењача до нивоа потпуне напуњености кућишта. Анализом добијених резултата се види да се губици снаге

повећавају са повећањем броја обртаја за сваки ниво уља и температуре, док се смањују са повећањем температуре уља због смањења густине и вискозности флуида. Повећањем статичког нивоа уља се повећавају губици снаге. Ови резултати су указали на важност могућности предвиђања губитака снаге током фазе конструисања како би се у што већој мери смањили губици снаге, а тиме и радна температура.

Џу (*Zhu*) и Даи (*Dai*) [3] су предложили серију формула за предвиђање губитака снаге за зупчаник који ради делимично потопљен у уљу. Представљени модел узима у обзир дубину урањања у реалном времену уместо статичке дубине урањања. Овако добијени теоретски резултати се у великој мери слажу са експерименталним подацима. Да би се одредио ниво губитака снаге услед буђкања, потребно је да се од укупног обртног момента зупчаника који се подмазују прскањем уља, одузму губици електричне енергије додатне опреме, који се углавном јављају као последица отпора у лежајима. Ови губици су експериментално добијени из основних испитивања система зупчаника без присуства уља. Максимални број обртаја у току експеримента, износио је n=12000 min^{-1}. Добијени резултати експерименталног испитивања су показали да када број обртаја прелази 2000 min^{-1}, губици услед буђкања постају мањи, али се не могу занемарити.

Мастроне (*Mastrone*) и сарадници су у својој студији [4] успешно комбиновали експериментална запажања и CFD моделирање како би оценили применљивост нумеричког приступа за предвиђање дистрибуције уља и дали допринос бољем разумевању понашања уља у планетарним преносницима. Проток уља праћен је кроз провидан поклопац кућишта помоћу камере са великом брзином снимања. Испитивања су спроведена у опсегу броја обртаја n=81÷324 min^{-1}, а разматрана су два нивоа урањања уља: низак ниво, до висине од три нормална модула, и висок ниво, који одговара нивоу до средишње линије зупчаника. При нижим бројевима обртаја, уочени су уљни прстенови који настају услед задржавања уља у контактној зони са зупчаницима, што доводи до формирања кружних трагова. Насупрот томе, при вишим бројевима обртаја, услед изражених центрифугалних ефеката, уље се одбацује према зидовима кућишта, те се прстен формира дуж унутрашње површине.

Ставицки (*Stavytskyi*) и сарадници су у свом раду [5] приказали развој савремене методологије за прорачун хидродинамичких губитака снаге код зупчаника са великим бројем обртаја. За сваки зупчаник који је делимично или потпуно уроњен у уље, снага утрошена за савладавање хидромеханичког отпора може бити представљена као збир следећих губитака: услед деловања Кориолисове силе, услед вискозног трења на периферији зупчаника и услед трења вискозности на предњој страни зупчаника. Задовољавајуће слагање између теоријских и експерименталних резултата омогућава да се добијене аналитичке зависности препоруче за практичне прорачуне код зупчаника који раде при великим бројевима обртаја. Предложена метода за прорачун хидродинамичких губитака снаге (услед отпора уља при обртању зупчаника) показује високу тачност, са грешком у опсегу од 1–9% у односу на експерименталне податке. Важно је напоменути да промена ових губитака у зависности од степена преноса углавном следи закон кубне параболе, али ова зависност је поуздана само до одређене граничне вредности броја обртаја од n=4000 min^{-1}. Даљим повећањем броја обртаја долази до смањења количине расположивог уља око зупчаника. Ово се дешава јер центрифугалне силе избацују из простора више уља него што је количина уља која успе да уђе кроз његове бочне делове. При значајно високим бројевима обртаја, у опсегу од

n=5000÷7000 min^{-1}, смањење количине уља у простору је приметно. Као директна последица тога, губици снаге услед хидродинамичког отпора се благо смањују.

Тамада (*Tamada*) и сарадници су у раду [6] представили приступ пројектовања вишестепеног планетараног преносника примењеног у аутомобилској индустрији са једноставнијим и побољшаним карактеристикама ефикасности механичког протока снаге коришћењем *CAD CAM* моделирања. Степен искоришћења у сваком степену преноса су израчунавали коришћењем Дел Кастиљовог (*DelCastillo's*) принципа. На основу прорачуна, закључили су да петостепени мењачи имају за 1% већи просечни степен искоришћења у односу на седмостепене мењаче.

Хусен (*Hussen*) и сарадници су у раду [7] анализирали губитке који настају услед трења клизања код зупчаника. Уједно су дали преглед постојећих метода за прорачун степена искоришћења код планетарних преносника, који се могу сврстати у две основне категорије. Првој категорији припадају радови [8], [9], [10], [11] и [12] у којима израчунавање степена искоришћења зависи од равнотеже обртног момента система, док се у другу категорију сврставају радови који се ослањају на концепт потенцијалне снаге [13] и [14], концепт латентне снаге [15] и концепт виртуалне снаге [16] и [17].

Бони (*Boni*) и сарадници су објавили студију [18] која је за циљ имала да експериментално истражи губитке снаге који настају код планетарног преносника при мешању уља. Губици снаге су одређени у зависности од измереног обртног момента и од утицајних фактора као што су: број обртаја, температура, ниво уља и број сателита. Губици снаге планетарног преносника су мерени за бројеве обртаја n=200÷1200 min^{-1}, за различите нивое потапања зупчаника између -57 mm и +45 mm у односу на осу, при три различите температуре уља: 30°C, 50°C и 70°C и при различитом броју сателита (3 сателита, 2 сателита + 1 стационарни цилиндар, 1 сателит + 2 стационарна цилиндра и 3 стационарна цилиндра). Показало се да повећање температуре уља доводи до умереног смањења губитка снаге при мешању. Губици снаге проузроковани мешањем уља при примени три стационарна, глатка цилиндра приближно су једнаки губицима које изазива један сателит. Највећи утицај на пораст губитака снаге услед мешања уља има повећање броја обртаја.

Клавац (*Clavac*) и Корка (*Korka*) су у оквиру пројекта [19] упоредили аналитички израчунате вредности степена искоришћења са резултатима експерименталних испитивања и утврдили веома добро слагање. Мерење пренетог оптерећења кроз мењач изведено је помоћу две прирубнице (тип T 01 0FS, произвођача HBM) — прва је била постављена испред улазног вратила, а друга иза излазног. Помоћу ових уређаја су мерени обртни моменти и бројеви обртаја. У првој фази експеримента је мењач радио при максималном броју обртаја n_1=1500 min^{-1}, и шест различитих вредности улазног обртног момента M_{t1}=6, 8, 10, 12, 14, 16 Nm, док је мерење излазног обртног момента вршено за сваки радни услов који одговара различитим улазним обртним моментима. У другој фази експеримента, мењач је радио наизменично при шест вредности бројева обртаја n_1=1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500 min^{-1}, док је улазни обртни момент одржаван на константној вредности M_{t1}=16 Nm. При повећању улазног обртног момента са 6 на 16 Nm и уз одржавање броја обртаја на нивоу 1500 min^{-1}, повећава се степен искоришћења мењача са око 85% на скоро 94%. У другој фази експеримента повећањем броја обртаја са 1000 на 1500 min^{-1}, уз одржавање улазног момента на 16 Nm, степен искоришћења расте са 91% на 94%.

Конкли (*Concli*) и Кунен (*Coenen*) су у свом истраживању [20] проучавали нови облик зубаца зупчаника аналитичким путем и нумеричком анализом. До повећања степена искоришћења долази услед екстремног смањења модула зупчаника. Ова измена, заједно са другим модификацијама облика зубаца (угао додирнице, померање профила, итд.), омогућава смањење релативног клизања између бокова зубаца и самим тим долази до смањења губитака снаге. *CFD* моделирање је показало да овако оптимизован облик зубаца зупчаника доводи и до смањења губитака снаге при мешању. Поред уштеде енергије, модификације подразумевају и смањење радне температуре што омогућава боље карактеристике без достизања превисоких температура. Нови облик зубаца успешно је верификован кроз експериментална испитивања. Ова тестирања су изведена у интерној лабораторији компаније *Bonfiglioli Mechatronic Research S.p.A.*

Хен (*Höhn*) и сарадници су у свом раду [21] представили врсте губитака снаге који се јављају у аутоматском мењачу. Изазови ових нових приступа захтевају проналажење адекватног компромиса између смањења губитка снаге, с једне стране, и носивости оптерећења и својстава буке, с друге стране. За максималну оптимизацију степена искоришћења, неопходно је пронаћи алтернативна решења за концепцију зупчаника и лежаја, као и за тип мазива, вискозност и метод снабдевања компоненти мазивом. Утврђено је да се применом мазива типа (*polyglycol PG320*) може остварити уштеда енергије до 20% директно на рачун смањења губитака.

Пенестри (*Pennestri*) и Валентини (*Valentini*) су у раду [22] пошли од доказа формула које је првобитно предложио Радзимовски (*Radzimovsky*) [23] у циљу приказа нумеричке еквивалентности различитих приступа доступних за израчунавање степена искоришћења епицикличних зупчаника са два степена слободе. Епициклични зупчасти преносник снаге (*Epicyclic Gear Train, EGT*) са два степена слободе представља основу многих сложених зупчастих преносника, а анализа степена искоришћења је основни корак у процесу пројектовања преносника. Они су у приказаним процедурама у свом раду узели у обзир само губитке у вези, занемарили су ефекте инерцијалних сила и губитке који зависе од брзине и оптерећења. Пенестри (*Pennestri*) и Валентини (*Valentini*) су по дефиницији и систематичним извођењем дошли до формуле за степен искоришћења која се поклапа са изразом који је извео Радзимовски. Исте формуле о којима се говори у раду [22] изведене су коришћењем различитих принципа механике од стране других истраживача: Мерит (*Merrit*) [24], Мекмилан (*Macmillan*) [25], Штраух (*Strauch*) [26], Мађоре (*Maggiore*) [27], Монастеро (*Monastero*) [28], Лукас (*Lucas*) [29] и Анрио (*Henriot*) [30]. Приступ Мерита су користили аутори Хсијех (*Hsieh*) и Цаи (*Tsai*) у свом раду [31].

Ђијењинг (*Jianying*) и Ћингчун (*Qingchun*) су у раду [32] дали резултате анализе расподеле снаге и прорачун степена искоришћења за конкретан пример сложеног и затвореног планетарног преносника типа *2K-H,* чиме су показали да је примењени графички приказ једноставна, интуитивна и практична метода.

Пенестри (*Pennestri*) и Валентини (*Valentini*) су у сарадњи са аутором Маритијем (*Mariti*) у раду [33] и са аутором Дел Пиом (*Del Pio*) у раду [34] применом методе графова анализирали кретање, ток снаге и степен искоришћења планетарних зупчастих преносника са цилиндричним и конусним зупчаницима. Приступ се заснива на графичком приказу кинематичких веза и дати су нумерички примери који додатно илуструју применљивост на трансмисије хибридних возила са епицикличним зупчаницима. Приступ заснован на теорији графова показао се као практичан и ефикасан

алат за анализу преносника. Ова метода омогућава систематично уочавање свих могућих конфигурација преносника, као и прецизно одређивање степена искоришћења за сваку од тих конфигурација.

У раду [35], Дел Кастиљо (*Del Castillo*) је представио две процедуре за добијање аналитичког израза за израчунавање степена искоришћења планетарних преносника. Прва процедура користи једначине брзине и обртног момента и концепт виртуелних преносних односа зупчаника. Друга процедура се заснива на односу излазног броја обртаја и снаге која се преноси зупчастим паром.

Салгадо (*Salgado*) и Дел Кастиљо (*Del Castillo*) су у радовима [36] и [37] анализирали ток снаге и степен искоришћења планетарних преносника са више чланова помоћу методе графова.

Курт (*Kurth*) је у својој докторској дисертацији [38] између осталог дао детаљан преглед губитака снаге и доступних метода прорачуна степена искоришћења планетарних зупчастих преносника. Губици снаге у преносницима примарно потичу од силе трења, и то као последица подмазивања (хидраулички губици) и услед контактних оптерећења између чврстих тела која се међусобно котрљају и клизе (механички губици).

Ниман (*Niemann*) и Винтер (*Winter*) су у раду [39] анализирали укупне губитке у планетарним преносницима. Њихова анализа је показала да у расподели губитака снаге доминирају губици снаге зупчастих парова који зависе од оптерећења. Ово је посебно изражено при номиналном оптерећењу и обимној брзини. С друге стране, утврдили су да губици снаге који потичу од заптивача и осталих помоћних компоненти имају врло мали утицај на укупан биланс губитака.

Михаелис (*Michaelis*) и сарадници у раду [40] истичу да се борба против будуће енергетске несташице не сме водити само развојем обновљивих извора, већ и смањењем потрошње енергије у свим техничким секторима. За постизање минималне потрошње горива у аутомобилској индустрији, неопходна је оптимизација свих компонената возила. Смањење тежине, примена високо ефикасних мотора и смањење губитака снаге у преносницима директно утичу на оптимизацију. Иако мењачи већ имају висок степен искоришћења, свака уштеда је драгоцена. Утврђено је да уштеда од само 1 kW снаге у мењачу, доводи до уштеду од 4 kW у енергији горива. Посматрајући тржиште ветротурбина, као растуће тржиште за алтернативну производњу енергије, модерна опрема класе 5 mW састоји се од осам или више зупчастих парова и више од 12 лежаја. Смањење укупних губитака снаге за 50 % уштедело би око 200 kW губитака снаге по јединици ветротурбине. Изазови ових нових приступа су адекватни компромиси између смањења губитка снаге с једне стране и носивости и својстава буке с друге стране. У зависности од примене и режима рада, показало се да је могући потенцијал смањења губитка снаге у мењачу чак око 50%. У неким применама, само једноставна промена и избор одговарајућег мазива може уштедети око 20% губитка снаге.

Ванг (*Wang*) и сарадници су у раду [41] комбиновали математички модел губитка снаге са дијаграмима тока снаге како би проучили степен искоришћења планетарних зупчаника. Уведена је нова метода за анализу степена искоришћења планетарних преносника заснована на хиперграфу. Ова метода није погодна за велике брзине и велика оптерећења.

Макдоналд (*McDonald*) у раду [42] полази од тога да конструкција планетарних преносника мора да испуни вишеструке захтеве, укључујући: величину, тежину, носивост, дужину радног века, ниво буке и степен искоришћења. Он губитке снаге класификује у две основне врсте. Прва врста су губици зависни од оптерећења (механички губици) који су изазвани трењем контактних површина. Могу се предвидети коришћењем модела заснованих на законима физике. Друга врста су губици који не зависе од оптерећења (хидродинамички губици) и који настају услед интеракција течности (уља) и зупчаника приликом обртања. Ови губици су карактеристични за процесе преноса снаге и постају значајни при повишеним брзинама, посебно у применама попут ваздухопловне индустрије. У својим теоријским [43] и експерименталним [44] студијама, Талбот (*Talbot*) и Кахраман (*Kahraman*) су дефинисали укупне губитке снаге као збир ове две врсте губитака.

Дел Кастиљо (*Del Castillo*) је у раду [45] потврдио да аналитички израз степена искоришћења није јединствен за дати планетарни преносник, јер зависи од структуре тока снаге. Планетарни преносници омогућавају постизање задатог преносног односа уз значајну мању масу и димензије у поређењу са класичним преносницима. Код обичних редуктора, губици снаге услед трења у зупцима зупчаника обично износе око један до два процента пренете снаге. Насупрот томе, код планетарних преносника губици могу бити изненађујуће високи, што доводи до знатно ниже вредности степена искоришћења. Ране студије о степену искоришћења планетарних преносника са једним степеном слободе је дао Масо (*Massot*) у раду [46], а Разимовски (*Razimovsky*) у радовима [47] и [48] је дао основе о степену искоришћења преносника са више степени слободе. У радовима Таплин (*Tuplin*) [49], Гловер (*Glover*) [50] и Јенсен (*Jensen*) [51] су показали важност степена искоришћења и смернице за пројектовање планетарних преносника са ове тачке гледишта. Однос преносног односа и степена искоришћења се проучава у раду [51]. У раду [52] Сангер (*Sanger*) је анализирао проблем одређивања тока снаге код сложених планетарних преносника.

Шен (*Shen*) и сарадници су у раду [53] указали да је смањење емисије CO_2 у возилима повезано са побољшањем енергетске ефикасности било код мотора са унутрашњим сагоревањем, било заменом истих електричним моторима. Оптимизација енергетске ефикасности је кључна за све компоненте погона, без обзира на концепцију мотора [54], при чему је трансмисија возила један од најрелевантнијих извора губитака снаге. Ефикасан пут ка смањењу потрошње енергије јесте повећање ефикасности преноса, односно смањење губитака снаге у њему. Иако се губици снаге у трансмисијама истражују деценијама, фокус је углавном био на моделирању губитака појединачних компоненти. Процена укупних губитака се традиционално заснива на једноставном збиру губитака снаге свих компоненти [55], [56] и [57]. Међутим, већина експерименталних метода омогућава само одређивање укупне ефикасности преноса. Предложена нова метода пружа прецизнију процену укупних губитака снаге у систему трансмисије, што представља значајан корак ка бољем разумевању енергетске ефикасности преносника. Њена флексибилност омогућава примену на различите типове преносника и пружа платформу за паралелно упоређивање производа различитих произвођача или добављача.

Вербелен (*Verbelen*) и сарадници су у раду [58] представили експерименталну методу за израчунавање степена искоришћења планетарног мењача са два степена слободе. Уређај се састоји од планетарног мењача, три електричне машине које оптерећују вратила мењача, три сензора обртног момента за мерење снаге на сваком

вратилу и каиша. Уређај омогућава да се систем са два степена слободе преведе на систем са једним степеном слободе фиксирањем једног од вратила. Механизми за причвршћивање користе се за блокирање централног зупчаника са спољним или унутрашњим озубљењем за два одвојена мерења тока снаге. Код тока снаге 1, снага се преноси од централног зупчаника са спољним озубљењем до носача, а за ток снаге 2, снагу преноси носач сателита на централни зупчаник са унутрашњим озубљењем, док је притом централни зупчаник са спољним озубљењем блокиран.

Контрола температуре је била кључна, те је током свих мерења одржавана на 32 ± 1 °C. Ово је значајно јер температура директно утиче на вискозност уља, а тиме и на степен искоришћења, како је истакнуто у раду Дерен (*Dereyne*) и сарадника [59]. Степен искоришћења је прилично константан у широком опсегу обртног момента централног зупчаника са спољним озубљењем за ток снаге 1. Међутим, при малим вредностима обртног момента очекивано, степен искоришћења пада. Слична методологија је примењена за мерење степена искоришћења тока снаге 2. Степен искоришћења је прилично висок и константан и готово независан од угаоне брзине сателита. Вредности степена искоришћења су за 1 до 2% ниже у поређењу са током снаге 1.

Конкли (*Concli*) је у раду [60] експерименталном методом показао да одступање између измерених и аналитички израчунатих вредности степена искоришћења прецизних планетарних мењача увек остаје мање од 5%. Мењачи су тестирани на испитној платформи са затвореним колом снаге. Испитна платформа се састојала од електричног серво мотора који је механичком спојницом повезан са испитиваним мењачем. Мерач обртног момента врши мерење улазног обртног момента на спојници. Излазно вратило је спојено са помоћним мењачем другом спојницом. Додатни мерач обртног момента омогућава мерење излазног обртног момента. Помоћни мењач је спојен на други електрични сервомотор који делује као генератор и њиме управља други претварач. Излазни обртни момент се контролише повратном спрегом помоћу мерача обртног момента. Детаљан приказ овог експерименталног поступка Конкли (*Concli*) је приказао у раду [61].

Талбот (*Talbot*) и сарадници су у раду [62] представили своје резултате експерименталног испитивања губитака снаге планетарних преносника. Експериментална поставка укључује специјализовани испитни уређај за управљање планетарним преносником под строго контролисаним условима брзине, оптерећења, температуре уља и инструменте за тачно мерење губитака снаге. Матрица за испитивање састојала се од комплета зупчаника који су имали четири, пет или шест сателита у условима под оптерећењем и без оптерећења како би се раздвојили губици снаге који зависе или не зависе од оптерећења. Тест матрица је такође укључивала тестове са планетарним зупчаницима који имају два нивоа храпавости површине зубаца, као и тестове са промењљивом температуром уља на улазу. Експериментална поставка је била претходно пројектована за проучавање поделе оптерећења сателита ([63], [64] и [65]) и прилагођена је са неколико модификација за мерење губитка обртног момента. Резултати јасно указују да губитак снаге услед обртања опада како са смањењем броја сателита, тако и са порастом температуре уља. Губици снаге који не зависе од оптерећења се смањују са смањењем температуре уља и смањењем храпавости површине зубаца зупчаника.

Добратић је у раду [66] показао да степен искоришћења служи за приказ губитака снаге који настаје у току спрезања профила зубаца зупчаника које се у току додирног периода карактерише котрљањем и клизањем, односно трењем које се јавља између бокова истовремено спрегнутих зубаца. Део снаге који се преноси са погонског на гоњени зупчаник се троши на савлађивање трења које представља негативну појаву која се не може потпуно елиминисати. С обзиром на све строже захтеве у погледу уштеде енергије, повећава се значај степена искоришћења као значајне карактеристике при избору геометријских параметара зупчастих парова и у случају избора одговарајуће врсте уља за њихово подмазивање. Губици енергије настају као последица савладавања отпора трења на боковима истовремено спрегнутих зупчастих парова и као последица савладавања отпора који настају и у самом уљу коришћеном за њихово подмазивање.

Станојевић и сарадници су у раду [67] на бази постојећих истраживања приказали анализу и проверу кинематике Равињоновог преносника. Посебна пажња је посвећена анализи тока и губитака снаге, као и оцени енергетске ефикасности кроз степен искоришћења. Такође су приказане истраживачке теме које анализирају техничке изазове разумевања и предвиђања динамике и вибрација планетарног преносника у фази пројектовања и оптимизација датих преносника у односу на задате критеријуме.

Магаљаеш (*Magalhaes*) и сарадници су у раду [68] показали да се смањење губитака снаге може остварити коришћењем два различита приступа: применом цилиндричних еволвентних зупчаника са нижим вредностима модула и значајним позитивним вредностима коефицијената померања профила и коришћењем одговарајућих базних уља за преносник. Показало се да су на овај начин изабране геометријске мере довеле да смањења губитака снаге и до смањења радне температуре до 20°C.

Магаљаеш (*Magalhaes*) и сарадници су у раду [69] показали како модификовани зупчаници могу да раде ефикасније, смањујући губитке снаге услед трења између зубаца који се спрежу. Промена геометријских параметара профила зубаца може у многим случајевима минимизирати трење зупчаника, а један од начина је да су профили зубаца направљени алатима чији угао профила алата износи 40˚. Зупчасти парови за пренос снаге се обично праве према захтевима напрезања и према пројектованом радном веку, док се модификације основних профила зубаца управо раде са жељом да се изједначи брзина клизања између зупчаника, да се смањи коефицијент трења дуж додирнице. Увек је потребно применити уравнотежено решење, јер вредност угла профила алата има важан утицај на смањење губитка снаге, али са друге стране постоји и утицај на повећање буке и вибрација. У експерименту су анализирали три различита типа зупчаника 311, 411 и 611. Први тип 311 је цилиндрични еволвентни зупчаник, а 411 и 611 су модификовани зупчаници са циљем да се смањи трење зупчастог пара. Коришћени су стандардни алати за израду зупчаника са углом профила алата од 20º и направљени су од истог материјала, угљеничког челика 20MnCr5. Смањење губитака снаге је постигнуто само променом модула зупчаника и коефицијената померања профила зупчаника, а ширина зубаца зупчаника је остала непромењена (20 mm). Код зупчаника 411 и 611 су смањене дужине контактних површина и они раде са много мањим брзинама клизања. На овај начин су степени сигурности незнатно смањени, јер су радни напони за мало повећани. Зупчаници су преносили обртне моменте који одговарају стандардним оптерећењима специјализованог испитног уређаја *(Forschungsstelle für Záhnräder und Getriebebau, FZG)* у трајању по 4 часа при бројевима обртаја од 500, 1000 и 1200 min^{-1}, што у сваком степену преноса одговара респективно 120000, 240000 и 480000 циклуса, што је укупно 840000

циклуса по фази. За подмазивање зупчаника је коришћено минерално уље за преносника (*Mobil Oil XMP150*). Средње одступање профила активних бокова зубаца зупчаника у просеку је било 0,21 – 0,28 μм (Ra) пре испитивања. Модификовани зупчаници су довели до мањих губитака снаге при трењу. Испитивања су показала да је трење између спрегнутих зубаца нових зупчаника било мање и да се конструкција са малим губицима може постићи модификовањем једноставних геометријских параметара, задржавајући механичке карактеристике зупчаника. Иако смањење трења није максимално, остварује се компромис између вредности степена искоришћења и лакоће производње модификованих зубаца зупчаника.

Плегесуелос (*Pleguezuelos*) и сарадници су у раду [70] објаснили да су једноставне, традиционалне методе за израчунавање степена искоришћења цилиндричних зупчаника засноване на хипотези о сталном коефицијенту трења и равномерној расподели оптерећења дуж додирнице. Међутим, у стварности коефицијент трења је променљив дуж додирнице, иако се за прелимарне прорачуне користи средња вредност коефицијента трења. У овом раду је примењен модел оптерећења за проучавање степена искоришћења стандардних еволвентних зупчаника са високом вредношћу степена спрезања профила између 1 и 2 и веће од 2. Приказани су приближни изрази за израчунавање губитака снаге услед трења и за израчунавање степена искоришћења под претпоставком да коефицијент трења буде константан дуж додирнице. Студија утицаја неких параметара трансмисије (као што су преносни однос, угао профила алата и други) на вредност степена искоришћења је такође приказана у овом раду. Детаљно је представљен модел дељења минималне еластичне потенцијалне енергије. Заснован је на претпоставци о равномерној расподели оптерећења на парове зубаца који су у истовременом контакту и обезбеђује минималну еластичност потенцијалне енергије.

Донг (*Dong*) и сарадници су у раду [71] анализирали утицај величине улазног обртног момента и броја обртаја на степен искоришћења зупчастих парова. Резултати су показали да коефицијент трења клизања знатно утиче на степен искоришћења. Коефицијент трења клизања се мења дуж додирнице зупца зупчаника и на његову вредност утичу улазни број обртаја и улазни обртни момент. Степен искоришћења се прво повећава, а затим опада са повећањем броја обртаја. Када је број обртаја од 0 до 7132 min^{-1}, степен искоришћења расте са повећањем брзине, а смањује се са повећањем обртног момента. Када је број обртаја већи од 7132 min^{-1}, степен искоришћења опада са повећањем броја обртаја, а расте са повећањем обртног момента.

Љао (*Liao*) и Хоу (*Hou*) су у раду [72] проценили утицај различитих конфигурација планетарног преносника са 3, 4, 5 и 6 сателита на карактеристике преносника, степен искоришћења, буку и вибрације. Примењене су и експерименталне и аналитичке методе, а њихови резултати су били у корелацији. Развијена метода може да смањи време развоја и трошкове за израду планетарних преносника. Утврђено је да нема значајне разлике у губицима снаге и степену искоришћења код преносника са различитим бројем сателита. Конфигурација са 4 сателита има најниже нивое буке и вибрација у свим условима испитивања. Чини се да конструкција са 4 сателита има мању буку и вибрације од секвенцијалних распореда са 3, 5 и 6 сателита у истим условима испитивања.

Мастроне (*Mastrone*) и сарадници су у раду [73] представили нумерички приступ заснован на рачунарској динамици флуида (CFD) за предвиђање губитака снаге мењача.

Нумерички приступ је валидиран и мерењима обртног момента и подацима о протоку уља добијеним помоћу бесконтактне оптичке методе мерења велосиметрије слике честица (*Particle Image Velocimetry, PIV*). Поређење резултата са експерименталним подацима за различите радне услове потврдило је тачност овог алата у односу на проток уља и повезане губитке снаге. Конкретно, поређење са PIV мерењима показало је способност нумеричког приступа да репродукује расподелу уља и да предвиди области рециркулације испод зупчаника на одређеној унутрашњој равни. Студија о губицима снаге показала је способност модела да прецизно предвиди губитке са одступањем мањим од 10% у односу на експерименталне податке.

Јовановић и сарадници су у раду [74] извршили оптимизацију зупчастих парова у двостепеном планетарном мењачу коришћењем методе аналитичког хијерархијског процеса (*Analytic Hierarchy Process, AHP*) и технике за одређивање ранга перформанси помоћу сличности са идеалним решењем (*The Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution, TOPSIS*). Анализирано је укупно 18 комбинација улазних параметара, варирана је ширина зупчаника (20, 22 и 24 mm), модул (2,25; 2,5 и 2,75 mm) и материјал (16MnCr5, 34CrNiMo6). Степен сигурности против разарања бокова зубаца (S_H) и степен сигурности подножја зубаца (S_F) су нумерички добијени и та два параметра су изабрана као критеријуми за оптимизацију. TOPSIS је идентификовао алтернативу 1 (ширина 20 mm, модул 2,25 mm и материјал 16MnCr5) као оптимално решење са највећим вредностима степена сигурности. Поред тога, оптимизација је постигла задовољавајуће резултате у погледу масе зупчастих парова. Након оптимизације, маса зупчастих парова је смањена за 20% у поређењу са верзијом пре оптимизације.

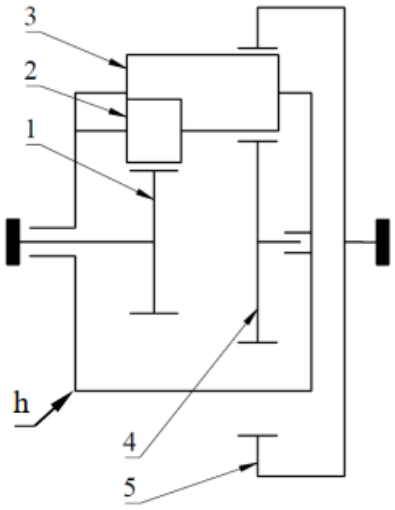
Независно од начина спровођења савремених истраживања (аналитичких, експерименталних или нумеричких) неопходно је направити квалитетан план експеримента као предуслов за добијање поузданих резултата. Анализирана експериментална истраживања вишеструких планетарних преносника указују на јасне трендове усмерене ка смањењу губитака снаге и повећања степена искоришћења преносника. Детаљном анализом и прегледом доступне литературе се може уочити да је мали број истраживања у којима је спроведена свеобухватна анализа и идентификација губитака снаге, експериментално одређивање степена искоришћења за три различита нивоа уља и испитивање утицаја промене температуре на појаву буке и вибрација у мењачу.

3. ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ ПРЕНОСНИКА

3.1 Прорачун вишестепеног планетарног преносника

Планетарни преносници све више налазе примену у савременој техници, пре свега захваљујући својој способности да испуне захтеве у погледу смањења масе и габарита преносника. Њиховом применом се могу остварити преносни односи у широком опсегу, што даје велику слободу конструкторима да успешно реше различите захтеве за пренос снаге и кретања. Ови преносници имају могућност поделе снаге са погонског на више гоњених вратила, да се примене зупчаници са мањим модулом и да се оствари висок степен искоришћења. Унутрашњи простор конструкције се може ефикасно искористити додавањем већег броја сателита око централног зупчаника. Овакав распоред омогућава пренос оптерећења преко већег броја зубаца, што смањује појединачно оптерећење сваког од њих и омогућава примену зупчаника са мањим модулом, односно са мањим димензијама.

Равињонов планетарни преносник се најчешће користи у аутоматским мењачима и њега чине два централна зупчаника, два сета са по четири планетарна зупчаника (сателита), један централни зупчаник са унутрашњим озубљењем и носач планетарних зупчаника. У средини је постављен мањи централни зупчаник, са којим се спрежу четири мања планетарна зупчаника са једне стране, а са друге стране су у спрези са спољним планетарним зупчаницима другог великог централног зупчаника. Са спољним планетарним зупчаницима се спреже централни зупчаник са унутрашњим озубљењем. На овај начин се снага преко планетарних зупчаника великог централног зупчаника преноси на централни зупчаник са унутрашњим озубљењем. Шема Равињоновог планетарног преносника који је предмет овог рада је приказана на слици 3.1.



Слика 3.1 Шема Равињоновог планетарног преносника: 1) мали централни зупчаник, 2) планетарни зупчаник (сателит), 3) спољни планетарни зупчаник, 4) велики централни зупчаник, 5) централни зупчаник са унутрашњим озубљењем, h) носач планетарних зупчаника [75]

Планетарни зупчаници могу бити блокирани помоћу носача или се погонска сила може директно пренети на централни зупчаник са унутрашњим озубљењем. Фиксирањем и међусобним повезивањем одређених зупчаника и делова преносника се може мењати преносни однос. Равињонов преносник који се користи у аутоматским мењачима карактеришу пет степени преноса и један степен преноса уназад.

3.1.1 Кинематска анализа вишестепеног планетарног преносника

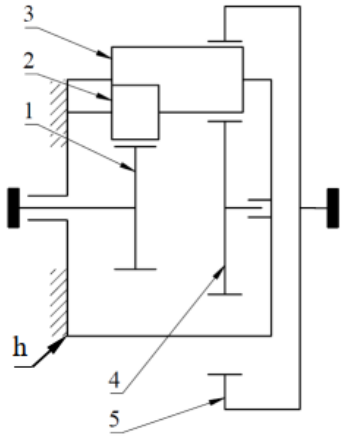
За усвојену шему планетарног преносника потребно је спровести кинематску анализу која ће омогућити одређивање следећих параметара:

- броја обртаја елемената преносника,
- преносних односа,
- брзина и убрзања елемената преносника и
- положаја чланова преносника [76].

Посебан значај са аспекта рационалног конструисања има одређивање броја обртаја појединих елемената планетарног преносника и дефинисање вредности преносних односа. За спровођење кинематске анализе и одређивање кинематских карактеристика планетарних преносника могу се применити различите методе, а у овој дисертацији је коришћена комбинована метода.

3.1.1.1 Први степен преноса, концепција R^h_{15}

За дату концепцију R^h_{15} улаз представља мали централни зупчаник 1, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је носач планетарних зупчаника h (слика 3.2).



Слика 3.2 Шема концепције R^h_{15} [77]

Полазећи од прве опште једначине кретања:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.1}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.2}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 3 \tag{3.3}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{01} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} \tag{3.4}$$

Ако се у једначину (3.1) унесу изрази (3.2), (3.3) и (3.4) добија се:

$$(n_1 - 0) = (-1)^3 \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot (n_4 - 0) \tag{3.5}$$

После сређивања се добија:

$$n_1 = -\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 \tag{3.6}$$

Број обртаја великог централног зупчаника 4 износи:

$$n_4 = -\frac{z_1}{z_4} \cdot n_1 \tag{3.7}$$

Друга општа једначина кретања се може написати у следећем облику:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.8}$$

где број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.9}$$

док број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 1 \tag{3.10}$$

Сада је кинематски преносни однос планетарног преносника:

$$i_{02} = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_4} \tag{3.11}$$

Ако се изрази (3.9), (3.10) и (3.11) замене у другој општој једначини кретања (3.8) добија се:

$$(n_4 - 0) = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot (n_5 - 0) \tag{3.12}$$

Када се среди дата једначина добија се:

$$n_4 = -\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 \tag{3.13}$$

Ако се једначина (3.7) уврсти у једначину (3.13) добија се израз:

$$-\frac{z_1}{z_4} \cdot n_1 = -\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 \tag{3.14}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_5 = \frac{\frac{z_1}{z_4}}{\frac{z_5}{z_4}} \cdot n_1 \tag{3.15}$$

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 се може одредити:

$$n_5 = \frac{z_1}{z_5} \cdot n_1 \tag{3.16}$$

Преносни однос планетарног преносника се може приказати:

$$i_{pp} = \frac{n_1}{n_5} \tag{3.17}$$

Ако се у једначини (3.17) замени број обртаја n_5 према једначини (3.16) добија се:

$$i_{pp} = \frac{n_1}{n_1 \cdot \frac{z_1}{z_5}} \tag{3.18}$$

Преносни однос планетарног преносника се добија сређивањем једначине (3.18):

$$i_{pp} = \frac{z_5}{z_1} \tag{3.19}$$

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја планетарног зупчаника, а полазећи од спреге сателита 2 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{2s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{1(I)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.20}$$

где број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.21}$$

а број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 1 \tag{3.22}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{1(I)} = \frac{z_1}{z_2} \tag{3.23}$$

Ако се изрази (3.21), (3.22) и (3.23) уврсте у израз (3.20) добија се:

$$n_{2s} = (-1)^1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot (n_1 - 0) \tag{3.24}$$

Када се среди дати израз може се добити сопствени број обртаја планетарног зупчаника 2 као:

$$n_{2s} = -\frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \tag{3.25}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја планетарног зупчаника 2 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_2^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{2(I)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.26}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.27}$$

а број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 1 \tag{3.28}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{2(I)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_2} \tag{3.29}$$

Ако се сада у једначину (3.26) замене и унесу изрази (3.16), (3.27), (3.28) и (3.29) добија се:

$$n_2^p = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_2}\left(\frac{z_1}{z_5} \cdot n_1 - 0\right) \tag{3.30}$$

После сређивања се добија број обртаја планетарног зупчаника 2 који износи:

$$n_2^p = -\frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \tag{3.31}$$

На овај начин је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја планетарног зупчаника 2 у једначинама (3.25) и (3.31).

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја спољњег планетарног зупчаника, а полазећи од спреге спољњег планетарног зупчаника 3 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{3s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{3(I)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.32}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.33}$$

а број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 2 \tag{3.34}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{3(I)} = \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1}{z_3} \tag{3.35}$$

Ако се у израз (3.32) унесу изрази (3.33), (3.34) и (3.35) онда се добија:

$$n_{3s} = (-1)^2 \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot (n_1 - 0) \tag{3.36}$$

Даљим сређивањем добија се једначина из које се може одредити сопствени број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3:

$$n_{3s} = \frac{z_1}{z_3} \cdot n_1 \tag{3.37}$$

Да би се проверила добијена вредност броја обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_3^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{4(I)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.38}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.39}$$

а број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 0 \tag{3.40}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{4(I)} = \frac{z_5}{z_3} \tag{3.41}$$

Ако се замене изрази (3.39), (3.40) и (3.41) у другој општој једначини кретања (3.38) добија се:

$$n_3^p = (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot (n_5 - 0) \tag{3.42}$$

Сређивањем се добија:

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_5 \tag{3.43}$$

Ако се број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 из израза (3.16) замени у изразу (3.43) добија се:

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_5} \cdot n_1 \tag{3.44}$$

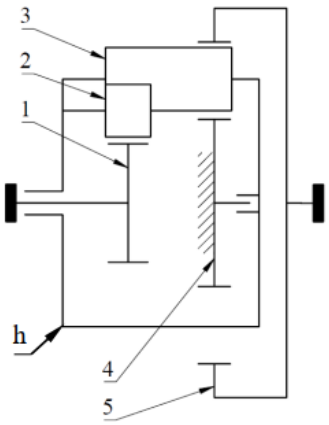
Број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 се сада може одредити:

$$n_3^p = \frac{z_1}{z_3} \cdot n_1 \tag{3.45}$$

На овај начин је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 у једначинама (3.37) и (3.45).

3.1.1.2 Други степен преноса, концепција R^4_{15}

За дату концепцију R^4_{15} улаз представља мали централни зупчаник 1, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је велики централни зупчаник 4 (слика 3.3).



Слика 3.3 Шема концепције R^4_{15} [77]

Полазећи од прве опште једначине кретања:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.46}$$

у којој број обртаја великог централног зупчаника 4 (за блокирани елемент) износи:

$$n_4 = 0 \tag{3.47}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 3 \tag{3.48}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{01} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} \tag{3.49}$$

Ако се у једначину (3.46) унесу изрази (3.47), (3.48) и (3.49) добија се:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^3 \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot (0 - n_h) \tag{3.50}$$

Сређивањем се добија:

$$(n_1 - n_h) = \frac{z_4}{z_1} \cdot n_h \tag{3.51}$$

Број обртаја малог централног зупчаника 1 се може изразити:

$$n_1 = n_h \cdot \left(\frac{z_4}{z_1} + 1\right) \tag{3.52}$$

Даље следи:

$$n_h = \frac{n_1}{\frac{z_4}{z_1} + 1} \tag{3.53}$$

Сада се број обртаја носача сателита може одредити из израза:

$$n_h = \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \tag{3.54}$$

Друга општа једначина кретања се може написати у следећем облику:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.55}$$

где број обртаја великог централног зупчаника 4 (за блокирани елемент) износи:

$$n_4 = 0 \tag{3.56}$$

док број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 1 \tag{3.57}$$

Сада је кинематски преносни однос планетарног преносника:

$$i_{02} = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_4} \tag{3.58}$$

Ако се замене изрази (3.56), (3.57) и (3.58) у другој општој једначини кретања (3.55) добија се:

$$(0 - n_h) = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.59}$$

Сређивањем се добија:

$$(-n_h) = -\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 + \frac{z_5}{z_4} \cdot n_h \tag{3.60}$$

Даље следи:

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h + \frac{z_5}{z_4} \cdot n_h \tag{3.61}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h \cdot \left(\frac{z_5}{z_4} + 1\right) \tag{3.62}$$

$$n_5 = n_h \cdot \frac{\frac{z_5}{z_4} + 1}{\frac{z_5}{z_4}} \tag{3.63}$$

Ако се број обртаја носача планетарних зупчаника n_h из израза (3.54) замени у изразу (3.63) добија се:

$$n_5 = \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \cdot \frac{\frac{z_5}{z_4} + 1}{\frac{z_5}{z_4}} \tag{3.64}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_5 = \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \cdot \frac{\frac{z_5 + z_4}{z_4}}{\frac{z_5}{z_4}} \tag{3.65}$$

$$n_5 = \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \cdot \frac{z_4 \cdot (z_4 + z_5)}{z_4 \cdot z_5} \tag{3.66}$$

$$n_5 = n_1 \cdot \frac{z_1 \cdot z_4 \cdot (z_4 + z_5)}{z_4 \cdot z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.67}$$

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 се сада може одредити:

$$n_5 = \frac{z_1 \cdot (z_4 + z_5)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1 \tag{3.68}$$

Преносни однос планетарног преносника се може приказати:

$$i_{pp} = \frac{n_1}{n_5} \tag{3.69}$$

Ако се број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 из израза (3.68) замени у изразу (3.69) следи:

$$i_{pp} = \frac{n_1}{\frac{z_1 \cdot (z_4 + z_5)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1} \tag{3.70}$$

Даљим сређивањем се добија коначна вредност за преносни однос планетарног преносника:

$$i_{pp} = \frac{z_5 \cdot (z_1 + z_4)}{z_1 \cdot (z_4 + z_5)} \tag{3.71}$$

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја планетарног зупчаника, а полазећи од спреге сателита 2 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{2s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{1(II)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.72}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 1 \tag{3.73}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{1(II)} = \frac{z_1}{z_2} \tag{3.74}$$

Ако се изрази (3.54), (3.73) и (3.74) уврсте у израз (3.72) добија се:

$$n_{2s} = (-1)^1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \left(n_1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \right) \tag{3.75}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_{2s} = -\frac{z_1}{z_2} \cdot \left(n_1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \right) \tag{3.76}$$

$$n_{2s} = -\frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4} \right) \tag{3.77}$$

$$n_{2s} = -\frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \cdot \frac{z_1 + z_4 - z_1}{z_1 + z_4} \tag{3.78}$$

Сопствени број обртаја планетарног зупчаника 2 сада се може одредити:

$$n_{2s} = -\frac{z_1 \cdot z_4}{z_2 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1 \tag{3.79}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја планетарног зупчаника 2 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_2^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{2(II)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.80}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 1 \tag{3.81}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{2(II)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_2} \tag{3.82}$$

Ако се изрази (3.54), (3.68), (3.81) и (3.82) уврсте у израз (3.80) добија се:

$$n_2^p = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1 \cdot (z_4 + z_5)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \right) \tag{3.83}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_1 \cdot \frac{z_1 \cdot (z_4 + z_5) - z_1 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.84}$$

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_1 \cdot \frac{z_1 \cdot z_4 + z_1 \cdot z_5 - z_1 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.85}$$

Број обртаја планетарног зупчаника 2 сада износи:

$$n_2^p = -\frac{z_1 \cdot z_4}{z_2 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1 \tag{3.86}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја планетарног зупчаника 2 у једначинама (3.79) и (3.86).

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја спољњег планетарног зупчаника, а полазећи од спреге спољњег планетарног зупчаника 3 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{3s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{3(II)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.87}$$

где број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и малог централног зупчаника 1 износи:

$$m_1 = 2 \tag{3.88}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{3(II)} = \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1}{z_3} \tag{3.89}$$

Ако се у израз (3.87) унесу изрази (3.54), (3.88) и (3.89) онда се добија:

$$n_{3s} = (-1)^2 \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot \left(n_1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1\right) \tag{3.90}$$

Даљим сређивањем добија се:

$$n_{3s} = \frac{z_1}{z_3} \cdot n_1 \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4}\right) \tag{3.91}$$

$$n_{3s} = \frac{z_1}{z_3} \cdot n_1 \cdot \frac{z_1 + z_4 - z_1}{z_1 + z_4} \tag{3.92}$$

Сопствени број обртаја спољнег планетарног зупчаника 3 сада износи:

$$n_{3s} = \frac{z_1 \cdot z_4}{z_3 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1 \tag{3.93}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_3^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{4(II)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.94}$$

у којој је број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 0 \tag{3.95}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{4(II)} = \frac{z_5}{z_3} \tag{3.96}$$

Ако се у израз (3.94) унесу изрази (3.54), (3.68), (3.95) и (3.96) онда се добија:

$$n_3^p = (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \left(\frac{z_1 \cdot (z_4 + z_5)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_1 - \frac{z_1}{z_1 + z_4} \cdot n_1 \right) \tag{3.97}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_1 \cdot \left(\frac{z_1 \cdot (z_4 + z_5) - z_1 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \right) \tag{3.98}$$

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_1 \cdot \left(\frac{z_1 \cdot z_4 + z_1 \cdot z_5 - z_1 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \right) \tag{3.99}$$

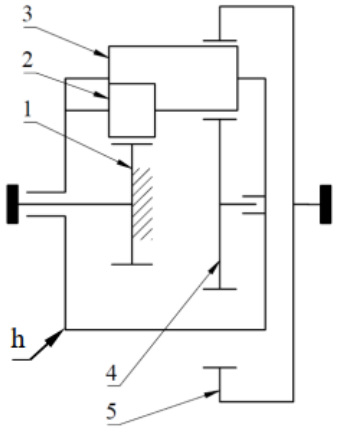
Коначан израз за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 сада је:

$$n_3^p = \left(\frac{z_1 \cdot z_4}{z_3 \cdot (z_1 + z_4)} \right) \cdot n_1 \tag{3.100}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 у једначинама (3.93) и (3.100).

3.1.1.3 Трећи степен преноса, концепција R^1_{45}

За дату концепцију R^1_{45} улаз представља велики централни зупчаник 4, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је мали централни зупчаник 1 (слика 3.4).



Слика 3.4 Шема концепције R^1_{45} [77]

Ако се пође од прве опште једначине кретања:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.101}$$

у којој број обртаја малог централног зупчаника 1 (за блокирани елемент) износи:

$$n_1 = 0 \tag{3.102}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 3 \tag{3.103}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{01} = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1}{z_4} \tag{3.104}$$

Ако се у једначину (3.101) унесу изрази (3.102), (3.103) и (3.104) добија се:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^3 \cdot \frac{z_1}{z_4} \cdot (0 - n_h) \tag{3.105}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$(n_4 - n_h) = \frac{z_1}{z_4} \cdot n_h \tag{3.106}$$

$$n_4 = n_h + \frac{z_1}{z_4} \cdot n_h \tag{3.107}$$

$$n_4 = n_h \cdot \left(1 + \frac{z_1}{z_4}\right) \tag{3.108}$$

$$n_h = \frac{n_4}{1 + \frac{z_1}{z_4}} \tag{3.109}$$

$$n_h = \frac{n_4}{\frac{z_1 + z_4}{z_4}} \tag{3.110}$$

После сређивања добија се израз за одређивање броја обртаја носача сателита h:

$$n_h = \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4 \tag{3.111}$$

Друга општа једначина кретања се може написати у следећем облику:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.112}$$

где број обртаја малог централног зупчаника 1 (за блокирани елемент) износи:

$$n_1 = 0 \tag{3.113}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 2 \tag{3.114}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{02} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_1} \tag{3.115}$$

Ако се једначине (3.113), (3.114) и (3.115) замене у једначини (3.112) следи:

$$(0 - n_h) = (-1)^2 \cdot \frac{z_5}{z_1} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.116}$$

Даљим сређивањем се може добити:

$$-n_h = \frac{z_5}{z_1} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.117}$$

$$-n_h = \frac{z_5}{z_1} \cdot n_5 - \frac{z_5}{z_1} \cdot n_h \tag{3.118}$$

$$\frac{z_5}{z_1} \cdot n_5 = \frac{z_5}{z_1} \cdot n_h - n_h \tag{3.119}$$

$$\frac{z_5}{z_1} \cdot n_5 = n_h \cdot \left(\frac{z_5}{z_1} - 1\right) \tag{3.120}$$

$$n_5 = n_h \cdot \frac{\frac{z_5 - z_1}{z_1}}{\frac{z_5}{z_1}} \tag{3.121}$$

$$n_5 = n_h \cdot \frac{z_5 - z_1}{z_5} \tag{3.122}$$

Ако се у израз (3.122) убаци израз (3.111) добија се:

$$n_5 = \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4 \cdot \frac{z_5 - z_1}{z_5} \tag{3.123}$$

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем је:

$$n_5 = \frac{z_4 \cdot (z_5 - z_1)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 \tag{3.124}$$

Ако је преносни однос планетарног преносника дат са:

$$i_{pp} = \frac{n_4}{n_5} \tag{3.125}$$

Ако се број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем из израза (3.124) замени и израз (3.125) добија се преносни однос планетарног преносника у функцији броја зубаца:

$$i_{pp} = \frac{n_4}{\frac{z_4 \cdot (z_5 - z_1)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4} \tag{3.126}$$

Даљим сређивањем се коначно добија:

$$i_{pp} = \frac{z_5 \cdot (z_1 + z_4)}{z_4 \cdot (z_5 - z_1)} \tag{3.127}$$

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја планетарног зупчаника, а полазећи од спреге планетарног зупчаника 2 са великим централним зупчаником 4 добија се:

$$n_{2s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{1(III)} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.128}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 2 \tag{3.129}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{1(III)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_2} \tag{3.130}$$

Ако се у једначину (3.128) унесу једначине (3.111), (3.129) и (3.130) онда се добија:

$$n_{2s} = (-1)^2 \cdot \frac{z_4}{z_2} \cdot \left(n_4 - \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4\right) \tag{3.131}$$

Даљим сређивањем се може добити:

$$n_{2s} = \frac{z_4}{z_2} \cdot \left(n_4 - \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4\right) \tag{3.132}$$

$$n_{2s} = \frac{z_4}{z_2} \cdot n_4 \cdot \left(1 - \frac{z_4}{z_1 + z_4}\right) \tag{3.133}$$

$$n_{2s} = \frac{z_4}{z_2} \cdot n_4 \cdot \left(\frac{z_1 + z_4 - z_4}{z_1 + z_4}\right) \tag{3.134}$$

Сопствени број обртаја планетарног зупчаника 2 сада се може одредити:

$$n_{2s} = \frac{z_1 \cdot z_4}{z_2 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 \tag{3.135}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја планетарног зупчаника 2 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_2^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{2(III)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.136}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 1 \tag{3.137}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{2(III)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_2} \tag{3.138}$$

Ако се у једначину (3.136) унесу једначине (3.111), (3.124), (3.137) и (3.138) онда се добија:

$$n_2^p = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_2} \cdot \left(\frac{z_4 \cdot (z_5 - z_1)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 - \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4 \right) \tag{3.139}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_4 \cdot \frac{z_4 \cdot (z_5 - z_1) - z_4 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.140}$$

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_4 \cdot \frac{z_4 \cdot z_5 - z_4 \cdot z_1 - z_4 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.141}$$

Број обртаја планетарног зупчаника 2 се сада може одредити:

$$n_2^p = \frac{z_1 \cdot z_4}{z_2 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 \tag{3.142}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја планетарног зупчаника 2 у једначинама (3.135) и (3.142).

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја спољњег планетарног зупчаника, а полазећи од спреге спољњег планетарног зупчаника 3 са великим централним зупчаником 4 добија се:

$$n_{3s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{3(III)} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.143}$$

где је број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и великог централног зупчаника 4:

$$m_1 = 1 \tag{3.144}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{3(III)} = \frac{z_4}{z_3} \tag{3.145}$$

Ако се у израз (3.143) унесу изрази (3.111), (3.144) и (3.145) онда се добија:

$$n_{3s} = (-1)^1 \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \left(n_4 - \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4 \right) \tag{3.146}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_{3s} = -\frac{z_4}{z_3} \cdot n_4 \cdot \left(1 - \frac{z_4}{z_1 + z_4} \right) \tag{3.147}$$

$$n_{3s} = -\frac{z_4}{z_3} \cdot n_4 \cdot \left(\frac{z_1 + z_4 - z_4}{z_1 + z_4} \right) \tag{3.148}$$

$$n_{3s} = -\frac{z_4}{z_3} \cdot n_4 \cdot \left(\frac{z_1}{z_1 + z_4} \right) \tag{3.149}$$

Сопствени број обртаја спољњег планетарног преносника 3 сада износи:

$$n_{3s} = -\frac{z_1 \cdot z_4}{z_3 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 \tag{3.150}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_3^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{4(III)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.151}$$

где број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 0 \tag{3.152}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољњи планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{4(III)} = \frac{z_5}{z_3} \tag{3.153}$$

Ако се унесу изрази (3.111), (3.124), (3.152) и (3.153) у израз (3.151) онда се добија:

$$n_3^p = (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \left(\frac{z_4 \cdot (z_5 - z_1)}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 - \frac{z_4}{z_1 + z_4} \cdot n_4 \right) \tag{3.154}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_4 \cdot \frac{z_4 \cdot (z_5 - z_1) - z_4 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.155}$$

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_4 \cdot \frac{z_4 \cdot z_5 - z_1 \cdot z_4 - z_4 \cdot z_5}{z_5 \cdot (z_1 + z_4)} \tag{3.156}$$

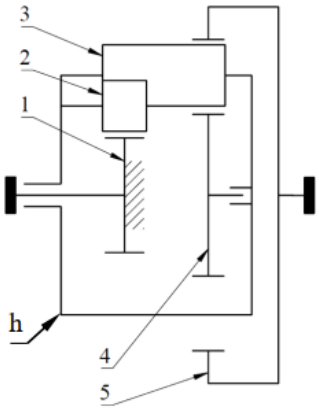
На крају се добија број обртаја спољњег планетарног зупчаника:

$$n_3^p = -\frac{z_1 \cdot z_4}{z_3 \cdot (z_1 + z_4)} \cdot n_4 \tag{3.157}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 у једначинама (3.150) и (3.157).

3.1.1.4 Четврти степен преноса, концепција R^1_{h5}

За дату концепцију R^1_{h5} улаз представља носач сателита h, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је мали централни зупчаник 1 (слика 3.5).



Слика 3.5 Шема концепције R^1_{h5} [77]

Полазећи од прве опште једначине кретања:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.158}$$

у којој број обртаја малог централног зупчаника 1 (за блокирани елемент) износи:

$$n_1 = 0 \tag{3.159}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 3 \tag{3.160}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{01} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} \tag{3.161}$$

Ако се у једначини (3.158) замене једначине (3.159), (3.160) и (3.161) добија се:

$$(0 - n_h) = (-1)^3 \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.162}$$

Сређивањем се добија:

$$-n_h = -\frac{z_4}{z_1} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.163}$$

$$-n_h = -\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 + \frac{z_4}{z_1} \cdot n_h \tag{3.164}$$

$$\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 = n_h + \frac{z_4}{z_1} \cdot n_h \tag{3.165}$$

$$\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 = n_h \cdot \left(1 + \frac{z_4}{z_1}\right) \tag{3.166}$$

$$\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 = n_h \cdot \left(\frac{z_1 + z_4}{z_1}\right) \tag{3.167}$$

$$n_4 = n_h \cdot \frac{\frac{z_1 + z_4}{z_1}}{\frac{z_4}{z_1}} \tag{3.168}$$

$$n_4 = n_h \cdot \frac{z_1 \cdot (z_1 + z_4)}{z_1 \cdot z_4} \tag{3.169}$$

Број обртаја великог централног зупчаника 4 се сада одређује:

$$n_4 = \frac{z_1 + z_4}{z_4} \cdot n_h \tag{3.170}$$

Друга општа једначина кретања се може написати у следећем облику:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.171}$$

где број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 1 \tag{3.172}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{02} = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_4} \tag{3.173}$$

Ако се у једначини (3.171) замене и унесу једначине (3.172), (3.173) добија се:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.174}$$

Даљим сређивањем израза се добија:

$$n_4 - n_h = -\frac{z_5}{z_4} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.175}$$

$$n_4 - n_h = -\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 + \frac{z_5}{z_4} \cdot n_h \tag{3.176}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = -n_4 + n_h + \frac{z_5}{z_4} \cdot n_h \tag{3.177}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = -n_4 + n_h \cdot \left(1 + \frac{z_5}{z_4}\right) \tag{3.178}$$

Ако се из израза (3.170) број обртаја великог централног зупчаника 4 замени у изразу (3.178), добија се:

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = -\frac{z_1 + z_4}{z_4} \cdot n_h + n_h \cdot \left(1 + \frac{z_5}{z_4}\right) \tag{3.179}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h \cdot \left(-\frac{z_1 + z_4}{z_4} + 1 + \frac{z_5}{z_4}\right) \tag{3.180}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h \cdot \frac{-z_1 - z_4 + z_4 + z_5}{z_4} \tag{3.181}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h \cdot \frac{-z_1 + z_5}{z_4} \tag{3.182}$$

$$n_5 = n_h \cdot \frac{\frac{-z_1 + z_5}{z_4}}{\frac{z_5}{z_4}} \tag{3.183}$$

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 се сада одређује из израза:

$$n_5 = \frac{z_5 - z_1}{z_5} \cdot n_h \tag{3.184}$$

Преносни однос планетарног преносника се може приказати:

$$i_{pp} = \frac{n_h}{n_5} \tag{3.185}$$

Ако се број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем из израза (3.184) замени у израз (3.185) добија се преносни однос планетарног преносника у функцији броја зубаца:

$$i_{pp} = \frac{n_h}{\frac{z_5 - z_1}{z_5} \cdot n_h} \tag{3.186}$$

Даљим сређивањем се коначно добија:

$$i_{pp} = \frac{z_5}{z_5 - z_1} \tag{3.187}$$

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја планетарног зупчаника, а полазећи од спреге планетарног зупчаника 2 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{2s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{1(IV)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.188}$$

где број обртаја малог централног зупчаника 1 (за блокирани елемент) износи:

$$n_1 = 0 \tag{3.189}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 1 \tag{3.190}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{1(IV)} = \frac{z_1}{z_2} \tag{3.191}$$

Ако се у израз (3.188) унесу изрази (3.189), (3.190) и (3.191) онда се добија:

$$n_{2s} = (-1)^1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot (0 - n_h) \tag{3.192}$$

Сређивањем се добија израз за сопствени број обртаја планетарног зупчаника 2:

$$n_{2s} = \frac{z_1}{z_2} \cdot n_h \tag{3.193}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја планетарног зупчаника 2 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу

планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_2^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{2(IV)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.194}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 1 \tag{3.195}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{2(IV)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_2} \tag{3.196}$$

Ако се у израз (3.194) унесу изрази (3.184), (3.195) и (3.196) онда се добија:

$$n_2^p = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_2} \cdot \left(\frac{z_5 - z_1}{z_5} \cdot n_h - n_h \right) \tag{3.197}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_5 - z_1}{z_5} - 1 \right) \tag{3.198}$$

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_5 - z_1 - z_5}{z_5} \right) \tag{3.199}$$

Сређивањем се добија израз за број обртаја планетарног зупчаника 2:

$$n_2^p = \frac{z_1}{z_2} \cdot n_h \tag{3.200}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја планетарног зупчаника 2 у једначинама (3.193) и (3.200).

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја спољњег планетарног зупчаника, а полазећи од спреге спољњег планетарног зупчаника 3 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{3s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{3(IV)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.201}$$

где број обртаја малог централног зупчаника 1 (за блокирани елемент) износи:

$$n_1 = 0 \tag{3.202}$$

а број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 2 \tag{3.203}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{3(IV)} = \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1}{z_3} \tag{3.204}$$

Ако се у израз (3.201) унесу изрази (3.202), (3.203) и (3.204) онда се добија:

$$n_{3s} = (-1)^2 \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot (0 - n_h) \tag{3.205}$$

Сређивањем израза добија се сопствени број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3:

$$n_{3s} = -\frac{z_1}{z_3} \cdot n_h \tag{3.206}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_3^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{4(IV)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.207}$$

где број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 0 \tag{3.208}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољњи планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{4(IV)} = \frac{z_5}{z_3} \tag{3.209}$$

Ако се унесу изрази (3.184), (3.208) и (3.209) у израз (3.207) добија се:

$$n_3^p = (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \left(\frac{z_5 - z_1}{z_5} \cdot n_h - n_h\right) \tag{3.210}$$

Сређивањем израза добија се:

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_5 - z_1}{z_5} - 1\right) \tag{3.211}$$

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_5 - z_1 - z_5}{z_5}\right) \tag{3.212}$$

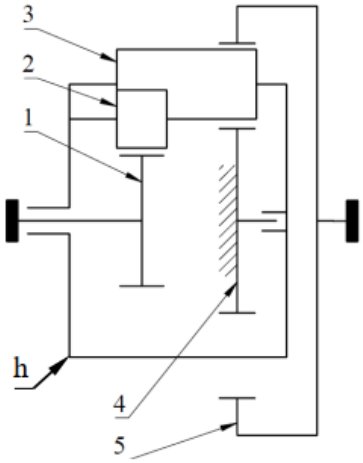
Сређивањем се добија израз за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3:

$$n_3^p = -\frac{z_1}{z_3} \cdot n_h \tag{3.213}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 у једначинама (3.206) и (3.213).

3.1.1.5 Пети степен преноса, концепција R^4_{h5}

За дату концепцију R^4_{h5} улаз представља носач сателита h, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је велики централни зупчаник 4 (слика 3.6).



Слика 3.6 Шема концепције R^4_{h5} [77]

Ако се пође од прве опште једначине кретања:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.214}$$

у којој број обртаја великог централног зупчаника 4 (за блокирани елемент) износи:

$$n_4 = 0 \tag{3.215}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 3 \tag{3.216}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{01} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} \tag{3.217}$$

Ако се у једначини (3.214) замене једначине (3.215), (3.216) и (3.217) добија се:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^3 \cdot \frac{z_4}{z_1} \cdot (0 - n_h) \tag{3.218}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_1 - n_h = \frac{z_4}{z_1} \cdot n_h \tag{3.219}$$

$$n_1 = n_h + \frac{z_4}{z_1} \cdot n_h \tag{3.220}$$

$$n_1 = n_h \cdot \left(1 + \frac{z_4}{z_1}\right) \tag{3.221}$$

Број обртаја малог централног зупчаника се сада одређује:

$$n_1 = \frac{z_1 + z_4}{z_1} \cdot n_h \tag{3.222}$$

Полазећи од друге опште једначине кретања:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.223}$$

где је број обртаја великог централног зупчаника 4 (за блокирани елемент):

$$n_4 = 0 \tag{3.224}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 1 \tag{3.225}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{02} = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_4} \tag{3.226}$$

Ако се замене изрази (3.224), (3.225) и (3.226) у другој општој једначини кретања (3.223) добија се:

$$(0 - n_h) = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.227}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_h = -\frac{z_5}{z_4} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.228}$$

$$n_h = -\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 + \frac{z_5}{z_4} \cdot n_h \tag{3.229}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h + \frac{z_5}{z_4} \cdot n_h \tag{3.230}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h \cdot \left(1 + \frac{z_5}{z_4}\right) \tag{3.231}$$

$$\frac{z_5}{z_4} \cdot n_5 = n_h \cdot \left(\frac{z_4 + z_5}{z_4}\right) \tag{3.232}$$

$$n_5 = n_h \cdot \frac{\frac{z_4 + z_5}{z_4}}{\frac{z_5}{z_4}} \tag{3.233}$$

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 сада се може одредити:

$$n_5 = \frac{z_4 + z_5}{z_5} \cdot n_h \tag{3.234}$$

Преносни однос планетарног преносника се може приказати:

$$i_{pp} = \frac{n_h}{n_5} \tag{3.235}$$

Ако се број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем из израза (3.234) замени у израз (3.235) добија се преносни однос планетарног преносника у функцији броја зубаца:

$$i_{pp} = \frac{n_h}{\frac{z_4 + z_5}{z_5} \cdot n_h} \tag{3.236}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$i_{pp} = \frac{z_5}{z_4 + z_5} \tag{3.237}$$

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја планетарног зупчаника, а полазећи од спреге планетарног зупчаника 2 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{2s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{1(V)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.238}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 1 \tag{3.239}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{1(V)} = \frac{z_1}{z_2} \tag{3.240}$$

Ако се у једначини (3.238) замене једначине (3.222), (3.239) и (3.240) добија се:

$$n_{2s} = (-1)^1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1 + z_4}{z_1} \cdot n_h - n_h \right) \tag{3.241}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_{2s} = -\frac{z_1}{z_2} \cdot n_h \left(\frac{z_1 + z_4}{z_1} - 1 \right) \tag{3.242}$$

$$n_{2s} = -\frac{z_1}{z_2} \cdot n_h \left(\frac{z_1 + z_4 - z_1}{z_1} \right) \tag{3.243}$$

Сопствени број обртаја планетарног зупчаника 2 се сада може одредити:

$$n_{2s} = -\frac{z_4}{z_2} \cdot n_h \tag{3.244}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја планетарног зупчаника 2 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_2^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{2(V)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.245}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 1 \tag{3.246}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{2(V)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_2} \tag{3.247}$$

Ако се у израз (3.245) унесу изрази (3.234), (3.246) и (3.247) онда се добија:

$$n_2^p = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_2} \cdot \left(\frac{z_4 + z_5}{z_5} \cdot n_h - n_h \right) \tag{3.248}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_4 + z_5}{z_5} - 1 \right) \tag{3.249}$$

$$n_2^p = -\frac{z_5}{z_2} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_4 + z_5 - z_5}{z_5}\right) \tag{3.250}$$

Број обртаја планетарног зупчаника 2 се сада може одредити:

$$n_2^p = -\frac{z_4}{z_2} \cdot n_h \tag{3.251}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја планетарног зупчаника 2 у једначинама (3.244) и (3.251).

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја спољњег планетарног зупчаника, а полазећи од спреге спољњег планетарног зупчаника 3 са малим централним зупчаником 1 добија се:

$$n_{3s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{3(V)} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.252}$$

где број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и малог централног зупчаника 1 је:

$$m_1 = 2 \tag{3.253}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{3(V)} = \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1}{z_3} \tag{3.254}$$

Ако се унесу изрази (3.222), (3.253) и (3.254) у израз (3.252) онда се добија:

$$n_{3s} = (-1)^2 \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot \left(\frac{z_1 + z_4}{z_1} \cdot n_h - n_h\right) \tag{3.255}$$

Сређивањем се добија:

$$n_{3s} = \frac{z_1}{z_3} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_1 + z_4}{z_1} - 1\right) \tag{3.256}$$

$$n_{3s} = \frac{z_1}{z_3} \cdot n_h \cdot \left(\frac{z_1 + z_4 - z_1}{z_1}\right) \tag{3.257}$$

Сопствени број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 се сада може одредити:

$$n_{3s} = \frac{z_4}{z_3} \cdot n_h \tag{3.258}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_3^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{4(V)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.259}$$

где број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 0 \tag{3.260}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{4(V)} = \frac{z_5}{z_3} \tag{3.261}$$

Ако се у једначини (3.259) замене једначине (3.234), (3.260) и (3.261) следи:

$$n_3^p = (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \left(\frac{z_4 + z_5}{z_5} \cdot n_h - n_h \right) \tag{3.262}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_h \left(\frac{z_4 + z_5}{z_5} - 1 \right) \tag{3.263}$$

$$n_3^p = \frac{z_5}{z_3} \cdot n_h \left(\frac{z_4 + z_5 - z_5}{z_5} \right) \tag{3.264}$$

Број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 сада износи:

$$n_3^p = \frac{z_4}{z_3} \cdot n_h \tag{3.265}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 у једначинама (3.258) и (3.265).

3.1.1.6 Шести степен преноса (ход уназад), концепција R^h_{45}

За дату концепцију R^h_{45} улаз представља велики централни зупчаник 4, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је носач сателита h (слика 3.7).

Ако се пође од прве опште једначине кретања:

$$(n_4 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_1 - n_h) \tag{3.266}$$

у којој број обртаја носача сателита h (за блокирани елемент) износи:

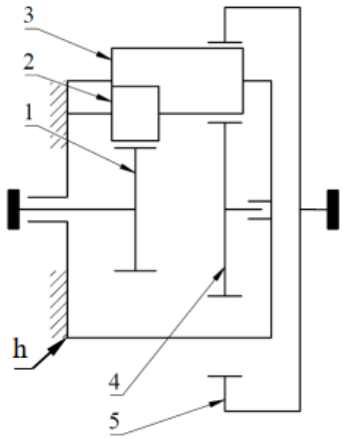
$$n_h = 0 \tag{3.267}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем је:

$$m = 3 \tag{3.268}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{01} = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_1}{z_4} \tag{3.269}$$



Слика 3.7 Шема концепције R_{45}^{h} [77]

Ако се у једначини (3.266) замене једначине (3.267), (3.268) и (3.269) добија се:

$$(n_4 - 0) = (-1)^3 \cdot \frac{z_1}{z_4} \cdot (n_1 - 0) \tag{3.270}$$

Сређивањем се добија:

$$n_4 = -\frac{z_1}{z_4} \cdot n_1 \tag{3.271}$$

Број обртаја малог централног зупчаника 1 се може одредити:

$$n_1 = -\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 \tag{3.272}$$

Друга општа једначина кретања се може написати у следећем облику:

$$(n_1 - n_h) = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.273}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.274}$$

а број спрегнутих чланова са спољним озубљењем:

$$m = 2 \tag{3.275}$$

Кинематски преносни однос планетарног преносника се може одредити из израза:

$$i_{02} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_1} \tag{3.276}$$

Ако се замене изрази (3.272), (3.274) и (3.275) у другој општој једначини кретања (3.273) добија се:

$$\left(-\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 - 0\right) = (-1)^2 \cdot \frac{z_5}{z_1} \cdot (n_5 - 0) \tag{3.277}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$-\frac{z_4}{z_1} \cdot n_4 = \frac{z_5}{z_1} \cdot n_5 \tag{3.278}$$

$$n_5 = -\frac{\frac{z_4}{z_1}}{\frac{z_5}{z_1}} \cdot n_4 \tag{3.279}$$

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 се сада може одредити:

$$n_5 = -\frac{z_4}{z_5} \cdot n_4 \tag{3.280}$$

Преносни однос планетарног преносника се може приказати:

$$i_{pp} = \frac{n_4}{n_5} \tag{3.281}$$

Ако се број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем из израза (3.280) замени у израз (3.281) добија се преносни однос планетарног преносника у функцији броја зубаца:

$$i_{pp} = -\frac{n_4}{\frac{z_4}{z_5} \cdot n_4} \tag{3.282}$$

После сређивања се добија преносни однос планетарног преносника:

$$i_{pp} = -\frac{z_5}{z_4} \tag{3.283}$$

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја планетарног зупчаника, а полазећи од спреге планетарног зупчаника 2 са великим централним зупчаником 4 добија се:

$$n_{2s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{1(VI)} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.284}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.285}$$

где број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и великог централног зупчаника 4 је:

$$m_1 = 2 \tag{3.286}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{1(VI)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_2} \tag{3.287}$$

Ако се у израз (3.284) унесу изрази (3.285), (3.286) и (3.287) онда се добија:

$$n_{2s} = (-1)^2 \cdot \frac{z_4}{z_2} \cdot (n_4 - 0) \tag{3.288}$$

Сређивањем се добија сопствени број обртаја планетарног зупчаника:

$$n_{2s} = \frac{z_4}{z_2} \cdot n_4 \tag{3.289}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја планетарног зупчаника 2 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_2^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{2(VI)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.290}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.291}$$

а број спољних спрега између планетарног зупчаника 2 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 1 \tag{3.292}$$

Парцијални преносни однос за случај када је планетарни зупчаник 2 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{2(VI)} = \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} = \frac{z_5}{z_2} \tag{3.293}$$

Ако се замене изрази (3.280), (3.291), (3.292) и (3.293) у израз (3.290) добија се:

$$n_2^p = (-1)^1 \cdot \frac{z_5}{z_2} \cdot \left(-\frac{z_4}{z_5} n_4 - 0 \right) \tag{3.294}$$

После сређивања се добија број обртаја планетарног зупчаника 2:

$$n_2^p = \frac{z_4}{z_2} \cdot n_4 \tag{3.295}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја планетарног зупчаника 2 у једначинама (3.289) и (3.295).

Коришћењем једначине сопственог броја обртаја спољњег планетарног зупчаника, а полазећи од спреге спољњег планетарног зупчаника 3 са великим централним зупчаником 4 добија се:

$$n_{3s} = (-1)^{m_1} \cdot i_{3(VI)} \cdot (n_4 - n_h) \tag{3.296}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.297}$$

а број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и великог централног зупчаника 4 је:

$$m_1 = 1 \tag{3.298}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{3(VI)} = \frac{z_4}{z_3} \tag{3.299}$$

Заменом израза (3.297), (3.298) и (3.299) у израз (3.296) се добија:

$$n_{3s} = (-1)^1 \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot (n_4 - 0) \tag{3.300}$$

Након сређивања се добија сопствени број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3:

$$n_{3s} = -\frac{z_4}{z_3} \cdot n_4 \tag{3.301}$$

Да би се проверила вредност броја обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 поставља се једначина у којој се посматра систем у супротном смеру. Посматрајући спрегу спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 добија се једначина:

$$n_3^p = (-1)^{m_2} \cdot i_{4(VI)} \cdot (n_5 - n_h) \tag{3.302}$$

у којој број обртаја носача планетарних зупчаника (за блокирани елемент) износи:

$$n_h = 0 \tag{3.303}$$

а број спољних спрега између спољњег планетарног зупчаника 3 и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 је:

$$m_2 = 0 \tag{3.304}$$

Парцијални преносни однос за случај када је спољни планетарни зупчаник 3 погонски члан се може одредити према изразу:

$$i_{4(VI)} = \frac{z_5}{z_3} \tag{3.305}$$

Заменом израза (3.280), (3.303), (3.304) и (3.305) у израз (3.302) добија се:

$$n_3^p = (-1)^0 \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \left(-\frac{z_4}{z_5} \cdot n_4 - 0 \right) \tag{3.306}$$

После сређивања се добија број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3:

$$n_3^p = -\frac{z_4}{z_3} \cdot n_4 \tag{3.307}$$

Овим је доказана провера јер су добијене идентичне вредности за број обртаја спољњег планетарног зупчаника 3 у изразима (3.301) и (3.307).

3.1.1.7 Усвојени бројеви зубаца и вредности преносних односа вишестепеног планетарног преносника

Да би се добили преносни односи вишестепеног планетарног преносника који приближно одговарају преносним односима у већ реализованом мењачу који се примењује у аутомобилској индустрији приступило се усвајању бројева зубаца. У табели 3.1 су приказане усвојене вредности бројева зубаца зупчаника за дати Равињонов планетарни преносник.

Табела 3.1 *Усвојене вредности бројева зубаца зупчаника Равињоновог планетараног преносника*

Назив зупчаника	Усвојени број зубаца
Мали централни зупчаник	$z_1 = 22$
Планетарни зупчаник (сателит)	$z_2 = 16$
Спољни планетарни зупчаник	$z_3 = 16$
Велики централни зупчаник	$z_4 = 54$
Централни зупчаник са унутрашњим озубљењем	$z_5 = 86$

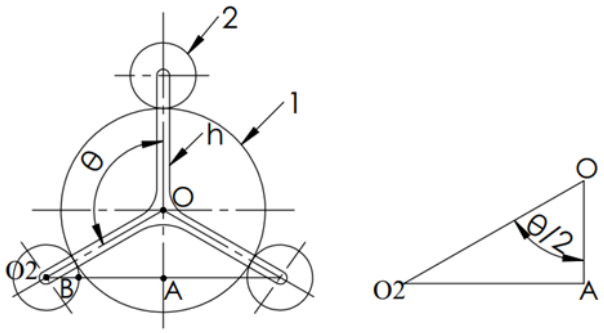
На основу усвојених бројева зубаца зупчаника и детаљно изведених израза за израчунавање вредности преносних односа у појединим степенима преноса вишестепеног планетарног преносника у табели 3.2 су приказане израчунате вредности.

Табела 3.2 *Израчунате вредности преносног односа Равињоновог планетараног преносника у појединим степенима преноса*

Степен преноса и концепција	Преносни однос	Израчунате вредности преносног односа
Први (R_{15}^{h})	$i_{pp1} = \frac{z_5}{z_1}$	$i_{pp1} = 3{,}909$
Други (R_{15}^{4})	$i_{pp2} = \frac{z_5 \cdot (z_1 + z_4)}{z_1 \cdot (z_4 + z_5)}$	$i_{pp2} = 2{,}122$
Трећи (R_{45}^{1})	$i_{pp3} = \frac{z_5 \cdot (z_1 + z_4)}{z_4 \cdot (z_5 - z_1)}$	$i_{pp3} = 1{,}891$
Четврти (R_{h5}^{1})	$i_{pp4} = \frac{z_5}{z_5 - z_1}$	$i_{pp4} = 1{,}344$
Пети (R_{h5}^{4})	$i_{pp5} = \frac{z_5}{z_4 + z_5}$	$i_{pp5} = 0{,}614$
Ход уназад (R_{45}^{h})	$i_{pp6} = -\frac{z_5}{z_4}$	$i_{pp6} = -1{,}593$

3.1.1.8 Израчунавање броја планетарних зупчаника

Број планетарних зупчаника 2 се може одредити из услова суседности, односно обезбеђивање обавезног зазора између темених пречника суседних планетарних зупчаника, што је приказано на слици 3.8.



Слика 3.8 Услов суседности зупчастог пара 1-2 [77]

Полазећи од услова суседности мора да буде испуњен услов:

$$\overline{AO}_2 > \overline{BO}_2 \tag{3.308}$$

Растојање $\overline{AO}_2$ се може изразити са слике 3.8 као:

$$\overline{AO}_2 = \overline{OO}_2 \cdot \sin\frac{\theta}{2} \tag{3.309}$$

Са слике 3.8 се може видети да се дужина $\overline{OO}_2$ може представити као збир полупречника подеоних кругова малог централног зупчаника и планетарног зупчаника:

$$\overline{OO}_2 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot z_1 + m \cdot z_2}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) \tag{3.310}$$

Угао θ је у функцији од броја планетарних зупчаника и може се одредити из израза:

$$\theta = \frac{2 \cdot \pi}{N_{12}} \tag{3.311}$$

Ако се изрази (3.310) и (3.311) замене у изразу (3.309) добија се:

$$\overline{AO}_2 = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin\frac{\pi}{N_{12}} \tag{3.312}$$

Растојање $\overline{BO}_2$ представља полупречник теменог круга планетарног зупчаника 2:

$$\overline{BO}_2 = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{d_2}{2} + h_{a2} = \frac{m \cdot z_2}{2} + m = \frac{m}{2} \cdot (z_2 + 2) \tag{3.313}$$

Ако у изразу (3.308) унесу изрази (3.312) и (3.313) добија се:

$$\frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin\frac{\pi}{N_{12}} > \frac{m}{2} \cdot (z_2 + 2) \tag{3.314}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$\sin\frac{\pi}{N_{12}} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \tag{3.315}$$

Максимални број планетарних зупчаника који се могу поставити око малог централног зупчаника 1 се може одредити као:

$$N_{12} < \frac{\pi}{arcsin\left(\frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}\right)} \tag{3.316}$$

Ако се у израз (3.316) унесу бројне вредности добија се:

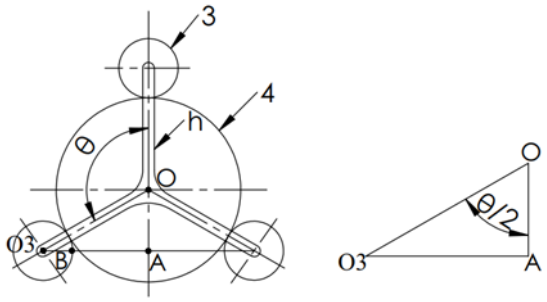
$$N_{12} < \frac{\pi}{arcsin\left(\frac{16 + 2}{22 + 16}\right)} \tag{3.317}$$

$$N_{12} < 6{,}3 \tag{3.318}$$

Усвојен је број планетарних зупчаника:

$$N_{12} = 4 \tag{3.319}$$

Број спољњих планетарних зупчаника 3 се може одредити из услова суседности, односно обезбеђивање обавезног зазора између темених пречника суседних спољњих планетарних зупчаника, што је приказано на слици 3.9.



Слика 3.9 Услов суседности зупчастог пара 3-4 [77]

Полазећи од услова суседности мора да буде испуњен услов:

$$\overline{AO}_3 > \overline{BO}_3 \tag{3.320}$$

Растојање $\overline{AO}_3$ се може изразити са слике 3.9 као:

$$\overline{AO}_3 = \overline{OO}_3 \cdot \sin\frac{\theta}{2} \tag{3.321}$$

На слици 3.9 се може видети да се дужина $\overline{OO}_3$ може представити као збир полупречника подеоних кругова спољњег планетарног зупчаника 3 и великог централног зупчаника 4:

$$\overline{OO}_3 = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{m \cdot z_3 + m \cdot z_4}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_3 + z_4) \tag{3.322}$$

Угао θ је у функцији од броја спољњих планетарних зупчаника и може се одредити из израза:

$$\theta = \frac{2 \cdot \pi}{N_{34}} \tag{3.323}$$

Ако се у израз (3.321) унесу изрази (3.322) и (3.323) добија се:

$$\overline{AO}_3 = \frac{m}{2} \cdot (z_3 + z_4) \cdot \sin\frac{\pi}{N_{34}} \tag{3.324}$$

Растојање $\overline{BO}_3$ представља полупречник теменог круга спољњег планетарног зупчаника 3:

$$\overline{BO}_3 = \frac{d_{a3}}{2} = \frac{d_3}{2} + h_{a3} = \frac{m \cdot z_3}{2} + m = \frac{m}{2} \cdot (z_3 + 2) \tag{3.325}$$

Ако се у израз (3.320) унесу изрази (3.324) и (3.325) добија се:

$$\frac{m}{2} \cdot (z_3 + z_4) \cdot \sin\frac{\pi}{N_{34}} > \frac{m}{2} \cdot (z_3 + 2) \tag{3.326}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$\sin\frac{\pi}{N_{34}} > \frac{z_3+2}{z_3+z_4} \tag{3.327}$$

Максимални број спољњих планетарних зупчаника који се могу поставити око великог централног зупчаника 4 се може одредити из израза:

$$N_{34} < \frac{\pi}{arcsin\left(\frac{z_3+2}{z_3+z_4}\right)} \tag{3.328}$$

Ако се у израз (3.328) унесу бројне вредности добија се:

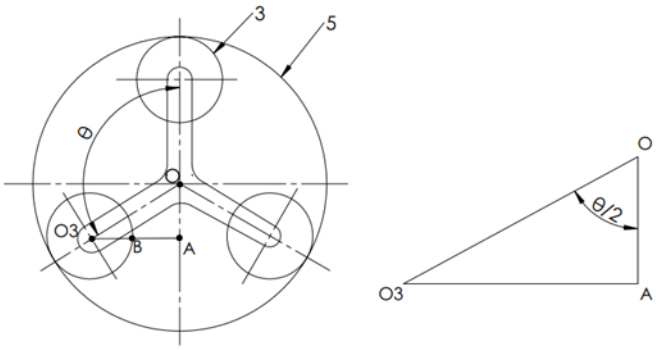
$$N_{34} < \frac{\pi}{arcsin\left(\frac{16+2}{16+54}\right)} \tag{3.329}$$

$$N_{34} < 12{,}1 \tag{3.330}$$

Усвојен је број спољњих планетарних зупчаника:

$$N_{34} = 12 \tag{3.331}$$

Број спољњих планетарних зупчаника 3 се може одредити из услова суседности, односно обезбеђивање обавезног зазора између темених пречника суседних спољњих планетарних зупчаника, што је приказано на слици 3.10.



Слика 3.10 Услов суседности зупчастог пара 3-5 [77]

Ако се пође од услова суседности мора да буде испуњен услов:

$$\overline{AO}_3 > \overline{BO}_3 \tag{3.332}$$

Растојање $\overline{AO}_3$ се може изразити са слике 3.10 као:

$$\overline{AO}_3 = \overline{OO}_3 \cdot \sin\frac{\theta}{2} \tag{3.333}$$

Са слике 3.10 се може видети да се дужина $\overline{OO}_3$ може представити као разлика полупречника подеоних кругова централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 и спољњег планетарног зупчаника 3:

$$\overline{OO_3} = \frac{d_5 - d_3}{2} = \frac{m \cdot z_5 - m \cdot z_3}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_5 - z_3) \tag{3.334}$$

Угао θ је у функцији од броја спољњих планетарних зупчаника и може се одредити из израза:

$$\theta = \frac{2 \cdot \pi}{N_{35}} \tag{3.335}$$

Ако се у израз (3.333) унесу изрази (3.334) и (3.335) добија се:

$$\overline{AO_3} = \frac{m}{2} \cdot (z_5 - z_3) \cdot \sin\frac{\pi}{N_{35}} \tag{3.336}$$

Растојање $\overline{BO_3}$ представља полупречник теменог круга спољњег планетарног зупчаника 3:

$$\overline{BO_3} = \frac{d_{a3}}{2} = \frac{d_3}{2} + h_{a3} = \frac{m \cdot z_3}{2} + m = \frac{m}{2} \cdot (z_3 + 2) \tag{3.337}$$

Ако се изрази (3.336) и (3.337) замене у изразу (3.332) добија се:

$$\frac{m}{2} \cdot (z_5 - z_3) \cdot \sin\frac{\pi}{N_{35}} > \frac{m}{2} \cdot (z_3 + 2) \tag{3.338}$$

Даљим сређивањем се добија:

$$\sin\frac{\pi}{N_{35}} > \frac{z_3 + 2}{z_5 - z_3} \tag{3.339}$$

Максимални број спољњих планетарних зупчаника који се могу поставити око централног зупчаника са унутрашњим озубљењем 5 се може одредити из израза:

$$N_{35} < \frac{\pi}{arcsin\left(\frac{z_3 + 2}{z_5 - z_3}\right)} \tag{3.340}$$

Ако се у израз (3.340) унесу бројне вредности добија се:

$$N_{35} < \frac{\pi}{arcsin\left(\frac{16 + 2}{86 - 16}\right)} \tag{3.341}$$

$$N_{35} < 12{,}1 \tag{3.342}$$

Усвојен је број спољњих планетарних зупчаника:

$$N_{35} = 12 \tag{3.343}$$

Препорука је да се усвоји најмањи број планетарних зупчаника:

$$min(N_{12}, N_{34}, N_{35}) = \min(4,12,12) \tag{3.344}$$

Усваја се број планетарних зупчаника:

$$N = 4 \tag{3.345}$$

3.1.1.9 Провера услова монтаже

Да би услов монтаже био задовољен, односно да би зупчаници могли несметано да се окрећу у изразима који следе (3.346) и (3.347) је потребно да се добију целобројне вредности за број зубаца.

$$\frac{z_1 \cdot z_3 + z_2 \cdot z_4}{N \cdot C_{23}} = C \tag{3.346}$$

$$\frac{z_1 \cdot z_3 + z_2 \cdot z_5}{N \cdot C_{23}} = C \tag{3.347}$$

Ако се у изразима (3.346) и (3.347) унесу бројне вредности добија се:

$$\frac{22 \cdot 16 + 16 \cdot 54}{4 \cdot 2} = 152 \tag{3.348}$$

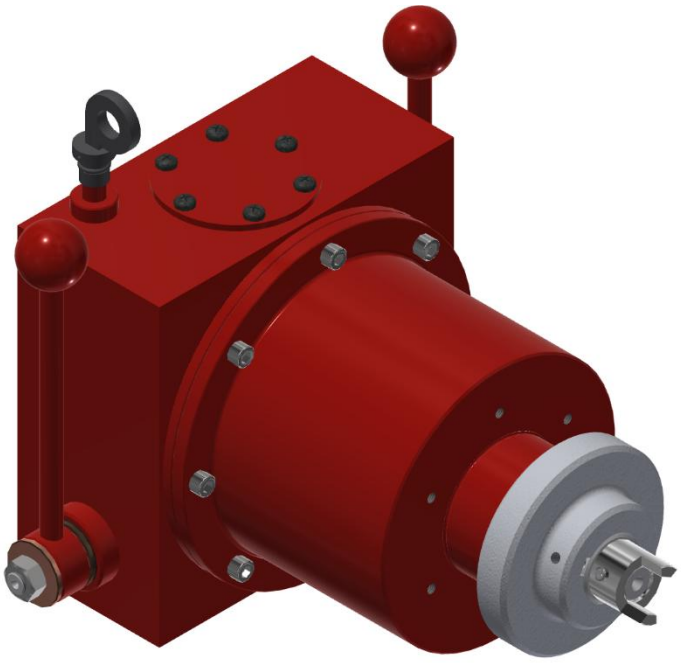
$$\frac{22 \cdot 16 + 16 \cdot 86}{4 \cdot 2} = 216 \tag{3.349}$$

У изразима (3.348) и (3.349) су добијени цели бројеви и услов монтаже је задовољен.

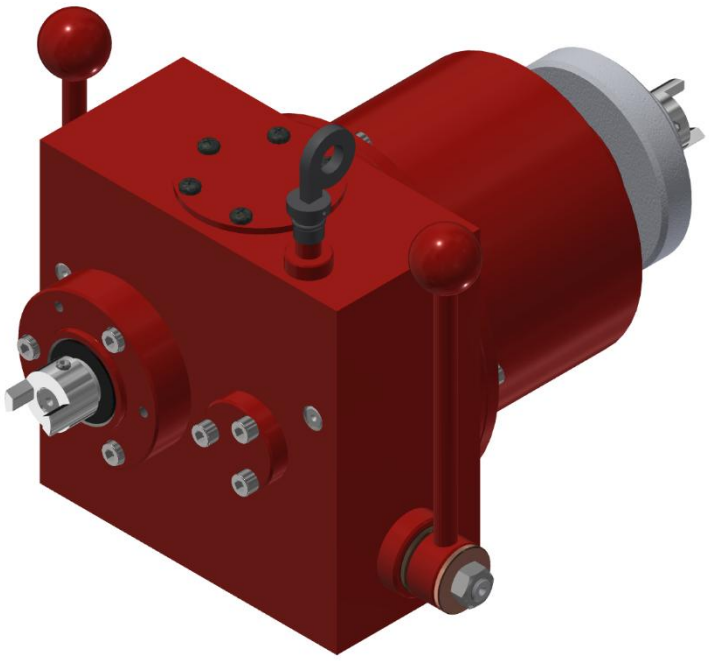
3.2 Конструкција вишестепеног планетарног преносника

На основу извршеног прорачуна урађено је моделирање у програму *Autodesk Inventor* и израда комплетне конструкционе документације на основу које је извршена израда вишестепеног планетарног преносника. Поред саме конструкције Равињоновог планетарног преносника, било је неопходно израдити и додатно конструкционо решење за компоненте помоћу којих се врши промена степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника.

На сликама 3.11 и 3.12 су приказани склоп вишестепеног планетарног преносника и део за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника, из различитих погледа.

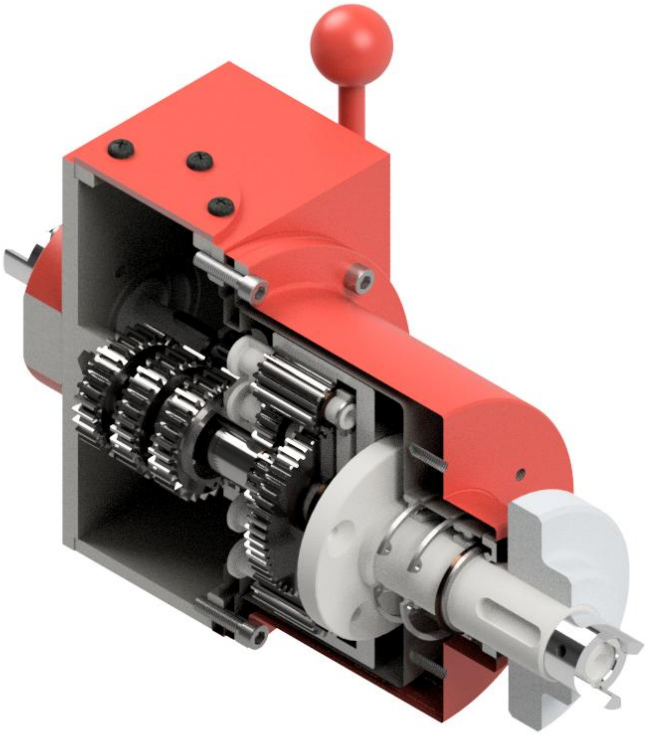


Слика 3.11 Приказ 1 склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника

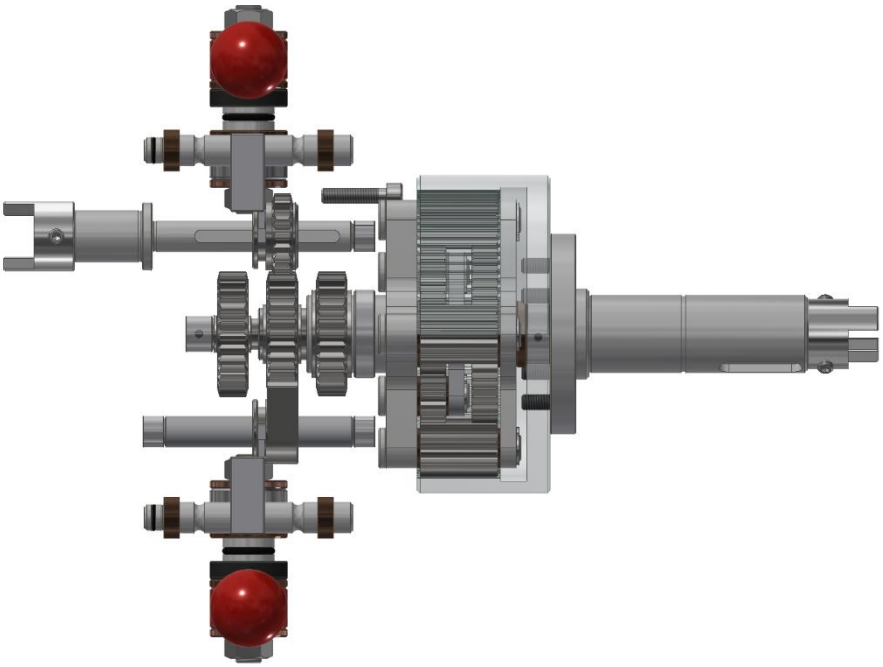


Слика 3.12 Приказ 2 склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника

Дати склоп је приказан у пресеку на слици 3.13. На слици 3.14 је приказан поглед одозго на дати склоп, али без кућишта.

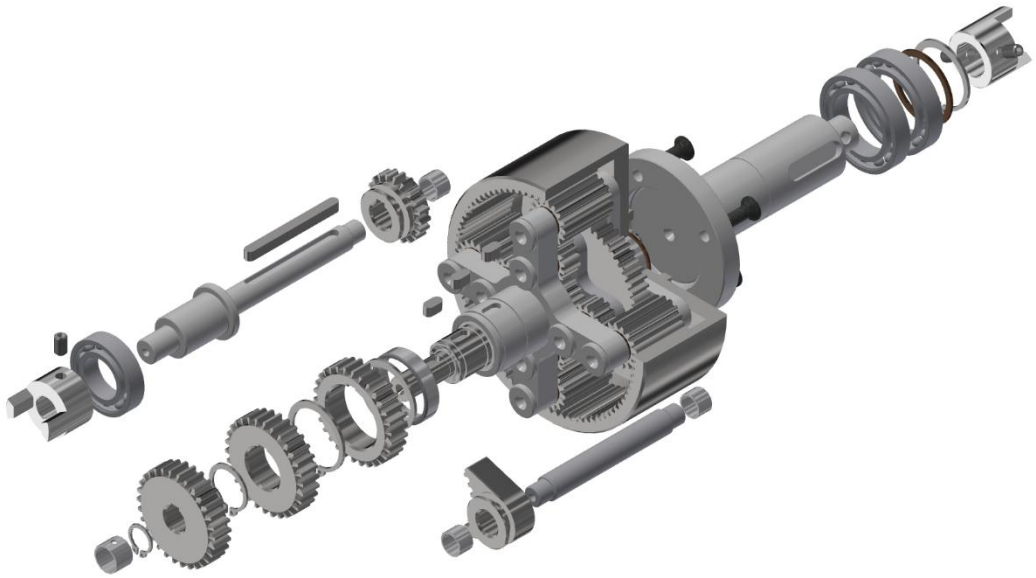


Слика 3.13 Приказ пресека склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника

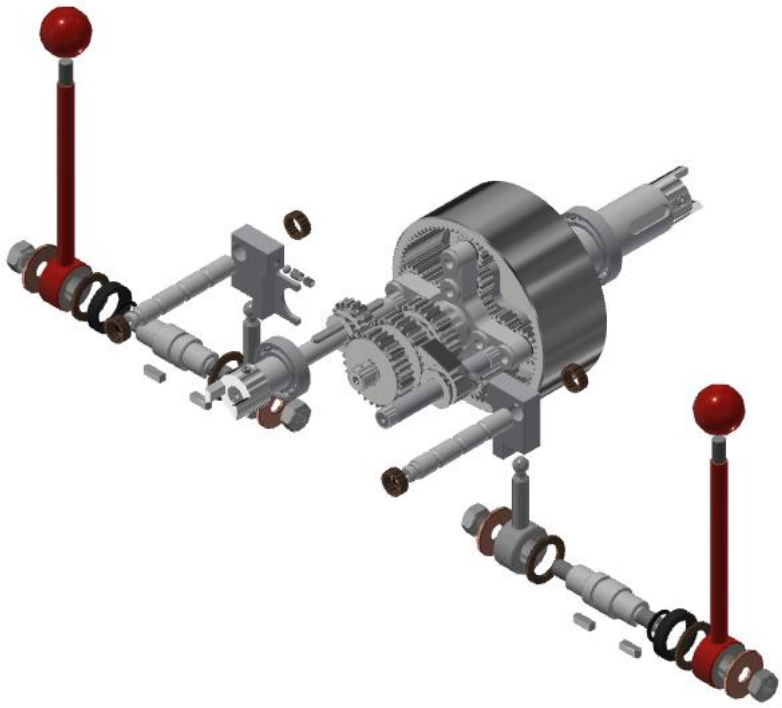


Слика 3.14 Приказ склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника без приказа кућишта

Ако се изврши демонтажа склопа могу се приказати основни елементи дате конструкције као на слици 3.15, као и расклопљени елементи дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника на слици 3.16.

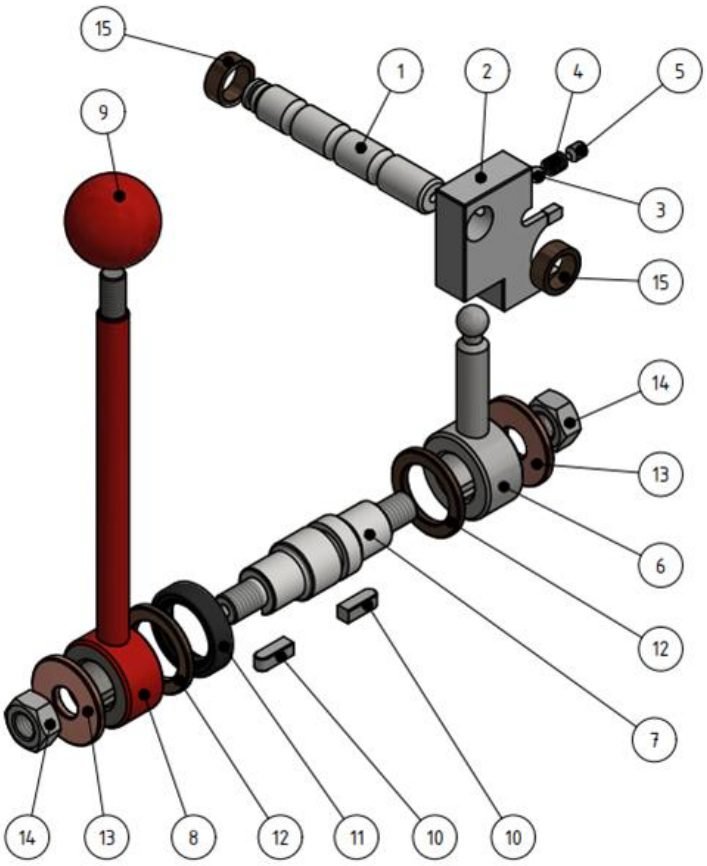


Слика 3.15 Приказ демонтаже склопа вишестепеног планетарног преносника и дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника без приказа кућишта



Слика 3.16 Приказ демонтаже дела за избор степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника без приказа кућишта

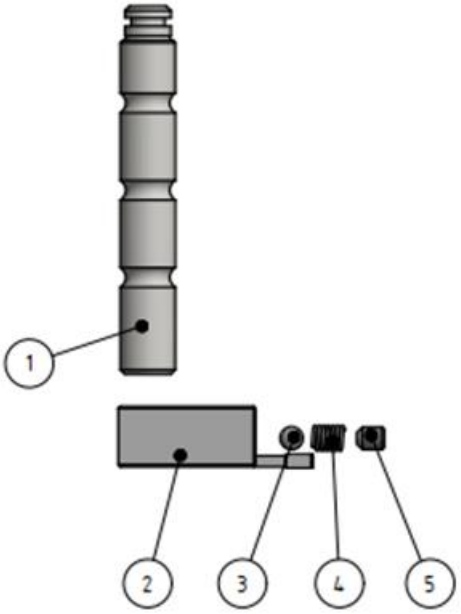
Детаљан приказ механизма за избор степена преноса планетарног преносника дат је на слици 3.17, а механизам виљушке приказан је на слици 3.18.



Слика 3.17 Механизам за избор степена преноса планетарног преносника

Помоћу механизма за избор степена преноса се врши блокирање и повезивање зупчаника са улазним вратилом. Овај механизам се састоји од ожлебљеног вратила (1), виљушке за избор степена преноса (2), куглице (3), опруге (4), завртња (5), полуге за избор степена преноса (6), вратила ручице (7), ручице за промену степена преноса (8) са куглом (9), клинова (10), заптивача (11), подлошки (12) и (13), навртке (14) и дистантног прстена (15). Кугла (9) се навија на ручицу (8), која преко клина (10) остварује чврсту везу са вратилом (7). Полуга за избор степена преноса (6) такође преко клина (10) остварује чврсту везу са вратилом (7). Како би било онемогућено аксијално померање ручице (8) и полуге (6) примењују се дистантни прстенови или подлошке (12) и (13), а за њихово притезање примењују се навртке (14). Заптивач (11) спречава цурења уља из мењача. Систем је тако склопљен да једини степен слободе представља ротација ручице са све полугом и вратилом (7) око његове осе.

Са доње стране виљушке (2) се налази отвор у који улази сферни врх полуге за избор степена преноса (6) тако да њеном ротацијом долази до аксијалног померања виљушке (2) дуж осе ожлебљеног вратила (1). Померање виљушке је ограничено дистантним прстеновима (15) који се налазе на крајевима вратила (1) и чеоним површинама додирују зидове кућишта мењача. Виљушка (2) у својој геометрији садржи два краја која упадају у ожлебљени део блокаде и погонског зупчаника, тако да њеним аксијалним померањем долази и до њиховог померања.



Слика 3.18 Механизам виљушке

Како мењач има 6 степени преноса, обе ручице (за погон и блокирање) имају могућност остваривања 3 различита положаја. Ти положаји су дефинисани преко три жлеба на вратилу (1) (слика 3.18). Када је једна од ручица у вертикалном положају виљушка је преко механизма куглице (3) са опругом (4) и завртњем (5) блокирана за средишњи жлеб на вратилу (1). Овај механизам представља лабав спој, јер под мало већом силом померања ручице куглица ће померањем виљушке лако изаћи из жлеба све до тренутка док не упадне у следећи под дејством опруге (4) коју притеже завртањ (5) у отвору на бочној страни виљушке. Таква конструкција омогућава да без дејства мало веће силе не може доћи до померања ручице, као и то да је њено померање тачно дефинисано преко већ наведених дистантних прстенова (15). При томе обе ручице могу остварити три различита положаја и то:

- Крајњи леви - када се ручица помери за 20° уназад и куглица упадне у први жлеб
- Средњи – када је ручица у вертикалном положају и куглица упадне у средишњи жлеб и
- Крајњи десни – када се ручица помери за 20° унапред и куглица упадне у трећи жлеб.

4. ГУБИЦИ СНАГЕ И СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ ПРЕНОСНИКА

Степен искоришћења код машина и механизама, укључујући и вишестепене планетарне преносника, представља параметар за процену ефикасности коришћења енергије и служи као мера способности техничких система да очувају енергију током њеног преноса. Код планетарних преносника, степен искоришћења представља један од најважнијих критеријума за оцену поузданости изведене конструкције.

У савременој техничкој литератури, степен искоришћења планетарних преносника најчешће се одређује применом две методе. Прва метода, која се заснива на прорачуну сила и спољних оптерећења, укључујући и утицај трења у спрези и у ослонцима, показује недовољну поузданост. Друга метода је приближна, јер не узима у обзир хидрауличке губитке у уљу и центрифугалне силе инерције сателита, али се она чешће примењује јер узима у обзир степен искоришћења планетарног преносника са блокираним носачем. Поред теоријских метода, степен искоришћења ових преносника може се одредити и експериментално, при чему се постиже задовољавајући степен тачности.

Степен искоришћења се уопштено може одредити према следећем изразу:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_G}{P_1} < 1 \tag{4.1}$$

где су:

η – степен искоришћења планетарног преносника,
P_1 – снага на улазу планетарног преносника, W,
P_2 – снага на излазу планетарног преносника, W, и
P_G – укупни губици снаге, W.

У складу са основним поставкама за одређивање, нпр. у првом степену преноса планетарног преносника концепције R_{15}^h, где улаз представља мали централни зупчаник 1, излаз централни зупчаник са унутрашњим озубљењем 5, а блокирани елемент је носач планетарних зупчаника h, степен искоришћења се може одредити:

$$\eta_{15}^h = \frac{P_5^h}{P_1^h} = \frac{P_1^h - P_G^h}{P_1^h} \tag{4.2}$$

где су:

η_{15}^h – степен искоришћења планетарног преносника за дату концепцију,
P_1^h – улазна снага на малом централном зупчанику 1, W,
P_5^h – излазна снага на централном зупчанику са унутрашњим озубљењем 5, W и
P_G^h – утрошена снага на савладавање трења у планетарном преноснику са блокираним носачем, W.

У вишестепеном планетарном преноснику се укупни губици снаге P_G могу представити као збир губитака снаге у спрези зупчастих парова, губитака снаге у котрљајним и клизним лежајима, губитака снаге услед трења на местима заптивача

вратила, губитака снаге у празном ходу и губитака снаге у осталим агрегатима планетарног преносника [78]:

$$P_G = P_{GZ} + P_{GL} + P_{GD} + P_{G0} + P_{GX} \tag{4.3}$$

где су:

P_{GZ} – губици снаге у спрези зупчастих парова проузроковани оптерећењем, W,
P_{GL} – губици снаге у котрљајним и клизним лежајима проузроковани оптерећењем, W,
P_{GD} – губици снаге на местима заптивача вратила, W,
P_{G0} – губици снаге у празном ходу, W и
P_{GX} – губици снаге у осталим агрегатима планетарног преносника, W.

Укупни губици снаге у спрези зупчастих парова се састоје од (P_{GZ} и P_{GZ0}), а губици снаге у котрљајним и клизним лежајима (P_{GL} и P_{GL0}) [79], где су:

P_{GZ0} – губици снаге при празном ходу зупчаника, узроковани отпором при захватању и мешању уља током подмазивања потапањем,W и
P_{GL0} – губици снаге у котрљајним и клизним лежајима узроковани вискозним отпором при захватању уља током подмазивања потапањем, W.

Губици снаге на местима заптивача вратила P_{GD} и губици снаге у осталим агрегатима планетарног преносника P_{GX} не зависе од оптерећења.

4.1 Губици снаге у спрези зупчастих парова проузроковани оптерећењем

Теоријски прорачун губитака снаге у спрези зупчастих парова (проузрокованих оптерећењем) традиционално се ослања на Ниманову методу (*Niemann*). На основу овог приступа, степен искоришћења спреге зупчаника се може изразити одговарајућом формулом [19, 80, 81 и 89]:

$$\eta_{VZ} = \frac{P_A - P_{GZ}}{P_A} \tag{4.4}$$

где је:

P_A – улазна снага, W.

Улазна снага се израчунава:

$$P_A = F_t \cdot v_t \tag{4.5}$$

где су:

F_t – обимна сила, N и
v_t – обимна брзина, m/s.

Обимна сила се може одредити:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \tag{4.6}$$

где су:

T_1 – обртни момент, Nm и
d_1 – пречник подеоног круга зупчаника, m.

Обимна брзина се одређује из израза:

$$v_t = \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \tag{4.7}$$

где је:

n – број обртаја, min^{-1}.

Нормална сила на боку зупца се одређује помоћу израза:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \tag{4.8}$$

где је:

α_t – угао нагиба профила алата, $^{\circ}$.

Губитак снаге у спрези зупчастих парова се може одредити из израза:

$$P_{GZ} = P_A \cdot \mu_m \cdot H_V \tag{4.9}$$

где су:

μ_m – средња вредност коефицијента трења и
H_V – фактор губитка снаге.

Фактор губитка снаге се може одредити из израза:

$$H_V = \frac{1+u}{u} \cdot \frac{\pi}{z_1 \cos \beta_b} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \tag{4.10}$$

где су:

u – преносни однос,
z_1 – број зубаца зупчаника,
β_b – угао нагиба зупца на основном кругу, °,
ε_α – степен спрезања профила и
ε_1, ε_2 – парцијални степени спрезања.

Средња вредност коефицијента трења се одређује из израза [19]:

$$\mu_m = 0{,}048 \cdot \left(\frac{F_{bt}/l_{min}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{redC}} \right)^{0,2} \cdot \eta_{oil}^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \cdot X_L \tag{4.11}$$

где су:

F_{bt} – нормална сила на боку зупца, N,
l_{min} – минимална дужина контакта зупчастог пара (једнака је ширини зупчаника са правим зупцима), mm,
$v_{\Sigma C}$ – збирна обимна брзина у тачки додира, m/s,
ρ_{redC} – смањени радијус закривљености у тачки додира, mm,
η_{oil} – динамичка вискозност уља на одговарајућој температури уља, mPa·s,
R_a – средња аритметичка храпавост, μm и
X_L – фактор корекције уља.

Збирна обимна брзина у тачки додира се може одредити из израза:

$$v_{\Sigma C} = 2 \cdot v_t \cdot \sin \alpha_{wt} \tag{4.12}$$

где је:

α_{wt} – угао додирнице, °.

Смањени радијус закривљености у тачки додира се израчунава помоћу израза:

$$\rho_{redC} = 0{,}5 \cdot d_{w1} \cdot \sin \alpha_{wt} \cdot \frac{u}{(u+1) \cdot \cos \beta_b} \tag{4.13}$$

где је:

d_{w1} – пречник кинематског круга, mm.

Динамичка вискозност уља на одговарајућој температури уља се одређује као производ кинематске вискозности и густине коришћеног уља:

$$\eta_{oil} = \nu \cdot \rho \tag{4.14}$$

На основу кинематске вискозности уља на 40°C и кинематске вискозности на 100°C се може одредити вредност кинематске вискозности за температуре θ између 0,1°C и 100°C коришћењем следећег израза [82]:

$$\nu = 10^C - 0{,}7 \tag{4.15}$$

где је:

C – константа и њена вредност се може добити из израза:

$$C = 10^{A \cdot log(\theta + 273) + B} \tag{4.16}$$

где су:

A, B – константе.

Константа *A* се може одредити из израза:

$$A = -13{,}129 \cdot log\left(\frac{log(\nu_{40} + 0{,}7)}{log(\nu_{100} + 0{,}7)}\right) \tag{4.17}$$

Константа *B* се одређује из израза:

$$B = log\big(log(\nu_{40} + 0{,}7)\big) - 2{,}496 \cdot A \tag{4.18}$$

Приликом прорачуна губитака снаге помоћу константи *A, B* и *C* се одређују кинематске вискозности уља при реалним радним температурама.

Средња аритметичка храпавост бокова зубаца зупчаника се може одредити из израза:

$$R_a = 0{,}5 \cdot (R_{a1} + R_{a2}) \tag{4.19}$$

где су:

R_{a1}, R_{a2} – средња аритметичка храпавост бокова зубаца зупчаника 1 и 2, μm.

Фактор корекције уља се одређује:

$$X_L = \left(\frac{F_{bt}}{b}\right)^{-0{,}0651} \tag{4.20}$$

где је:

b – ширина зупчаника, mm.

4.2 Губици снаге у котрљајним и клизним лежајима проузроковани оптерећењем

Код планетарних преносника је веома битан избор котрљајних и клизних лежаја који се користе за улежиштење вратила на којима се налазе одговарајући зупчаници. За изведено конструкционо решење вишестепеног планетарног преносника, због његових димензија и конструкционих карактеристика, су се углавном користиле одговарајуће клизне чауре. Губици снаге у лежајима који зависе од оптерећења имају значајан утицај у укупним губицима преносника.

Када се на вратилима централних и планетарних зупчаника уграђују четири клизна лежаја губици снаге се могу приближно одредити према следећем изразу [83]:

$$P_{GL} = (0{,}02 \div 0{,}03) \cdot P_1 \tag{4.21}$$

Ако су вратила улежиштена са четири котрљајна лежаја, губици су мањи и могу се одредити из израза:

$$P_{GL} = (0{,}005 \div 0{,}01) \cdot P_1 \tag{4.22}$$

За прецизније прорачуне губитака у лежајима могу се користити препоручени прорачуни конкретних произвођача лежаја.

4.3 Губици снаге на местима заптивача вратила

Као резултат трења између радијалних заптивача и вратила се јављају губици снаге у заптивачима. Величина ових губитака зависи од броја обртаја вратила, вредности унутрашњег пречника заптивача и од притиска који се остварује у контакту између заптивних прстенова и вратила.

У литератури је представљено неколико различитих рачунских модела, али се због једноставности ови губици могу одредити према препоруци коју је предложио Кетлер (*Kettler*) [84]

$$P_{GD} = 7{,}69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{v1} \cdot n_1 \tag{4.23}$$

где су:

d_{v1} – пречник вратила на месту постављања заптивача, mm и
n_1 – број обртаја вратила на месту заптивања, min^{-1}.

4.4 Губици снаге у празном ходу

Губитке снаге у празном ходу P_{G0} чине губици снаге у спрези зупчастих парова P_{GZ0} и губици снаге у котрљајним и клизним лежајима P_{GL0} који не зависе од оптерећења и они настају када је излазни момент једнак нули. На вредности ових губитака снаге утичу врста и вискозност употребљеног уља за подмазивање, радна температура уља, ниво урањања зупчаника у уље у кућишту, положај зупчаника, обимне брзине зупчаника, конструкција планетарног преносника, и др.

Према препоруци из литературе [80], губици снаге у празном ходу у спрези зупчастих парова се приближно могу одредити из израза:

$$P_{GZ0} = 76{,}92 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot h \cdot v^{1{,}5} \tag{4.24}$$

где су:

b – ширина зупчаника, mm,
h – дубина урањања зупчаника у уље, mm и
v – обимна брзина зупчаника, m/s.

Користећи препоруке из литературе [85] губици снаге у празном ходу се могу одредити из израза:

$$P_{G0} = 4{,}046 \cdot 10^{-5} \cdot n_1^{1{,}458} \cdot \nu_{40}^{0{,}659} \tag{4.25}$$

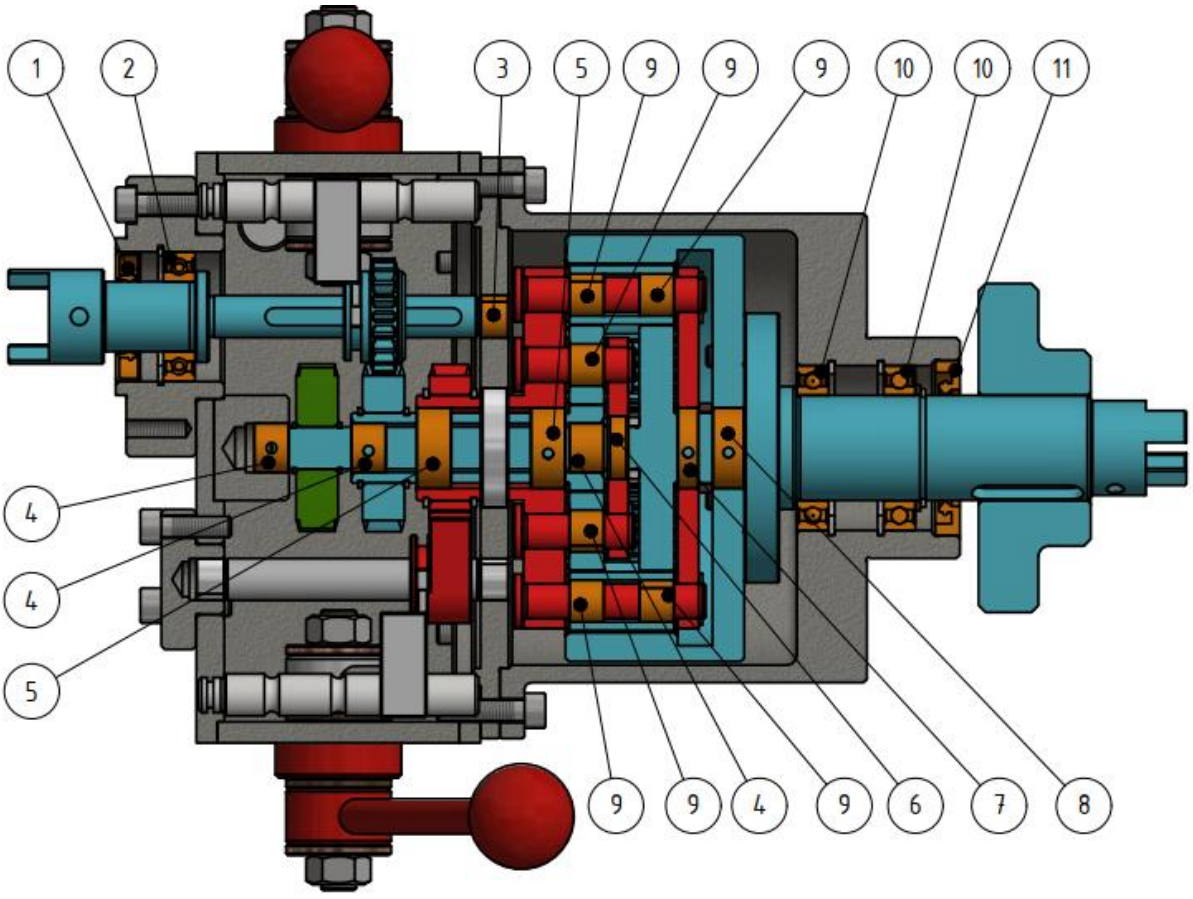
где је:

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

Удео губитака снаге у празном ходу P_{G0} у укупним губицима снаге вишестепеног планетарног преносника је занемарљиво мали.

4.5 Губици снаге у појединим степенима преноса вишестепеног планетарног преносника

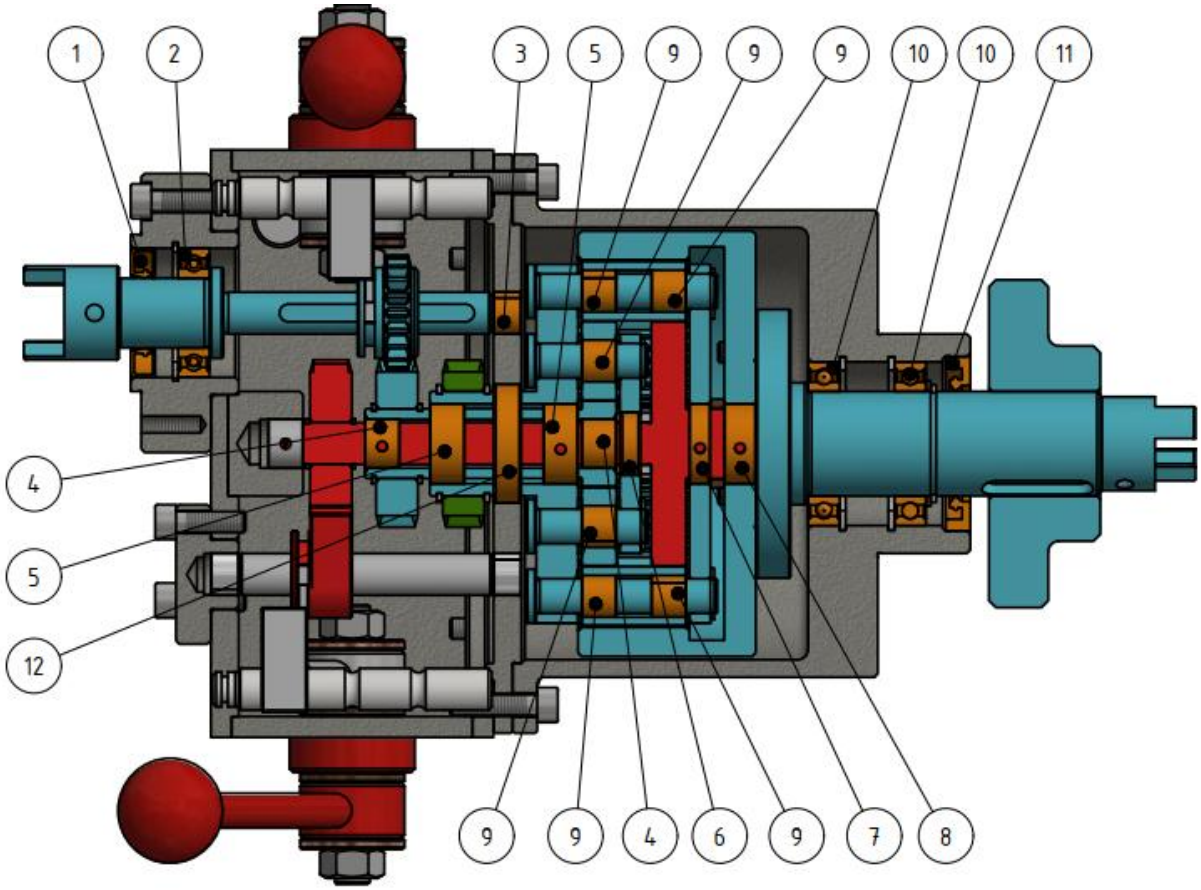
На сликама (4.1 – 4.6) су приказана места настанка губитака снаге код вишестепеног планетарног преносника. На слици 4.1 браон бојом означена места губитака снаге у првом степену преноса: 1) заптивач на улазном вратилу, 2) котрљајни лежај на улазном вратилу, 3) клизна чаура на улазном вратилу, 4) клизна чаура у помоћном кућишту за велики централни зупчаник z_4 (3 комада), 5) клизна чаура између погонског носача сателита и малог централног зупчаника z_1, 6) клизна чаура између погонског носача сателита за осно растојање 47,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 7) клизна чаура између носача сателита за z_2 и осно растојање 87,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 8) клизна чаура између прстена са унутрашњим озубљењем и великог централног зупчаника z_4, 9) клизна чаура на сателитима z_2 (12 комада), 10) котрљајни лежај на излазном вратилу (2 комада) и 11) заптивач на излазном вратилу.



Слика 4.1 Губици снаге у првом степену преноса

Поред ових губитака у првом степену преноса јављају се губици и у спрези зупчастог пара 1 и 2 (на улазном вратилу), у спрези малог централног зупчаника и четири планетарна зупчаника (сателита), у спрези четири планетарна зупчаника и четири спољња планетарна зупчаника, у спрези четири спољња планетарна зупчаника и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем и у спрези великог централног зупчаника са четири спољна планетарна зупчаника.

На слици 4.2 су браон бојом означена места губитака снаге у другом степену преноса: 1) заптивач на улазном вратилу, 2) котрљајни лежај на улазном вратилу, 3) клизна чаура на улазном вратилу, 4) клизна чаура у помоћном кућишту за велики централни зупчаник z_4 (3 комада), 5) клизна чаура између погонског носача сателита и малог централног зупчаника z_1, 6) клизна чаура између погонског носача сателита за осно растојање 47,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 7) клизна чаура између носача сателита за z_2 и осно растојање 87,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 8) клизна чаура између прстена са унутрашњим озубљењем и великог централног зупчаника z_4, 9) клизна чаура на сателитима z_2 (12 комада), 10) котрљајни лежај на излазном вратилу (2 комада), 11) заптивач на излазном вратилу и 12) клизна чаура између међуплоче и погонског носача сателита.

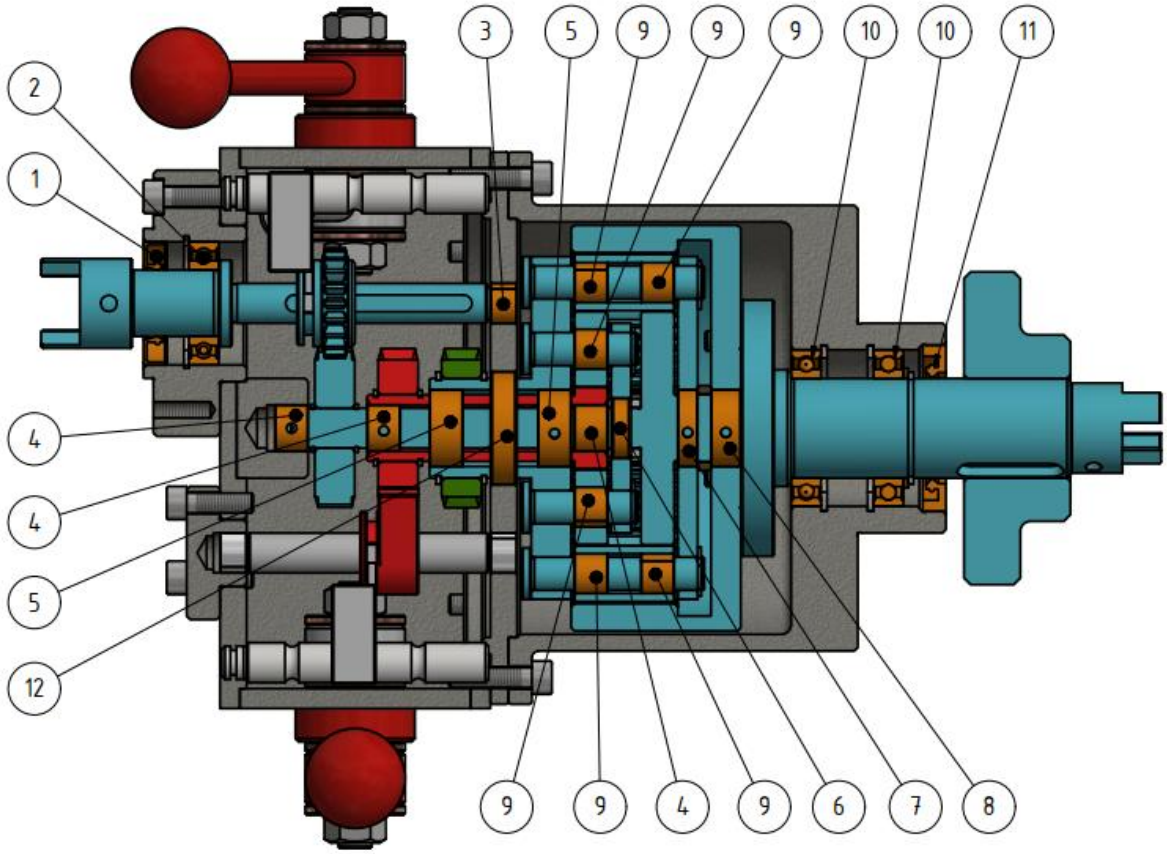


Слика 4.2 Губици снаге у другом степену преноса

Поред ових губитака у другом степену преноса јављају се губици и у спрези зупчастог пара 1 и 2 (на улазном вратилу), у спрези малог централног зупчаника и четири планетарна зупчаника (сателита), у спрези четири планетарна зупчаника и четири

спољња планетарна зупчаника и у спрези четири спољња планетарна зупчаника и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем.

На слици 4.3 браон бојом су означена места губитака снаге у трећем степену преноса: 1) заптивач на улазном вратилу, 2) котрљајни лежај на улазном вратилу, 3) клизна чаура на улазном вратилу, 4) клизна чаура у помоћном кућишту за велики централни зупчаник z_4 (3 комада), 5) клизна чаура између погонског носача сателита и малог централног зупчаника z_1, 6) клизна чаура између погонског носача сателита за осно растојање 47,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 7) клизна чаура између носача сателита за z_2 и осно растојање 87,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 8) клизна чаура између прстена са унутрашњим озубљењем и великог централног зупчаника z_4, 9) клизна чаура на сателитима z_2 (12 комада), 10) котрљајни лежај на излазном вратилу (2 комада), 11) заптивач на излазном вратилу и 12) клизна чаура између међуплоче и погонског носача сателита.

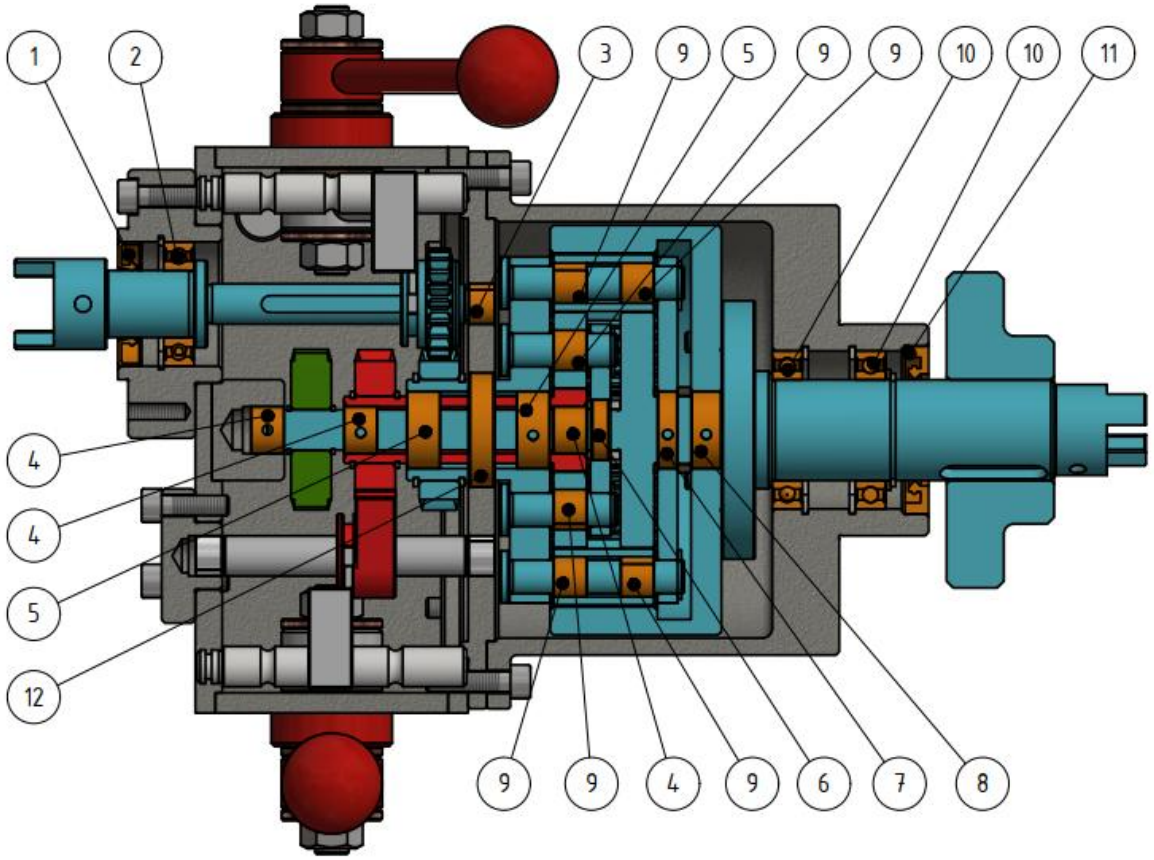


Слика 4.3 Губици снаге у трећем степену преноса

Поред ових губитака у трећем степену преноса јављају се губици и у спрези зупчастог пара 1 и 2 (на улазном вратилу), у спрези четири планетарна зупчаника и четири спољња планетарна зупчаника, у спрези четири спољња планетарна зупчаника и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем и у спрези великог централног зупчаника са четири спољна планетарна зупчаника.

На слици 4.4 су браон бојом означена места губитака снаге у четвртом степену преноса: 1) заптивач на улазном вратилу, 2) котрљајни лежај на улазном вратилу, 3) клизна чаура на улазном вратилу, 4) клизна чаура у помоћном кућишту за велики

централни зупчаник z_4 (3 комада), 5) клизна чаура између погонског носача сателита и малог централног зупчаника z_1, 6) клизна чаура између погонског носача сателита за осно растојање 47,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 7) клизна чаура између носача сателита за z_6 и осно растојање 87,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 8) клизна чаура између прстена са унутрашњим озубљењем и великог централног зупчаника z_4, 9) клизна чаура на сателитима z_2 (12 комада), 10) котрљајни лежај на излазном вратилу (2 комада), 11) заптивач на излазном вратилу и 12) клизна чаура између међуплоче и погонског носача сателита.

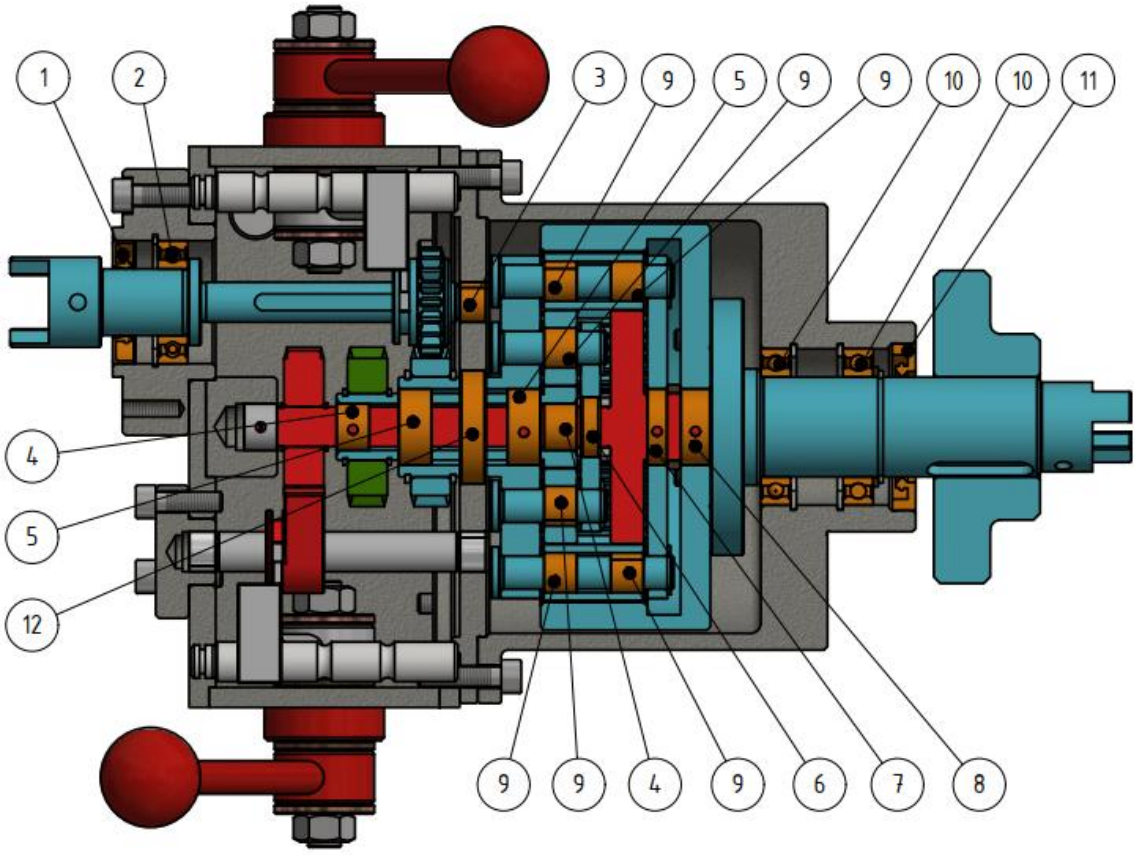


Слика 4.4 Губици снаге у четвртом степену преноса

Поред ових губитака у четвртом степену преноса јављају се исти додатни губици као у трећем степену преноса (укочен је мали централни зупчаник) и то губици: у спрези зупчастог пара 1 и 2 (на улазном вратилу), у спрези четири планетарна зупчаника и четири спољња планетарна зупчаника, у спрези четири спољња планетарна зупчаника и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем и у спрези великог централног зупчаника са четири спољна планетарна зупчаника.

На слици 4.5 браон бојом су означена места губитака снаге у петом степену преноса: 1) заптивач на улазном вратилу, 2) котрљајни лежај на улазном вратилу, 3) клизна чаура на улазном вратилу, 4) клизна чаура у помоћном кућишту за велики централни зупчаник z_4 (3 комада), 5) клизна чаура између погонског носача сателита и малог централног зупчаника z_1, 6) клизна чаура између погонског носача сателита за осно растојање 47,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 7) клизна чаура између носача сателита за z_2 и осно растојање 87,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 8) клизна чаура између прстена са унутрашњим озубљењем и великог централног зупчаника z_4, 9)

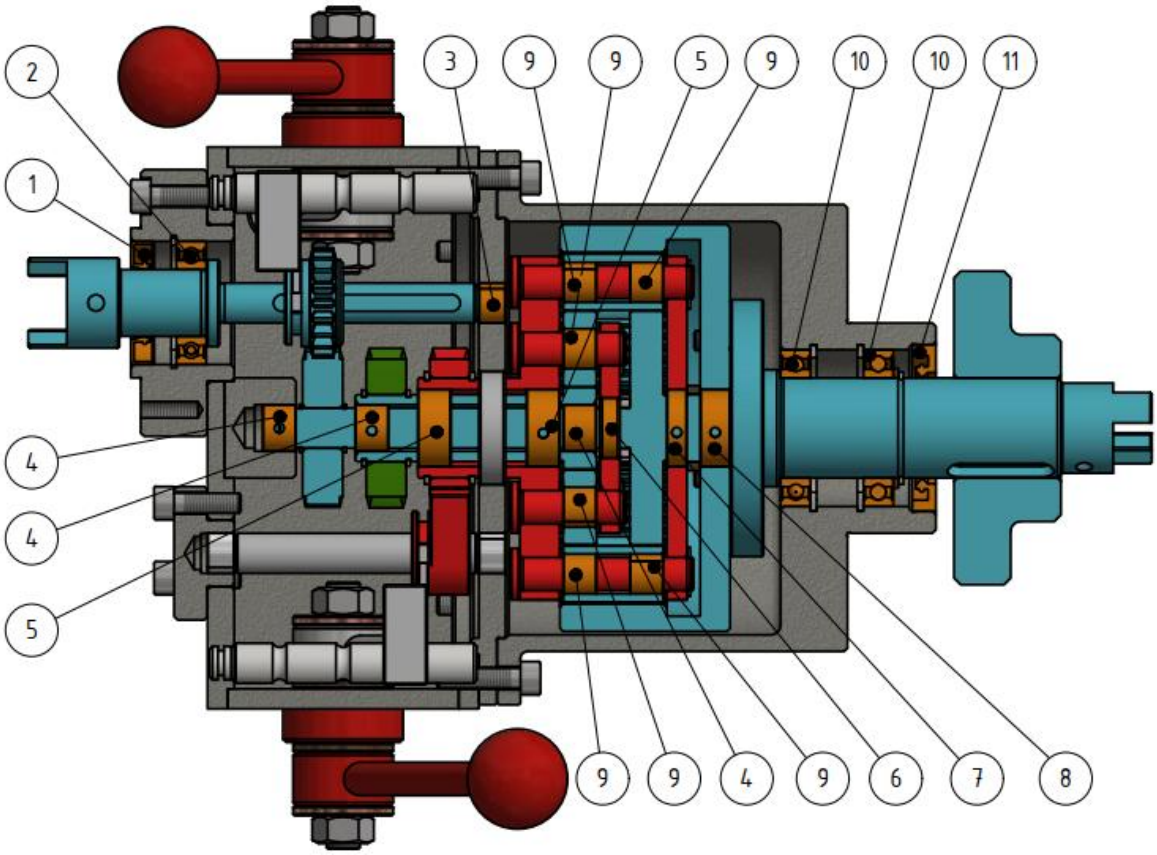
клизна чаура на сателитима z_2 (12 комада), 10) котрљајни лежај на излазном вратилу (2 комада), 11) заптивач на излазном вратилу и 12) клизна чаура између међуплоче и погонског носача сателита.



Слика 4.5 Губици снаге у петом степену преноса

Поред ових губитака у петом степену преноса јављају се исти додатни губици као другом степену преноса (укочен је велики централни зупчаник) и то губици: у спрези зупчастог пара 1 и 2 (на улазном вратилу), у спрези малог централног зупчаника и четири планетарна зупчаника (сателита), у спрези четири планетарна зупчаника и четири спољња планетарна зупчаника и у спрези четири спољња планетарна зупчаника и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем.

На слици 4.6 су браон бојом означена места губитака снаге у шестом степену преноса: 1) заптивач на улазном вратилу, 2) котрљајни лежај на улазном вратилу, 3) клизна чаура на улазном вратилу, 4) клизна чаура у помоћном кућишту за велики централни зупчаник z_4 (3 комада), 5) клизна чаура између погонског носача сателита и малог централног зупчаника z_1, 6) клизна чаура између погонског носача сателита за осно растојање 47,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 7) клизна чаура између носача сателита за z_2 и осно растојање 87,5 mm и великог централног зупчаника z_4, 8) клизна чаура између прстена са унутрашњим озубљењем и великог централног зупчаника z_4, 9) клизна чаура на сателитима z_2 (12 комада), 10) котрљајни лежај на излазном вратилу (2 комада) и 11) заптивач на излазном вратилу.



Слика 4.6 Губици снаге у шестом степену преноса (ход уназад)

Поред ових губитака у шестом степену преноса јављају се губици и у спрези зупчастог пара 1 и 2 (на улазном вратилу), у спрези малог централног зупчаника и четири планетарна зупчаника (сателита), у спрези четири планетарна зупчаника и четири спољња планетарна зупчаника, у спрези четири спољња планетарна зупчаника и централног зупчаника са унутрашњим озубљењем и у спрези великог централног зупчаника са четири спољна планетарна зупчаника.

4.6 Програм за прорачун губитака снаге у појединим степенима преноса вишестепеног планетарног преносника

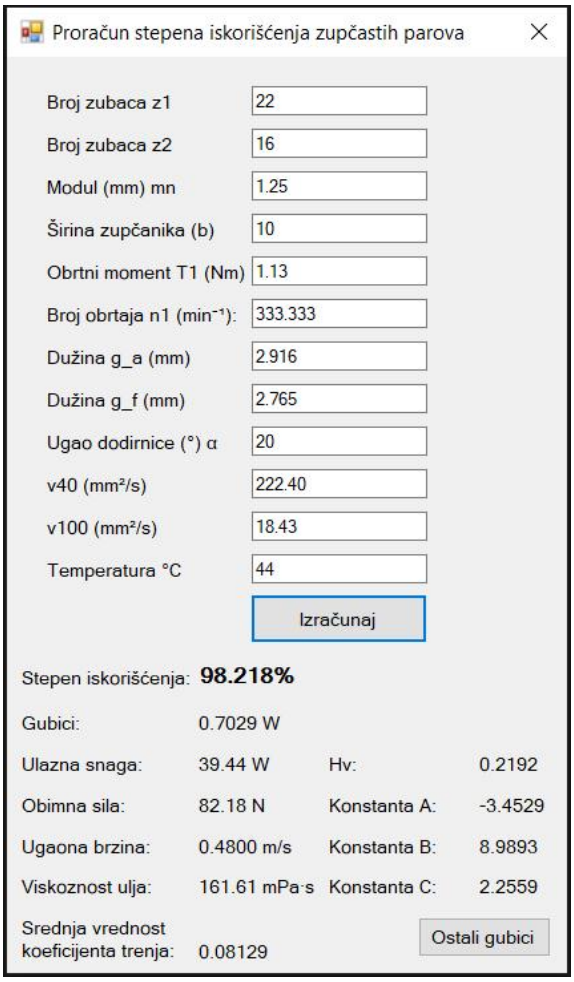
4.6.1 Имплементација програма

Развој апликације је реализован у програму *Visual Studio 2022*. Имплементација је извршена у програмском језику *C#*, а за израду графичког корисничког интерфејса (*Graphical User Interface, GUI*) коришћен је *Windows Forms* оквир. Апликација је архитектонски подељена на два основна функционална модула: прорачун степена искоришћења зупчастих парова и прорачун осталих губитака.

4.6.2 Модул за прорачун степена искоришћења зупчастих парова

Модул за прорачун степена искоришћења зупчастих парова је намењен за унос и валидацију свих потребних параметара који служе као улазни подаци за анализу губитака снаге свих зупчастих парова укључених у пренос снаге у различитим степенима

преноса. Подаци су класификовани као геометријски (број зубаца, модул, ширина зупчаника, угао додирнице, парцијална дужина додирнице на боковима и у подножју), динамички (обртни момент, број обртаја на улазу) и параметри подмазивања (вискозност уља, радна температура) (слика 4.7). Након уноса података, прорачун се покреће притиском на одговарајуће дугме, чиме се покреће секвенца математичких модела који су имплементирани унутар рутине за извршавање *btnCalculate_Click*.



Слика 4.7 Модул за прорачун степена искоришћења зупчастих парова

Један од важнијих сегмената кода у овом модулу је имплементација сложене математичке зависности за прорачун динамичке вискозности уља на радној температури. Овај блок кода директно имплементира аналитичке формуле (4.14 - 4.18) и омогућава прецизно одређивање вискозности уља на стварној радној температури:

```
// Formula 4.14
double oilViscosity = kinematicViscosity * density; // mPa·s

// Formula 4.15
double kinematicViscosity = Math.Pow(10, C) - 0.7; // mm²/s

// Formula 4.16
double C = Math.Pow(10, A * Math.Log10(temperature + 273) + B);
```

```
// Formula 4.17
double logV40 = Math.Log10(V40 + 0.7);
double logV100 = Math.Log10(V100 + 0.7);
double A = -13.129 * Math.Log10(logV40 / logV100);

// Formula 4.18
double B = Math.Log10(logV40) - 2.496 * A;
```

Још један кључни сегмент кода посвећен је прорачуну средње вредности коефицијента трења (μ_m). Вредност овог коефицијента се даље директно користи за прецизно одређивање губитка снаге и израчунавање степена искоришћења зупчастих парова:

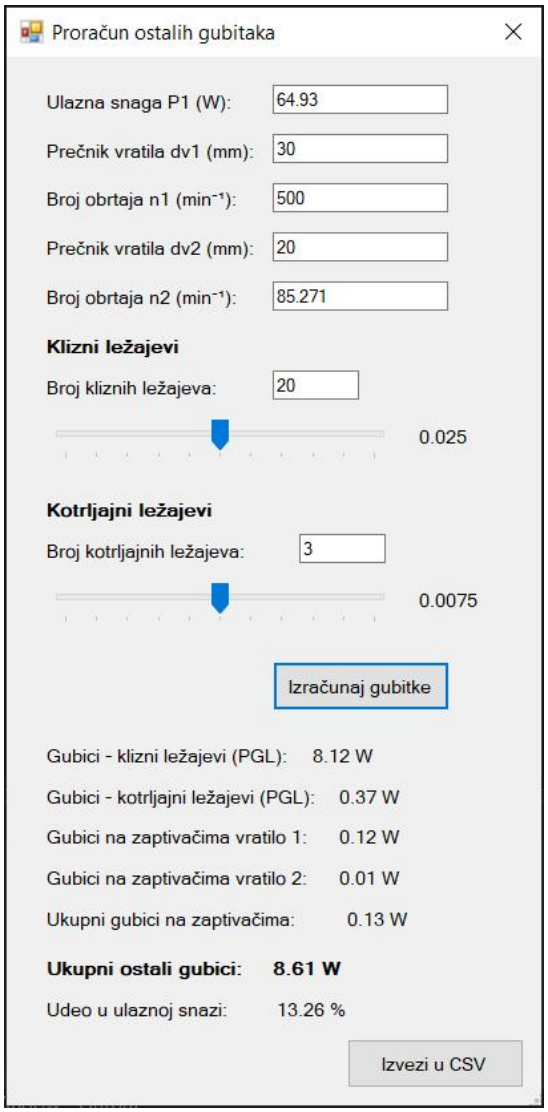
```
// Koeficijent trenja (formula 4.11)
double mum = 0.048 * Math.Pow((Fbt / b) / (vSigmaC * sred_c), 0.2) *
        Math.Pow(Ra, 0.25) * XL * Math.Pow(oilViscosity, -0.05);

// Gubici snage i efikasnost (formula 4.9)
double Ploss = Hv * Pin * mum;
double efficiency = (Pin - Ploss) / Pin;
```

Коначни резултати прорачуна се приказују путем специјализованих контрола на корисничкој форми као на слици 4.7. Ова презентација података омогућава кориснику јасну и ефективну анализу добијених вредности.

4.6.3 Модул за прорачун осталих губитака

Модул за прорачун осталих губитака, реализован кроз класу *OtherLossesForm*, проширује анализу на губитке који нису повезани са зупчастим спрезањем. Да би се одредили губици заптивача потребно је унети податке о вратилима, тј. где су заптивачи постављени (пречници, број обртаја), а за одређивање губитака у лежаја потребно је унети податке о броју и врсти лежаја. Преко интерактивне *Track Bar* контроле, могуће је фино подесити коефицијенте за прорачун губитака у лежајима према препорукама из литературе (0,02 – 0,03 за клизне и 0,005-0,010 за котрљајне лежаје).

Овај приступ олакшава интерактивну анализу, јер кориснику омогућава једноставну измену улазних параметара и коефицијената. На тај начин омогућено је непосредно праћење њиховог утицаја на укупне додатне губитке, што је детаљно приказано на слици 4.8.



Слика 4.8 Модул за прорачун осталих губитака

4.6.4 Извоз добијених података

За потребе даље анализе, програм омогућава извоз свих улазних параметара и резултата у *CSV* формату. Специјализована метода генерише структурирани текстуални фајл који се лако може обрадити и прегледати у екстерним софтверским алатима, као што је *Microsoft Excel*:

```
using (StreamWriter sw = new StreamWriter(saveFileDialog.FileName))
{
   sw.WriteLine("Parametar,Vrednost,Jedinica");
   sw.WriteLine($"Ulazna snaga P1,{txtP1.Text},W");
   // ... upis ostalih podataka
}
```

Имплементирани програм пружа свеобухватно решење за одређивање ефикасности вишестепених преносника снаге. Примена детаљних аналитичких модела гарантује прецизност прорачуна, док модуларна архитектура омогућава лако проширење

и адаптацију на сложеније системе преноса снаге. Овај приступ значајно повећава тачност прорачуна и оптимизује време потребно за њихово пројектовање.

4.6.5 Верификација и анализа програмских резултата губитака снаге

Коришћењем развијеног софтверског програма, реализовано је свеобухватно одређивање губитака снаге вишестепеног планетарног преносника. У прорачун су интегрисани сви релевантни фактори губитака, укључујући губитке при спрезању зупчаника, као и остале губитке генерисане у клизним, котрљајним лежајима и заптивачима. Добијене вредности губитака, посебно за сваки степен преноса (први, други, трећи и четврти), приказане су у табелама 4.1 – 4.4. Прорачуни су извршени за три радна режима и то при бројевима обртаја од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1}. На основу добијених резултата, израчунате су одговарајуће вредности степена искоришћења ($\eta_{rač}$) за сваки степен преноса. Коначна валидација модела извршена је упоређивањем израчунатих вредности ($\eta_{rač}$) са вредностима степена искоришћења добијеним експерименталним истраживањем (η_{eksp}). Ово поређење омогућава одређивање грешке модела и оцену његове поузданости.

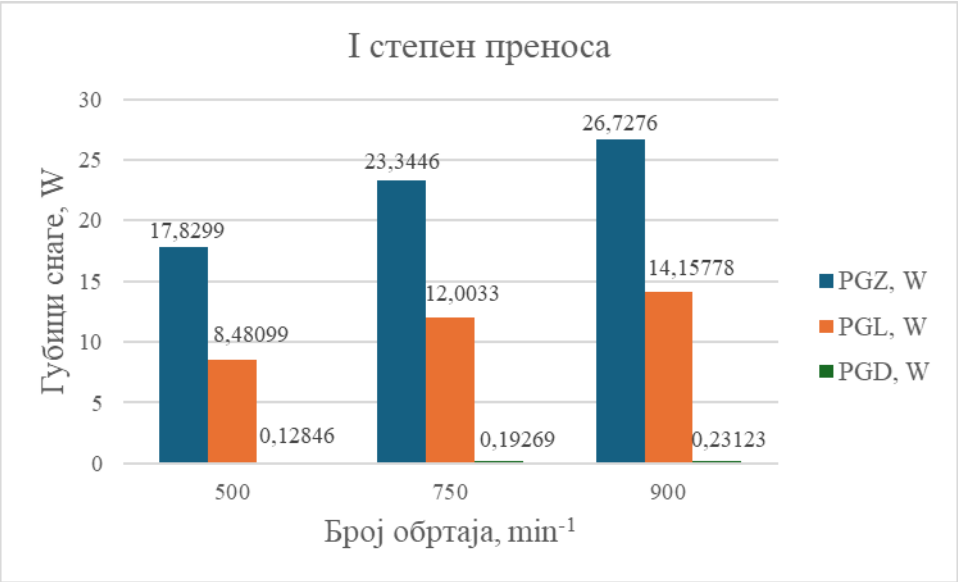
Постигнуто максимално одступање између прорачунатих ($\eta_{rač}$) и експериментално добијених вредности степена искоришћења (η_{eksp}) износи 6,19%, што указује на висок степен поузданости развијеног софтверског модела. Оваква мала грешка представља одлично слагање у инжењерској пракси и јасно потврђује адекватност и прецизност аналитичких модела који су имплементирани у програм.

Узроци одступања могу бити последица неизбежних грешака при експерименталном мерењу и поједностављење у аналитичким моделима. Софтверски програм је валидиран и може се сматрати поузданим алатом за анализу губитака снаге и одређивање ефикасности разматраног типа преносника.

Табела 4.1 *Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у првом степену преноса*

n_1, min^{-1}	P_{GZ}, W	P_{GL}, W	P_{GD}, W	$\eta_{rač}$	η_{eksp}	Грешка, %
500	17,8299	8,48099	0,12846	0,661688	0,638157	3,68732
750	23,3446	12,00330	0,19269	0,675632	0,647771	4,30110
900	26,7276	14,15778	0,23123	0,680726	0,657551	3,52439

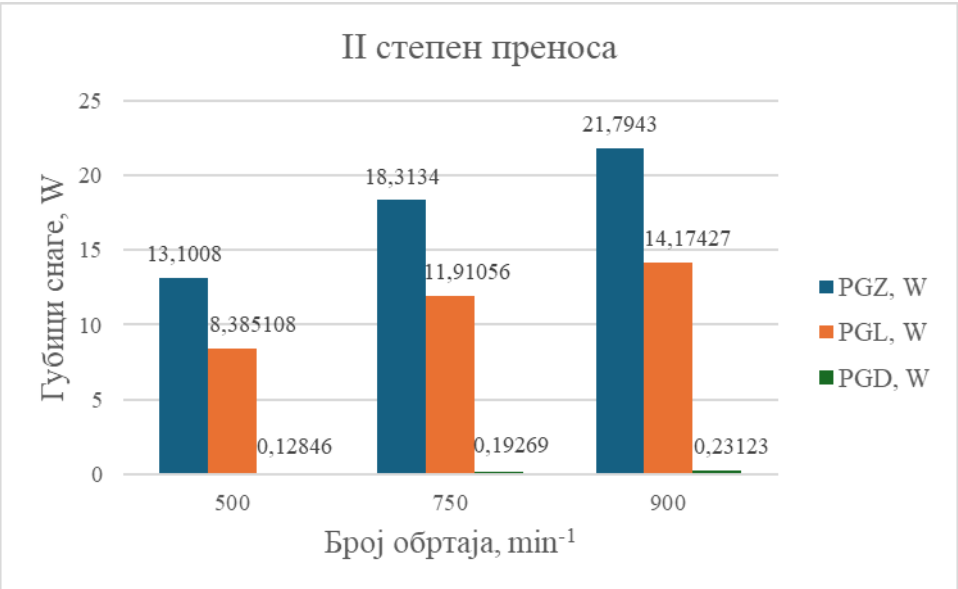
На сликама 4.8 – 4.11 су приказани губици снаге у појединим степенима преноса. Анализом резултата утврђено је да највећи удео у укупним губицима снаге у свим степенима преноса припада спрегама зупчастих парова. Након зупчаника, значајан допринос губицима имају клизни лежаји. Губици снаге у котрљајним лежајима и, посебно, у заптивачима имају мале вредности, те се могу и занемарити. Повећање броја обртаја на улазу директно доводи до пораста губитака у свим испитиваним степенима преноса. Највеће вредности губитака су регистроване у првом степену преноса.



Слика 4.9 Губици снаге у првом степену преноса

Табела 4.2 *Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у другом степену преноса*

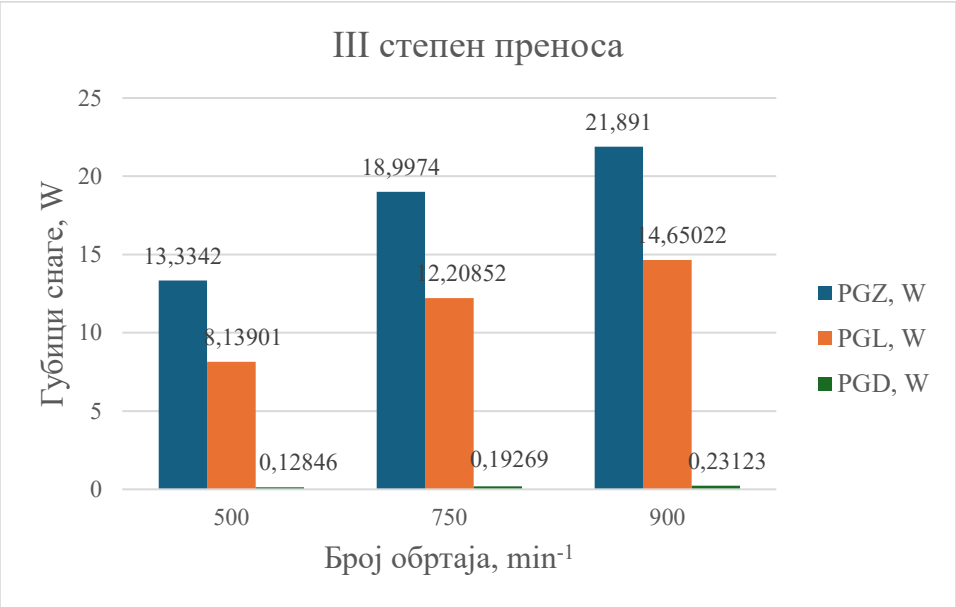
n_1, min^{-1}	P_{GZ}, W	P_{GL}, W	P_{GD}, W	$\eta_{rač}$	η_{eksp}	Грешка, %
500	13,1008	8,385108	0,12846	0,701890	0,767600	4,84138
750	18,3134	11,91056	0,19269	0,712643	0,749103	4,86710
900	21,7943	14,17427	0,23123	0,716703	0,753442	4,87610



Слика 4.10 Губици снаге у другом степену преноса

Табела 4.3 *Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у трећем степену преноса*

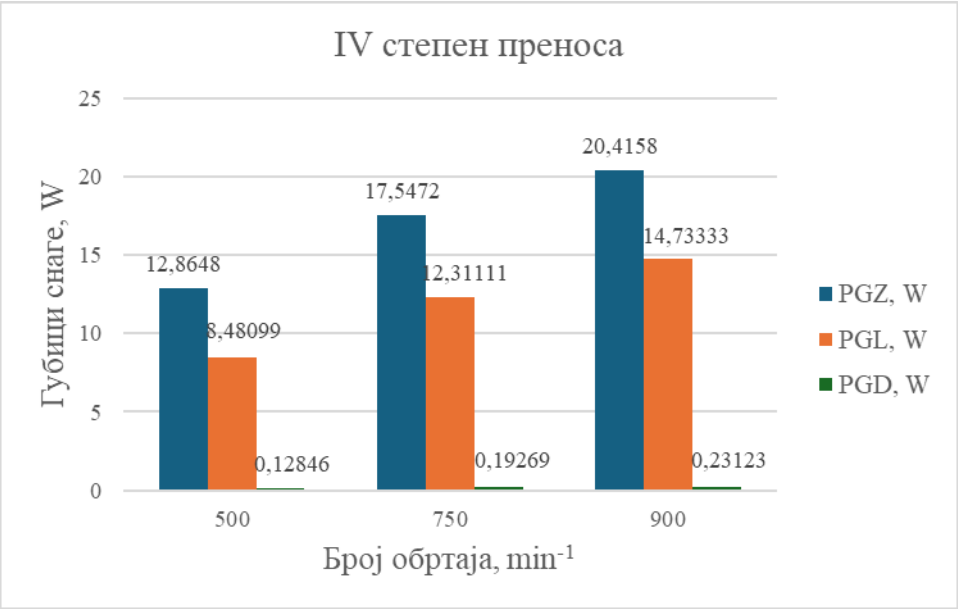
n_1, min^{-1}	P_{GZ}, W	P_{GL}, W	P_{GD}, W	$\eta_{rač}$	η_{eksp}	Грешка, %
500	13,3342	8,13901	0,12846	0,63499	0,601637	5,54540
750	18,9974	12,20852	0,19269	0,65628	0,622075	5,49848
900	21,891	14,65022	0,23123	0,66285	0,627703	5,59934



Слика 4.11 Губици снаге у трећем степену преноса

Табела 4.4 *Губици снаге у спрези зупчастих парова, у клизним и котрљајним лежајима и заптивачима у четвртом степену преноса*

n_1, min^{-1}	P_{GZ}, W	P_{GL}, W	P_{GD}, W	$\eta_{rač}$	η_{eksp}	Грешка, %
500	12,8648	8,48099	0,12846	0,714803	0,674969	5,90167
750	17,5472	12,31111	0,19269	0,723546	0,681344	6,19395
900	20,4158	14,73333	0,23123	0,727740	0,774964	6,093724



Слика 4.12 Губици снаге у четвртом степену преноса

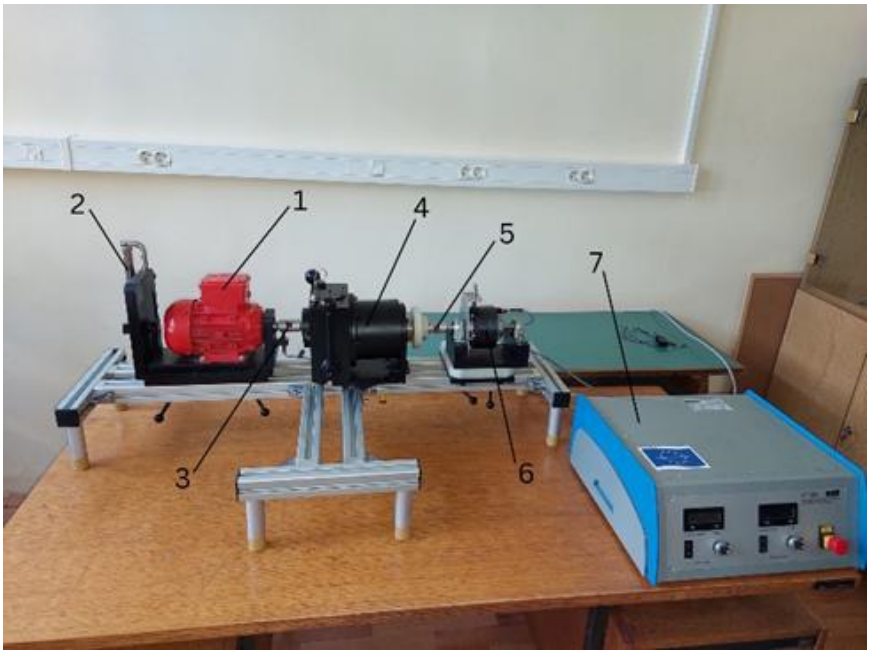
5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА

За изабрану одговарајућу концепцију Равињоновог планетарног преносника, извршени су прорачун, конструкција и израда. На основу захтева за пројектовање, као и према општој једначини кретања Равињоновог планетарног преносника, дефинисани су преносни односи овог вишестепеног планетарног преносника. У складу са расположивом опремом за експериментално истраживање, предвиђен је начин повезивања израђеног планетарног преносника са мерном опремом. Један од најзначајнијих доприноса ове дисертације је иновативно конструкционо решење уређаја за мануелну промену степена преноса и блокирање одговарајућих елемената планетарног преносника (малог централног зупчаника, великог централног зупчаника и носача сателита) у зависности од изабраног степена преноса.

У спроведеним експерименталним истраживањима, коришћењем расположиве мерне и испитне опреме, одређивани су степени искоришћења у појединим степенима преноса вишестепеног планетарног преносника. На основу дефинисаног плана експерименталног истраживања, одређени су степени искоришћења у појединим степенима преноса, при одговарајућим бројевима обртаја, за три различита нивоа уља и дефинисаним вредностима силе кочења, односно обртног момента. За подмазивање је коришћено моноградно уље минералне основе за мењаче и диференцијале са EP својствима API GL – 5. Анализиран је и утицај промене температуре на ниво вибрација и буке у вишестепеном планетарном преноснику. Мерни уређаји за мерење температуре, буке и вибрација су приказани у прилогу 3.

5.1 Испитна и мерна опрема

На Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу у Центру за испитивање механичких преносника је спроведено експериментално одређивање степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника на уређају AT 200 [86]. Изведена инсталација је приказана на слици 5.1.

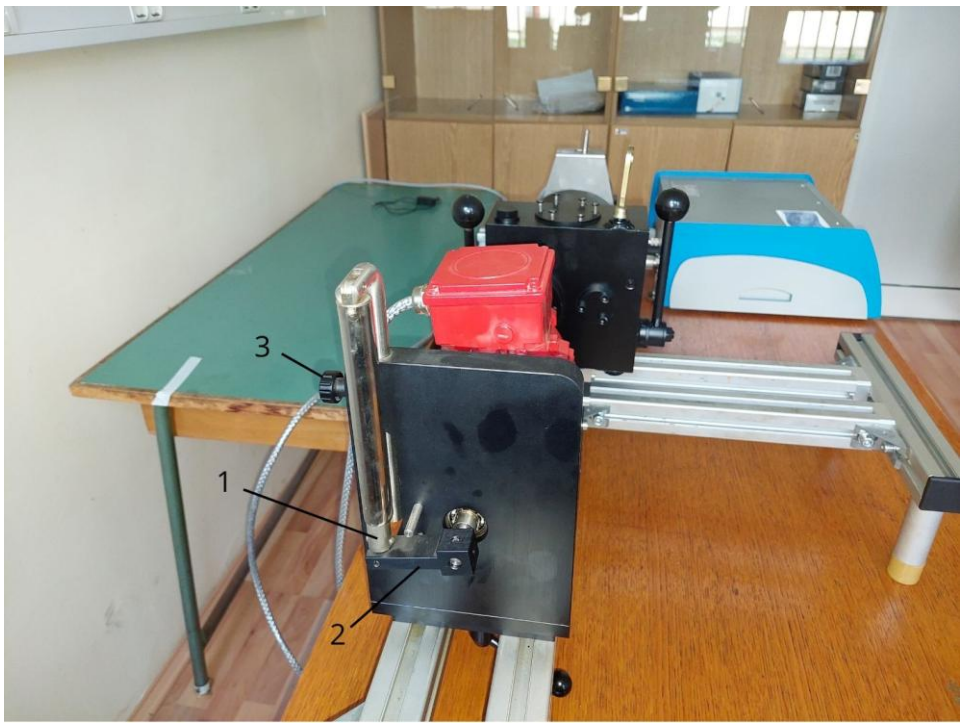


Слика 5.1 Изведена инсталација са уређајем AT 200

Уређај се састоји од електромотора (1), који има номиналну снагу 200 W и ослоњен је помоћу два лежаја на горњи део постоља и може да ротира око своје подужне осе, динамометра (2) за мерење улазног обртног момента електромотора, канџасте спојнице (3) за везу излазног вратила електромотора и улазног вратила преносника, испитиваног вишестепеног планетарног преносника (4), канџасте спојнице (5) за везу излазног вратила преносника и вратила електромагнетне кочнице (6) за задавање силе кочења и управљачке јединице (7). Помоћу управљачке јединице се могу подешавати бројеви обртаја електромотора, док се вредности силе кочења дефинишу променом јачине струје у интервалу од 0 до 0,3 A, при чему се може остварити максимални кочни момент од 10 Nm.

Помоћу стезних полуга је остварена веза између постоља електромотора и главног рама уређаја, што омогућава његово померање дуж вођица. Мотор производи одговарајући обртни момент, а као реакција настаје момент истог интензитета, али супротног смера.

На предњој страни кућишта се налази динамометар (1) на коме се може очитати вредност уравнотежавајуће силе у тренутку када се полуга (2) постави у хоризонталан положај и помоћу црног завртња са леве стране (3) изврши фиксирање динамометра (слика 5.2). Дужина полуге износи 50 mm. Улазни обртни момент електромотора у одговарајућем степену преноса и при задатом броју обртаја се сада одређује као производ уравнотежавајуће силе и дужине полуге.



Слика 5.2 Динамометар са одговарајућом полугом

Помоћу магнетне кочнице (1) се може мењати обртни момент на излазном вратилу планетарног преносника (слика 5.3). Веза кочнице се остварује са дводелним постољем и пре испитивања је било потребно да се оствари тачно позиционирање са излазним вратилом. Кочница се може померати дуж вођица рама, а веза постоља кочнице са главним рамом уређаја је остварена помоћу стезних полуга. На динамометру (2) се

може очитати вредност силе кочења, а веза динамометра и кочнице је остварена преко полуге чија дужина износи 100 mm.

Слика 5.3 Магнетна кочница са динамометром

На управљачкој јединици (слика 5.4) се помоћу потенциометра са леве стране може задати и подесити број обртаја електромотора. Број обртаја се може детектовати помоћу сензора који се налази на излазном вратилу електромотора. Помоћу потенциометра са десне стране управљачке јединице се задају вредности силе кочења, односно може се мењати јачина струје која може да се задаје у интервалу од 0 до 0,3 A. Максимална вредност момента кочења кочнице је 10 Nm.

Слика 5.4 Управљачка јединица уређаја AT 200

Израчунавање степена искоришћења планетарног преносника се врши према упутству и математичком прорачуну који је представљен у каталогу уређаја AT 200 [87].

Одређивање снаге на улазу планетарног преносника P_1 се врши из израза:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 \tag{5.1}$$

где су:

T_1 – обртни момент на улазу, Nm и
ω_1 – угаона брзина на улазу, s^{-1}.

Улазни обртни момент електромотора у одговарајућем степену преноса и при задатом броју обртаја се сада одређује као производ уравнотежавајуће силе која се очитава на динамометру и дужине полуге на динамометру када се она налази у равнотежном положају према изразу:

$$T_1 = F_1 \cdot l_1 \tag{5.2}$$

где су:

F_1 – уравнотежавајућа сила, N и
l_1 – дужина полуге на динамометру, m.

Угаона брзина на улазу у планетарни преносник се може одредити из израза:

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \tag{5.3}$$

где је:

n_1 – број обртаја на улазу, min^{-1}.

Услед губитака снага у вишестепеном планетарном преноснику, на излазном вратилу снага P_5 има мању вредност и може се одредити према изразу:

$$P_5 = T_5 \cdot \omega_5 \tag{5.4}$$

где су:

T_5 – обртни момент на излазу, Nm и
ω_5 – угаона брзина на излазу, s^{-1}.

Излазни обртни момент у одговарајућем степену преноса и при задатом броју обртаја се одређује као производ силе кочења која се очитава на динамометру и дужине полуге на кочници од 100 mm:

$$T_5 = F_5 \cdot l_5 \tag{5.5}$$

где су:

F_5 – сила кочења, N и
l_5 – дужина полуге на кочници, m.

Угаона брзина на излазу планетарног преносника се може одредити из израза:

$$\omega_5 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_5}{60} \tag{5.6}$$

где је:

n_5 – број обртаја на излазу, min^{-1}.

Степен искоришћења планетарног преносника се може одредити из количника снаге на излазном вратилу и снаге на улазу:

$$\eta = \frac{P_5}{P_1} \tag{5.7}$$

Бројеви обртаја по степенима преноса су приказани у табели 5.1, где су:

$n_{ем}$ – број обртаја електромотора, min^{-1},
n_1 – број обртаја улазног вратила планетарног преносника, min^{-1} и
n_5 – број обртаја излазног вратила планетарног преносника, min^{-1}.

Преносни однос, односно редукција броја обртаја која настаје преласком снаге преко пара зупчаника механизма за промену степена преноса износи 1,5.

Табела 5.1 *Бројеви обртаја по степенима преноса*

Први степен преноса				
n_{em} (min^{-1})	500	750	900	1000
n_1 (min^{-1})	333,3333	500	600	666,6667
n_5 (min^{-1})	85,2713	127,9070	153,4884	170,5426
Други степен преноса				
n_{em} (min^{-1})	500	750	900	1000
n_1 (min^{-1})	333,3333	500	600	666,6667
n_5 (min^{-1})	157,0787	235,6181	282,7417	314,1575
Трећи степен преноса				
n_{em} (min^{-1})	500	750	900	1000
n_1 (min^{-1})	333,3333	500	600	666,6667
n_5 (min^{-1})	176,2546	264,3819	317,2583	352,5092
Четврти степен преноса				
n_{em} (min^{-1})	500	750	900	1000
n_1 (min^{-1})	333,3333	500	600	666,6667
n_5 (min^{-1})	248,0620	372,0930	446,5116	496,1240
Пети степен преноса				
n_{em} (min^{-1})	500	750	900	1000
n_1 (min^{-1})	333,3333	500	600	666,6667
n_5 (min^{-1})	542,6357	813,9535	976,7442	1085,2710
Шести степен преноса (ход уназад)				
n_{em} (min^{-1})	500	750	900	1000
n_1 (min^{-1})	333,3333	500	600	666,6667
n_5 (min^{-1})	209,3023	313,9535	376,7442	418,6047

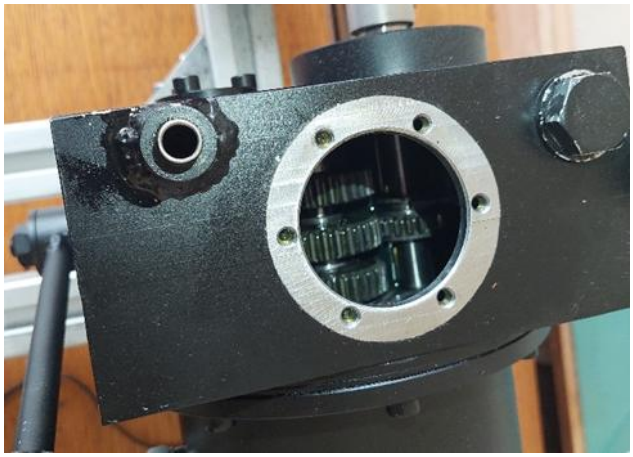
5.2 План експерименталних истраживања

5.2.1 План експеримента за одређивање степена искоришћења

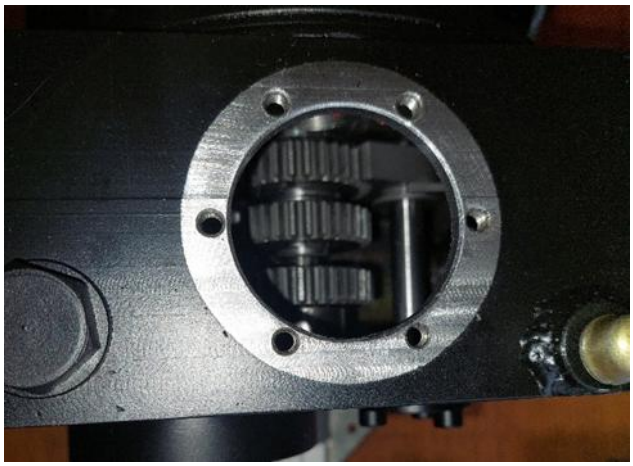
План експеримента за одређивање степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника је направљен у складу са могућностима упаривања расположивог уређаја AT 200 и израђеног преносника.

План експерименталних истраживања за четири степена преноса се базирао на варирању различитих задатих вредности обимних брзина зупчаника, тј. бројевима обртаја на улазу: 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1}, за различите вредности излазног обртног момента, тј. кочних сила на електромагнетној кочници дефинисаних променом јачине струје на управљачкој јединици: 0,05 A, 0,07 A, 0,09 A,... Свако наредно мерење се вршило после рада уређаја у трајању од 5 минута. За прва четири степена преноса спроведена су истраживања за сва три различита нивоа уља (минимални ниво уља -12 mm, средњи ниво уља 0 mm и максимални ниво уља +12 mm, измереним помоћу мерача нивоа уља на израђеном преноснику) при увек истим почетним температурама од 22,5 °C [88].

При спровођењу експерименталног истраживања, избор одговарајућег степена преноса се врши помоћу конструисаног уређаја за мануелну промену, док се блокада одговарајућег елемента планетарног преносника постиже посебним уређајем за блокирање. На слици 5.5 приказан је изабрани први степен преноса, а на слици 5.6 је приказан блокирани носач сателита за први степен преноса.



Слика 5.5 Избор првог степена преноса [88]



Слика 5.6 Блокирање носача сателита за први степен преноса [88]

У табели 5.2 је приказан план експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у првом степену преноса. У овом степену преноса су варирана четири броја обртаја на улазу: 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1}, за различите вредности излазног обртног момента, тј. сила кочења на електромагнетној кочници дефинисаних променом јачине струје на управљачкој јединици: 0,05 A, 0,07 A, 0,09A, 0,1 A, 0,125 A, 0,15 A, 0,175 A и 0,2 A.

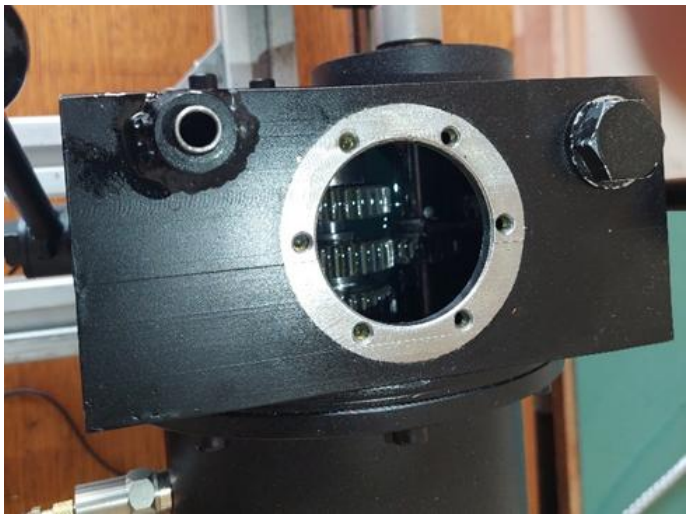
Табела 5.2 *План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у првом степену преноса*

Први степен преноса					Ниво уља, mm		
					мин.	средњи	макс.
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	-12	0	12
500	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,15	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,175	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,2	5, 10, 15	*	*	*	*	*
750	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,15	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,175	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,2	5, 10, 15	*	*	*	*	*
900	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*

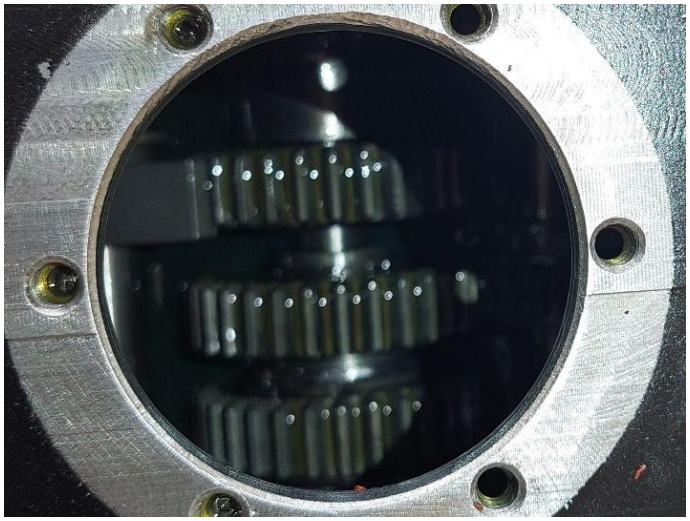
Табела 5.2 (наставак)

	0,15	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,175	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,2	5, 10, 15	*	*	*	*	*
1000	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,15	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,175	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,2	5, 10, 15	*	*	*	*	*

На слици 5.7 приказан је изабрани други степен преноса, а на слици 5.8 је приказан блокирани велики централни зупчаник за други степен преноса.



5.7 Избор другог степена преноса [88]



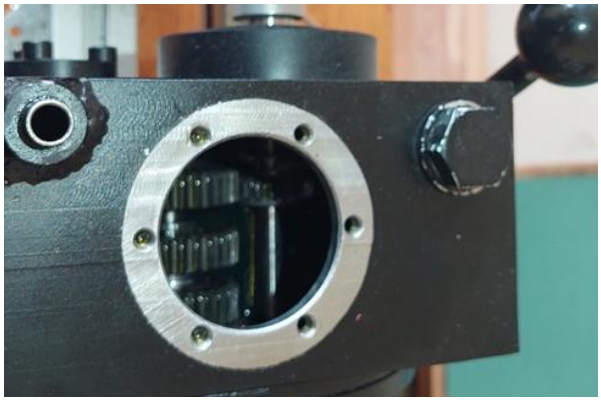
Слика 5.8 Блокирање великог централног зупчаника за други степен преноса [88]

У табели 5.3 је приказан план експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у другом степену преноса. У овом степену преноса су такође варирана четири броја обртаја на улазу: 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1}, за различите вредности излазног обртног момента, тј. сила кочења на електромагнетној кочници дефинисаних променом јачине струје на управљачкој јединици : 0,05 А, 0,07 А, 0,09А, 0,1 А и 0,125 А.

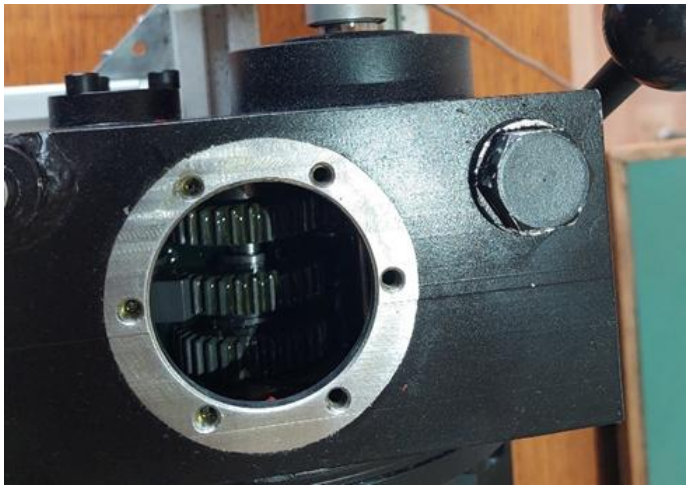
Табела 5.3 *План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у другом степену преноса*

Други степен преноса					Ниво уља, mm		
					мин.	средњи	макс.
n_1, min^{-1}	I, А	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	-12	0	12
500	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*
750	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*
900	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*
1000	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,125	5, 10, 15	*	*	*	*	*

На слици 5.9 приказан је изабрани трећи степен преноса, а на слици 5.10 је приказан блокирани мали централни зупчаник за трећи степен преноса.



5.9 Избор трећег степена преноса [88]



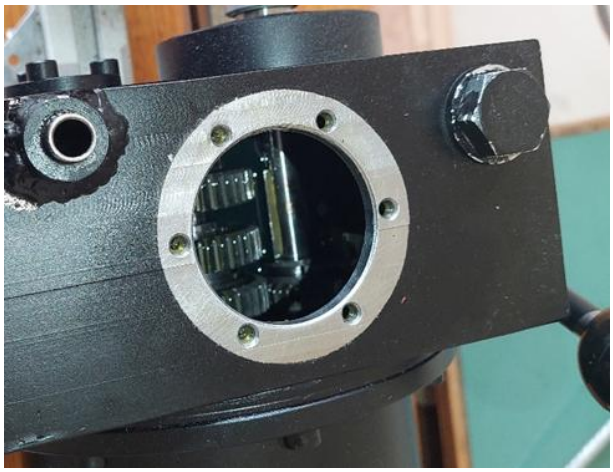
5.10 Блокирање малог централног зупчаника за трећи степен преноса [88]

У табели 5.4 је приказан план експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у трећем степену преноса. У овом степену преноса су варирана три броја обртаја на улазу: 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, за различите вредности излазног обртног момента, тј. сила кочења на електромагнетној кочници дефинисаних променом јачине струје на управљачкој јединици : 0,05 А, 0,07 А, 0,09А и 0,1 А .

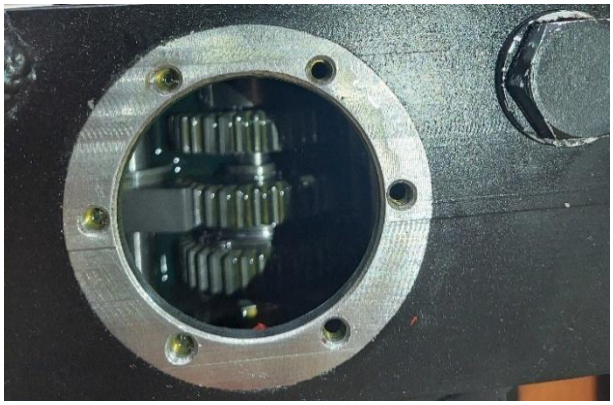
Табела 5.4 *План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у трећем степену преноса*

Трећи степен преноса					Ниво уља, mm		
					мин.	средњи	макс.
n_1, min^{-1}	I, А	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	-12	0	12
500	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
750	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*
900	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,1	5, 10, 15	*	*	*	*	*

На слици 5.11 приказан је изабрани четврти степен преноса, а на слици 5.12 је приказан блокирани мали централни зупчаник за четврти степен преноса.



5.11 Избор четвртог степена преноса [88]



5.12 Блокирање малог централног зупчаника за четврти степен преноса [88]

У табели 5.5 је приказан план експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у четвртом степену преноса. У овом степену преноса су варирана три броја обртаја на улазу: 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, за различите вредности излазног обртног момента, тј. сила кочења на електромагнетној кочници дефинисаних променом јачине струје на управљачкој јединици : 0,05 А, 0,07 А и 0,09А.

Табела 5.5 *План експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења у четвртом степену преноса*

Четврти степен преноса					Ниво уља, mm		
					мин.	средњи	макс.
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	-12	0	12
500	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
750	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*
900	0,05	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,07	5, 10, 15	*	*	*	*	*
	0,09	5, 10, 15	*	*	*	*	*

5.2.2 План експеримента за одређивање утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке

У табелама 5.6 до 5.9 су дати планови експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у првом, другом, трећем и четвртом степену преноса за варирана три броја обртаја на улазу: 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за различите вредности излазног обртног момента, тј. сила кочења на електромагнетној кочници дефинисаних променом јачине струје на управљачкој јединици: 0,05 А, 0,07 А и 0,09А.

Табела 5.6 *План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у првом степену преноса*

Први степен преноса					Ниво уља			Вредности величина		
n_1	I	t	T_1	T_5	мин.	сред.	макс.	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	-12	0	12	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
750	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
900	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*

Табела 5.7 *План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у другом степену преноса*

Други степен преноса					Ниво уља			Вредности величина		
n_1	I	t	T_1	T_5	мин.	сред.	макс.	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	-12	0	12	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
750	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
900	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*

Табела 5.8 *План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у трећем степену преноса*

Трећи степен преноса					Ниво уља			Вредности величина		
n_1	I	t	T_1	T_5	мин.	сред.	макс.	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	-12	0	12	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
750	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
900	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*

Табела 5.9 *План експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке у четвртом степену преноса*

Четврти степен преноса					Ниво уља			Вредности величина		
n_1	I	t	T_1	T_5	мин.	сред.	макс.	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	-12	0	12	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
750	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
900	0,05	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,07	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*
	0,09	5,10,15	*	*	*	*	*	*	*	*

6. РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА

6.1 Резултати експерименталних истраживања за одређивање степена искоришћења

У складу са прецизно дефинисаним планом испитивања, спроведена су експериментална мерења степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника у различитим степанима преноса на уређају AT 200 у Центру за испитивање механичких преносника снаге Факултета инжењерских наука. Анализиран је утицај одговарајућих релевантних фактора као што су: степен преноса, број обртаја, ниво уља у преноснику, оптерећења и вредности кочних сила. Пре самог експеримента обављена су пробна испитивања која су помогла за дефинисање режима рада, вредности оптерећења, бројева обртаја и јачине струје на управљачкој јединици.

Табела 6.1 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	0,86	0,755	0,149720
	0,05	10	0,86	0,746	0,147935
	0,05	15	0,86	0,755	0,149720
	0,07	5	0,86	1,118	0,221705
	0,07	10	0,86	1,118	0,221705
	0,07	15	0,86	1,128	0,223688
	0,09	5	0,9	1,599	0,302996
	0,09	10	0,9	1,609	0,304891
	0,09	15	0,9	1,609	0,304891
	0,1	5	0,96	2,04	0,362402
	0,1	10	0,96	2,05	0,364178
	0,1	15	0,96	2,04	0,362402
	0,125	5	1,1	2,806	0,435037
	0,125	10	1,1	2,795	0,433332
	0,125	15	1,1	2,786	0,431936
	0,15	5	1,17	3,492	0,509002
	0,15	10	1,17	3,502	0,510460
	0,15	15	1,17	3,512	0,511918
	0,175	5	1,2	4,022	0,571600
	0,175	10	1,2	4,032	0,573021
	0,175	15	1,2	4,042	0,574442
	0,2	5	1,24	4,64	0,638157
	0,2	10	1,24	4,64	0,638157
	0,2	15	1,24	4,65	0,639533

Табела 6.2 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	0,86	0,883	0,175104
	0,05	10	0,86	0,863	0,171138
	0,05	15	0,86	0,883	0,175104
	0,07	5	0,86	1,177	0,233405
	0,07	10	0,86	1,197	0,237372
	0,07	15	0,86	1,197	0,237372
	0,09	5	0,87	1,658	0,325011
	0,09	10	0,87	1,678	0,328932
	0,09	15	0,87	1,648	0,323051
	0,1	5	0,9	1,923	0,364393
	0,1	10	0,9	1,942	0,367993
	0,1	15	0,9	1,933	0,366288
	0,125	5	1	2,659	0,453473
	0,125	10	1	2,639	0,450062
	0,125	15	1	2,659	0,453473
	0,15	5	1,09	3,365	0,526492
	0,15	10	1,09	3,326	0,520390
	0,15	15	1,09	3,326	0,520390
	0,175	5	1,15	3,983	0,590671
	0,175	10	1,15	3,944	0,584887
	0,175	15	1,15	3,865	0,573172
	0,2	5	1,17	4,434	0,646313
	0,2	10	1,17	4,444	0,647771
	0,2	15	1,17	4,464	0,650686

Табела 6.3 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	0,75	0,834	0,189643
	0,05	10	0,75	0,834	0,189643
	0,05	15	0,75	0,824	0,187369
	0,07	5	0,8	1,246	0,265620
	0,07	10	0,8	1,265	0,269670
	0,07	15	0,8	1,275	0,271802
	0,09	5	0,83	1,678	0,344783
	0,09	10	0,83	1,668	0,342728
	0,09	15	0,83	1,678	0,344783
	0,1	5	0,87	1,903	0,373037
	0,1	10	0,87	1,913	0,374997
	0,1	15	0,87	1,923	0,376957

Табела 6.3 (наставак)

	0,125	5	0,9	2,453	0,464822
	0,125	10	0,9	2,472	0,468423
	0,125	15	0,9	2,472	0,468423
	0,15	5	0,97	3,1	0,545032
	0,15	10	0,97	3,09	0,543274
	0,15	15	0,97	3,1	0,545032
	0,175	5	1,06	3,767	0,606068
	0,175	10	1,06	3,777	0,607677
	0,175	15	1,06	3,777	0,607677
	0,2	5	1,15	4,454	0,660517
	0,2	10	1,15	4,434	0,657551
	0,2	15	1,15	4,444	0,659034

Табела 6.4 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
1000	0,05	5	0,6	0,726	0,206357
	0,05	10	0,6	0,716	0,203515
	0,05	15	0,6	0,716	0,203515
	0,07	5	0,69	1,109	0,274105
	0,07	10	0,69	1,079	0,266690
	0,07	15	0,69	1,128	0,278801
	0,09	5	0,78	1,589	0,347427
	0,09	10	0,78	1,609	0,351800
	0,09	15	0,78	1,619	0,353986
	0,1	5	0,835	2,072	0,423192
	0,1	10	0,835	2,082	0,425234
	0,1	15	0,835	2,082	0,425234
	0,125	5	0,855	2,337	0,466151
	0,125	10	0,855	2,347	0,468146
	0,125	15	0,855	2,347	0,468146
	0,15	5	0,92	3,043	0,564090
	0,15	10	0,92	3,053	0,565943
	0,15	15	0,92	3,053	0,565943
	0,175	5	1,02	3,652	0,610611
	0,175	10	1,02	3,652	0,610611
	0,175	15	1,02	3,642	0,608939
	0,2	5	1,13	4,4	0,664061
	0,2	10	1,13	4,4	0,664061
	0,2	15	1,13	4,39	0,662552

Табела 6.5 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	0,86	0,736	0,145952
	0,05	10	0,86	0,726	0,143969
	0,05	15	0,86	0,736	0,145952
	0,07	5	0,88	1,109	0,214922
	0,07	10	0,88	1,109	0,214922
	0,07	15	0,88	1,118	0,216666
	0,09	5	0,92	1,628	0,301785
	0,09	10	0,92	1,619	0,300117
	0,09	15	0,92	1,619	0,300117
	0,1	5	1,005	2,06	0,349569
	0,1	10	1,003	2,07	0,351966
	0,1	15	1,005	2,08	0,352963
	0,125	5	1,12	2,805	0,427116
	0,125	10	1,12	2,795	0,425594
	0,125	15	1,12	2,785	0,424071
	0,15	5	1,17	3,44	0,501423
	0,15	10	1,17	3,45	0,502880
	0,15	15	1,17	3,46	0,504338
	0,175	5	1,195	3,91	0,558008
	0,175	10	1,195	3,9	0,556581
	0,175	15	1,195	3,89	0,555153
	0,2	5	1,24	4,44	0,610650
	0,2	10	1,24	4,45	0,612026
	0,2	15	1,24	4,46	0,613401

Табела 6.6 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	0,86	0,804	0,159438
	0,05	10	0,86	0,814	0,161421
	0,05	15	0,86	0,804	0,159438
	0,07	5	0,86	1,158	0,229638
	0,07	10	0,86	1,167	0,231422
	0,07	15	0,86	1,187	0,235389
	0,09	5	0,93	1,736	0,318346
	0,09	10	0,93	1,736	0,318346
	0,09	15	0,93	1,736	0,318346
	0,1	5	0,985	2,013	0,348530
	0,1	10	0,985	2,013	0,348530
	0,1	15	0,985	2,003	0,346799

Табела 6.6 (наставак)

	0,125	5	1,04	2,71	0,444395
	0,125	10	1,04	2,72	0,446035
	0,125	15	1,04	2,72	0,446035
	0,15	5	1,12	3,348	0,509801
	0,15	10	1,12	3,358	0,511323
	0,15	15	1,12	3,368	0,512846
	0,175	5	1,17	3,904	0,569059
	0,175	10	1,17	3,924	0,571974
	0,175	15	1,17	3,944	0,574889
	0,2	5	1,24	4,63	0,636784
	0,2	10	1,24	4,65	0,639535
	0,2	15	1,24	4,66	0,640910

Табела 6.7 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	0,81	0,824	0,173490
	0,05	10	0,81	0,834	0,175595
	0,05	15	0,81	0,834	0,175595
	0,07	5	0,85	1,246	0,249995
	0,07	10	0,85	1,246	0,249995
	0,07	15	0,85	1,256	0,252001
	0,09	5	0,88	1,668	0,323255
	0,09	10	0,88	1,668	0,323255
	0,09	15	0,88	1,648	0,319379
	0,1	5	0,95	2,03	0,364422
	0,1	10	0,95	2,011	0,361011
	0,1	15	0,95	2,021	0,362806
	0,125	5	1	2,678	0,456712
	0,125	10	1	2,668	0,455007
	0,125	15	1	2,668	0,455007
	0,15	5	1,05	3,257	0,529006
	0,15	10	1,05	3,277	0,532254
	0,15	15	1,05	3,286	0,533716
	0,175	5	1,1	3,806	0,590076
	0,175	10	1,1	3,826	0,593177
	0,175	15	1,1	3,826	0,593177
	0,2	5	1,15	4,326	0,641535
	0,2	10	1,15	4,346	0,644501
	0,2	15	1,15	4,346	0,644501

Табела 6.8 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
1000	0,05	5	0,6	0,697	0,198114
	0,05	10	0,6	0,687	0,195272
	0,05	15	0,6	0,677	0,192429
	0,07	5	0,65	1	0,262374
	0,07	10	0,65	1,01	0,264998
	0,07	15	0,65	1,01	0,264998
	0,09	5	0,77	1,54	0,341086
	0,09	10	0,77	1,55	0,343301
	0,09	15	0,77	1,55	0,343301
	0,1	5	0,82	1,95	0,405560
	0,1	10	0,82	1,95	0,405560
	0,1	15	0,82	1,94	0,403480
	0,125	5	0,855	2,322	0,463159
	0,125	10	0,855	2,322	0,463159
	0,125	15	0,855	2,322	0,463159
	0,15	5	0,92	3,002	0,556489
	0,15	10	0,92	2,992	0,554635
	0,15	15	0,92	2,992	0,554635
	0,175	5	1,07	3,796	0,605029
	0,175	10	1,07	3,787	0,603595
	0,175	15	1,07	3,777	0,602001
	0,2	5	1,14	4,282	0,640583
	0,2	10	1,14	4,292	0,642079
	0,2	15	1,14	4,292	0,642079

Табела 6.9 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	0,86	0,549	0,108869
	0,05	10	0,86	0,549	0,108869
	0,05	15	0,86	0,549	0,108869
	0,07	5	0,86	0,981	0,194537
	0,07	10	0,86	1,01	0,200288
	0,07	15	0,86	1,04	0,206237
	0,09	5	0,925	1,432	0,264017
	0,09	10	0,925	1,472	0,271392
	0,09	15	0,925	1,472	0,271392
	0,1	5	1,06	2,129	0,342532
	0,1	10	1,06	2,119	0,340923
	0,1	15	1,06	2,148	0,345589

Табела 6.9 (наставак)

	0,125	5	1,14	2,806	0,419773
	0,125	10	1,14	2,796	0,418277
	0,125	15	1,14	2,806	0,419773
	0,15	5	1,17	3,394	0,494718
	0,15	10	1,17	3,394	0,494718
	0,15	15	1,17	3,384	0,493260
	0,175	5	1,2	3,796	0,539481
	0,175	10	1,2	3,806	0,540902
	0,175	15	1,2	3,826	0,543745
	0,2	5	1,24	4,356	0,599098
	0,2	10	1,24	4,375	0,601711
	0,2	15	1,24	4,365	0,600335

Табела 6.10 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	0,86	0,785	0,155670
	0,05	10	0,86	0,795	0,157653
	0,05	15	0,86	0,795	0,157653
	0,07	5	0,86	1,134	0,224878
	0,07	10	0,86	1,148	0,227655
	0,07	15	0,86	1,148	0,227655
	0,09	5	0,91	1,609	0,301542
	0,09	10	0,91	1,628	0,305103
	0,09	15	0,91	1,609	0,301542
	0,1	5	1,035	2,072	0,341415
	0,1	10	1,035	2,082	0,343063
	0,1	15	1,035	2,082	0,343063
	0,125	5	1,105	2,816	0,434614
	0,125	10	1,105	2,826	0,436157
	0,125	15	1,105	2,826	0,436157
	0,15	5	1,165	3,39	0,496257
	0,15	10	1,165	3,39	0,496257
	0,15	15	1,165	3,38	0,494793
	0,175	5	1,195	3,82	0,545166
	0,175	10	1,195	3,83	0,546593
	0,175	15	1,195	3,83	0,546593
	0,2	5	1,23	4,453	0,617420
	0,2	10	1,23	4,453	0,617420
	0,2	15	1,23	4,463	0,618806

Табела 6.11 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	0,81	0,804	0,169279
	0,05	10	0,81	0,795	0,167384
	0,05	15	0,81	0,804	0,169279
	0,07	5	0,85	1,216	0,243976
	0,07	10	0,85	1,197	0,240164
	0,07	15	0,85	1,216	0,243976
	0,09	5	0,88	1,599	0,309883
	0,09	10	0,88	1,628	0,315503
	0,09	15	0,88	1,628	0,315503
	0,1	5	0,99	2,07	0,356588
	0,1	10	0,99	2,06	0,354866
	0,1	15	0,99	2,06	0,354866
	0,125	5	1,07	2,845	0,453451
	0,125	10	1,07	2,845	0,453451
	0,125	15	1,07	2,815	0,448669
	0,15	5	1,17	3,6	0,524745
	0,15	10	1,17	3,581	0,521976
	0,15	15	1,17	3,61	0,526203
	0,175	5	1,2	4,1	0,582686
	0,175	10	1,2	4,12	0,585528
	0,175	15	1,2	4,13	0,586949
	0,2	5	1,24	4,532	0,623304
	0,2	10	1,24	4,552	0,626055
	0,2	15	1,24	4,562	0,627430

Табела 6.12 *Степен искоришћења за први степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
1000	0,05	5	0,69	0,775	0,191552
	0,05	10	0,69	0,765	0,189080
	0,05	15	0,69	0,765	0,189080
	0,07	5	0,71	1,079	0,259177
	0,07	10	0,71	1,069	0,256775
	0,07	15	0,71	1,069	0,256775
	0,09	5	0,78	1,5	0,327967
	0,09	10	0,78	1,5	0,327967
	0,09	15	0,78	1,5	0,327967
	0,1	5	0,82	1,893	0,393705
	0,1	10	0,82	1,884	0,391833
	0,1	15	0,82	1,884	0,391833

Табела 6.12 (наставак)

	0,125	5	0,85	2,276	0,456654
	0,125	10	0,85	2,266	0,454648
	0,125	15	0,85	2,237	0,448829
	0,15	5	0,94	2,914	0,528683
	0,15	10	0,94	2,943	0,533945
	0,15	15	0,94	2,933	0,532130
	0,175	5	1,07	3,728	0,594191
	0,175	10	1,07	3,728	0,594191
	0,175	15	1,07	3,738	0,595785
	0,2	5	1,17	4,287	0,624887
	0,2	10	1,17	4,307	0,627802
	0,2	15	1,17	4,287	0,624887

Табела 6.13 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1	0,844	0,265149
	0,05	10	1	0,853	0,267977
	0,05	15	1	0,863	0,271118
	0,07	5	1,05	1,158	0,346471
	0,07	10	1,05	1,177	0,352156
	0,07	15	1,05	1,177	0,352156
	0,09	5	1,1	1,766	0,504366
	0,09	10	1,1	1,766	0,504366
	0,09	15	1,1	1,766	0,504366
	0,1	5	1,17	2,06	0,553133
	0,1	10	1,17	2,09	0,561188
	0,1	15	1,17	2,099	0,563605
	0,125	5	1,17	2,757	0,740285
	0,125	10	1,17	2,747	0,737600
	0,125	15	1,17	2,737	0,734915

Табела 6.14 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	0,98	0,844	0,270560
	0,05	10	0,98	0,853	0,273445
	0,05	15	0,98	0,853	0,273445
	0,07	5	1,1	1,324	0,378131
	0,07	10	1,1	1,324	0,378131
	0,07	15	1,1	1,315	0,375561
	0,09	5	1,1	1,795	0,512648
	0,09	10	1,1	1,795	0,512648
	0,09	15	1,1	1,795	0,512648
	0,1	5	1,14	2,099	0,578435
	0,1	10	1,14	2,08	0,573199
	0,1	15	1,14	2,07	0,570444
	0,125	5	1,16	2,766	0,749103
	0,125	10	1,16	2,766	0,749103
	0,125	15	1,16	2,766	0,749103

Табела 6.15 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,05	0,922	0,275860
	0,05	10	1,05	0,942	0,281844
	0,05	15	1,05	0,922	0,275860
	0,07	5	1,05	1,305	0,390453
	0,07	10	1,05	1,315	0,393445
	0,07	15	1,05	1,315	0,393445
	0,09	5	1,08	1,766	0,513706
	0,09	10	1,08	1,766	0,513706
	0,09	15	1,08	1,776	0,516615
	0,1	5	1,13	2,148	0,597178
	0,1	10	1,13	2,168	0,602738
	0,1	15	1,13	2,148	0,597178
	0,125	5	1,17	2,806	0,753442
	0,125	10	1,17	2,806	0,753442
	0,125	15	1,17	2,815	0,755858

Табела 6.16 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
1000	0,05	5	0,88	0,775	0,276672
	0,05	10	0,88	0,775	0,276672
	0,05	15	0,88	0,765	0,273102
	0,07	5	0,94	1,197	0,400049
	0,07	10	0,94	1,197	0,400049
	0,07	15	0,94	1,167	0,390023
	0,09	5	1,08	1,785	0,519232
	0,09	10	1,08	1,815	0,527958
	0,09	15	1,08	1,785	0,519232
	0,1	5	1,16	2,197	0,595003
	0,1	10	1,16	2,207	0,597711
	0,1	15	1,16	2,217	0,600419
	0,125	5	1,17	2,806	0,753440
	0,125	10	1,17	2,806	0,753440
	0,125	15	1,17	2,815	0,755856

Табела 6.17 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1	0,814	0,255725
	0,05	10	1	0,814	0,255725
	0,05	15	1	0,814	0,255725
	0,07	5	1,05	1,167	0,349164
	0,07	10	1,05	1,158	0,346471
	0,07	15	1,05	1,167	0,349164
	0,09	5	1,1	1,668	0,476378
	0,09	10	1,1	1,658	0,473522
	0,09	15	1,1	1,687	0,481804
	0,1	5	1,17	2,06	0,553133
	0,1	10	1,17	2,05	0,550448
	0,1	15	1,17	2,04	0,547763
	0,125	5	1,19	2,786	0,735499
	0,125	10	1,19	2,757	0,727843
	0,125	15	1,19	2,757	0,727843

Табела 6.18 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1	0,824	0,258866
	0,05	10	1	0,824	0,258866
	0,05	15	1	0,814	0,255724
	0,07	5	1,07	1,207	0,354381
	0,07	10	1,07	1,216	0,357024
	0,07	15	1,07	1,207	0,354381
	0,09	5	1,08	1,668	0,485199
	0,09	10	1,08	1,668	0,485199
	0,09	15	1,08	1,668	0,485199
	0,1	5	1,14	2,07	0,570444
	0,1	10	1,14	2,06	0,567688
	0,1	15	1,14	2,09	0,575955
	0,125	5	1,17	2,766	0,742700
	0,125	10	1,17	2,776	0,745385
	0,125	15	1,17	2,776	0,745385

Табела 6.19 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,05	0,873	0,261200
	0,05	10	1,05	0,883	0,264192
	0,05	15	1,05	0,893	0,267184
	0,07	5	1,05	1,197	0,358140
	0,07	10	1,05	1,197	0,358140
	0,07	15	1,05	1,197	0,358140
	0,09	5	1,08	1,687	0,490726
	0,09	10	1,08	1,687	0,490726
	0,09	15	1,08	1,678	0,488108
	0,1	5	1,13	2,04	0,567152
	0,1	10	1,13	2,05	0,569932
	0,1	15	1,13	2,09	0,581053
	0,125	5	1,17	2,717	0,729544
	0,125	10	1,17	2,708	0,727128
	0,125	15	1,17	2,698	0,724442

Табела 6.20 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
1000	0,05	5	0,95	0,814	0,269183
	0,05	10	0,95	0,814	0,269183
	0,05	15	0,95	0,814	0,269183
	0,07	5	0,955	1,195	0,393107
	0,07	10	0,955	1,185	0,389818
	0,07	15	0,955	1,185	0,389818
	0,09	5	1,1	1,732	0,494654
	0,09	10	1,1	1,732	0,494654
	0,09	15	1,1	1,732	0,494654
	0,1	5	1,14	2,06	0,567687
	0,1	10	1,14	2,06	0,567687
	0,1	15	1,14	2,07	0,570443
	0,125	5	1,17	2,698	0,724441
	0,125	10	1,17	2,688	0,721756
	0,125	15	1,17	2,678	0,719070

Табела 6.21 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,13	0,912	0,253551
	0,05	10	1,13	0,903	0,251048
	0,05	15	1,13	0,903	0,251048
	0,07	5	1,15	1,236	0,337652
	0,07	10	1,15	1,246	0,340383
	0,07	15	1,15	1,256	0,343115
	0,09	5	1,16	1,746	0,472862
	0,09	10	1,16	1,746	0,472862
	0,09	15	1,16	1,727	0,467716
	0,1	5	1,17	1,942	0,521449
	0,1	10	1,17	1,942	0,521449
	0,1	15	1,17	1,933	0,519032
	0,125	5	1,19	2,727	0,719923
	0,125	10	1,19	2,736	0,722299
	0,125	15	1,19	2,717	0,717283

Табела 6.22 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1,07	0,873	0,256317
	0,05	10	1,07	0,873	0,256317
	0,05	15	1,07	0,873	0,256317
	0,07	5	1,09	1,216	0,350473
	0,07	10	1,09	1,216	0,350473
	0,07	15	1,09	1,216	0,350473
	0,09	5	1,125	1,729	0,482825
	0,09	10	1,125	1,729	0,482825
	0,09	15	1,125	1,719	0,480032
	0,1	5	1,17	2,05	0,550447
	0,1	10	1,17	2,04	0,547762
	0,1	15	1,17	2,021	0,542660
	0,125	5	1,22	2,835	0,730030
	0,125	10	1,22	2,855	0,735180
	0,125	15	1,22	2,845	0,732605

Табела 6.23 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,05	0,863	0,258208
	0,05	10	1,05	0,863	0,258208
	0,05	15	1,05	0,863	0,258208
	0,07	5	1,1	1,236	0,352999
	0,07	10	1,1	1,236	0,352999
	0,07	15	1,1	1,246	0,355855
	0,09	5	1,16	1,628	0,440904
	0,09	10	1,16	1,628	0,440904
	0,09	15	1,16	1,599	0,433050
	0,1	5	1,17	2,06	0,553132
	0,1	10	1,17	2,07	0,555818
	0,1	15	1,17	2,08	0,558503
	0,125	5	1,17	2,747	0,737600
	0,125	10	1,17	2,737	0,734914
	0,125	15	1,17	2,737	0,734914

Табела 6.24 *Степен искоришћења за други степен преноса при броју обртаја од 1000 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
1000	0,05	5	0,93	0,765	0,258419
	0,05	10	0,93	0,765	0,258419
	0,05	15	0,93	0,765	0,258419
	0,07	5	0,98	1,177	0,377309
	0,07	10	0,98	1,167	0,374103
	0,07	15	0,98	1,187	0,380515
	0,09	5	1,1	1,56	0,445532
	0,09	10	1,1	1,56	0,445532
	0,09	15	1,1	1,56	0,445532
	0,1	5	1,17	2,001	0,537289
	0,1	10	1,17	2,021	0,542659
	0,1	15	1,17	2,031	0,545344
	0,125	5	1,17	2,56	0,687386
	0,125	10	1,17	2,649	0,711284
	0,125	15	1,17	2,649	0,711284

Табела 6.25 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,075	0,834	0,273482
	0,05	10	1,075	0,844	0,276761
	0,05	15	1,075	0,824	0,270203
	0,07	5	1,075	1,167	0,382678
	0,07	10	1,075	1,167	0,382678
	0,07	15	1,075	1,138	0,373169
	0,09	5	1,15	1,678	0,514358
	0,09	10	1,15	1,678	0,514358
	0,09	15	1,15	1,678	0,514358
	0,1	5	1,19	2,011	0,595712
	0,1	10	1,19	2,031	0,601637
	0,1	15	1,19	2,05	0,607265

Табела 6.26 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1	0,804	0,283418
	0,05	10	1	0,795	0,280245
	0,05	15	1	0,795	0,280245
	0,07	5	1,11	1,226	0,389348
	0,07	10	1,11	1,226	0,389348
	0,07	15	1,11	1,236	0,392524
	0,09	5	1,11	1,678	0,532892
	0,09	10	1,11	1,678	0,532892
	0,09	15	1,11	1,678	0,532892
	0,1	5	1,19	2,139	0,633628
	0,1	10	1,19	2,1	0,622075
	0,1	15	1,19	2,09	0,619113

Табела 6.27 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за минимални ниво уља (-12 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,11	0,893	0,283595
	0,05	10	1,11	0,893	0,283595
	0,05	15	1,11	0,893	0,283595
	0,07	5	1,11	1,226	0,389348
	0,07	10	1,11	1,226	0,389348
	0,07	15	1,11	1,236	0,392523
	0,09	5	1,11	1,727	0,548453
	0,09	10	1,11	1,727	0,548453
	0,09	15	1,11	1,717	0,545277
	0,1	5	1,19	2,158	0,639256
	0,1	10	1,19	2,119	0,627703
	0,1	15	1,19	2,119	0,627703

Табела 6.28 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,17	0,883	0,266040
	0,05	10	1,17	0,893	0,269053
	0,05	15	1,17	0,883	0,266040
	0,07	5	1,17	1,197	0,360645
	0,07	10	1,17	1,197	0,360645
	0,07	15	1,17	1,197	0,360645
	0,09	5	1,18	1,668	0,498294
	0,09	10	1,18	1,678	0,501281
	0,09	15	1,18	1,668	0,498294
	0,1	5	1,24	2,021	0,574534
	0,1	10	1,24	2,08	0,591307
	0,1	15	1,24	2,09	0,594150

Табела 6.29 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1,1	0,873	0,279764
	0,05	10	1,1	0,873	0,279764
	0,05	15	1,1	0,863	0,276560
	0,07	5	1,15	1,216	0,372740
	0,07	10	1,15	1,207	0,369982
	0,07	15	1,15	1,216	0,372740
	0,09	5	1,15	1,677	0,514051
	0,09	10	1,15	1,668	0,511292
	0,09	15	1,15	1,677	0,514051
	0,1	5	1,19	2,06	0,610226
	0,1	10	1,19	2,05	0,607264
	0,1	15	1,19	2,05	0,607264

Табела 6.30 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,15	0,853	0,261470
	0,05	10	1,15	0,873	0,267600
	0,05	15	1,15	0,893	0,273731
	0,07	5	1,15	1,216	0,372740
	0,07	10	1,15	1,216	0,372740
	0,07	15	1,15	1,226	0,375805
	0,09	5	1,15	1,697	0,520181
	0,09	10	1,15	1,697	0,520181
	0,09	15	1,15	1,697	0,520181
	0,1	5	1,2	2,139	0,628347
	0,1	10	1,2	2,119	0,622472
	0,1	15	1,2	2,07	0,608078

Табела 6.31 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,1	0,795	0,254769
	0,05	10	1,1	0,804	0,257653
	0,05	15	1,1	0,804	0,257653
	0,07	5	1,2	1,216	0,357210
	0,07	10	1,2	1,216	0,357210
	0,07	15	1,2	1,207	0,354566
	0,09	5	1,2	1,687	0,495570
	0,09	10	1,2	1,687	0,495570
	0,09	15	1,2	1,678	0,492926
	0,1	5	1,24	2,001	0,568849
	0,1	10	1,24	2,031	0,577377
	0,1	15	1,24	2,05	0,582779

Табела 6.32 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1,2	0,942	0,276720
	0,05	10	1,2	0,942	0,276720
	0,05	15	1,2	0,932	0,273782
	0,07	5	1,2	1,246	0,366022
	0,07	10	1,2	1,236	0,363085
	0,07	15	1,2	1,256	0,368960
	0,09	5	1,24	1,795	0,510286
	0,09	10	1,24	1,795	0,510286
	0,09	15	1,24	1,785	0,507443
	0,1	5	1,24	2,06	0,585620
	0,1	10	1,24	2,06	0,585620
	0,1	15	1,24	2,05	0,582778

Табела 6.33 *Степен искоришћења за трећи степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Трећи степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,2	0,922	0,270844
	0,05	10	1,2	0,942	0,276719
	0,05	15	1,2	0,971	0,285238
	0,07	5	1,2	1,256	0,368959
	0,07	10	1,2	1,226	0,360147
	0,07	15	1,2	1,256	0,368959
	0,09	5	1,2	1,736	0,509963
	0,09	10	1,2	1,687	0,495569
	0,09	15	1,2	1,697	0,498506
	0,1	5	1,24	2,099	0,596707
	0,1	10	1,24	2,07	0,588462
	0,1	15	1,24	2,04	0,579934

Табела 6.34 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,2	0,775	0,320413
	0,05	10	1,2	0,775	0,320413
	0,05	15	1,2	0,785	0,324548
	0,07	5	1,2	1,197	0,494884
	0,07	10	1,2	1,197	0,494884
	0,07	15	1,2	1,207	0,499018
	0,09	5	1,24	1,707	0,682971
	0,09	10	1,24	1,687	0,674969
	0,09	15	1,24	1,687	0,674969

Табела 6.35 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1,15	0,736	0,317519
	0,05	10	1,15	0,736	0,317519
	0,05	15	1,15	0,746	0,321833
	0,07	5	1,2	1,187	0,490749
	0,07	10	1,2	1,187	0,490749
	0,07	15	1,2	1,197	0,494884
	0,09	5	1,2	1,648	0,681344
	0,09	10	1,2	1,648	0,681344
	0,09	15	1,2	1,638	0,677209

Табела 6.36 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,2	0,853	0,391846
	0,05	10	1,2	0,863	0,396440
	0,05	15	1,2	0,853	0,391846
	0,07	5	1,2	1,226	0,563193
	0,07	10	1,2	1,236	0,567786
	0,07	15	1,2	1,236	0,567786
	0,09	5	1,2	1,687	0,774964
	0,09	10	1,2	1,687	0,774964
	0,09	15	1,2	1,668	0,766236

Табела 6.37 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,2	0,746	0,308424
	0,05	10	1,2	0,746	0,308424
	0,05	15	1,2	0,746	0,308424
	0,07	5	1,2	1,167	0,482481
	0,07	10	1,2	1,167	0,482481
	0,07	15	1,2	1,158	0,478760
	0,09	5	1,24	1,668	0,667367
	0,09	10	1,24	1,668	0,667367
	0,09	15	1,24	1,658	0,663366

Табела 6.38 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1,15	0,726	0,313205
	0,05	10	1,15	0,716	0,308891
	0,05	15	1,15	0,726	0,313205
	0,07	5	1,2	1,177	0,486615
	0,07	10	1,2	1,177	0,486615
	0,07	15	1,2	1,177	0,486615
	0,09	5	1,2	1,619	0,669354
	0,09	10	1,2	1,628	0,673075
	0,09	15	1,2	1,619	0,669354

Табела 6.39 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за средњи ниво уља (0 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,2	0,814	0,373930
	0,05	10	1,2	0,804	0,369337
	0,05	15	1,2	0,814	0,373930
	0,07	5	1,2	1,207	0,554465
	0,07	10	1,2	1,207	0,554465
	0,07	15	1,2	1,207	0,554465
	0,09	5	1,2	1,658	0,761642
	0,09	10	1,2	1,648	0,757048
	0,09	15	1,2	1,648	0,757048

Табела 6.40 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 500 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
500	0,05	5	1,2	0,716	0,296021
	0,05	10	1,2	0,706	0,291886
	0,05	15	1,2	0,706	0,291886
	0,07	5	1,2	1,158	0,478760
	0,07	10	1,2	1,158	0,478760
	0,07	15	1,2	1,158	0,478760
	0,09	5	1,24	1,658	0,663366
	0,09	10	1,24	1,638	0,655364
	0,09	15	1,24	1,628	0,651363

Табела 6.41 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 750 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
750	0,05	5	1,24	0,765	0,306077
	0,05	10	1,24	0,765	0,306077
	0,05	15	1,24	0,775	0,310078
	0,07	5	1,24	1,197	0,478920
	0,07	10	1,24	1,207	0,482921
	0,07	15	1,24	1,207	0,482921
	0,09	5	1,24	1,648	0,659365
	0,09	10	1,24	1,648	0,659365
	0,09	15	1,24	1,648	0,659365

Табела 6.42 *Степен искоришћења за четврти степен преноса при броју обртаја од 900 min^{-1} за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Степен искоришћења
n_1, min^{-1}	I, A	t, min	T_1, Nm	T_5, Nm	η
900	0,05	5	1,24	0,893	0,396988
	0,05	10	1,24	0,853	0,379206
	0,05	15	1,24	0,863	0,383651
	0,07	5	1,24	1,216	0,540580
	0,07	10	1,24	1,226	0,545025
	0,07	15	1,24	1,226	0,545025
	0,09	5	1,24	1,658	0,737073
	0,09	10	1,24	1,628	0,723736
	0,09	15	1,24	1,638	0,728182

6.2 Резултати експерименталних истраживања утицаја промене температуре на ниво вибрација и буке

У складу са прецизно дефинисаним планом испитивања, спроведена су експериментална мерења утицаја промене температуре на ниво буке и вибрација код вишестепеног планетарног преносника у различитим степенима преноса на уређају AT 200. Анализиран је утицај промене температуре на ниво буке и вибрација у првом, другом, трећем и четвртом степену преноса при бројевима обртаја 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} за три различита нивоа уља, за силе кочења на електромагнетној кочници дефинисаних променом три вредности јачине струје на управљачкој јединици: 0,05 A, 0,07 A и 0,09 A. У свим испитивањима почетна температура уља у вишестепеном преноснику је била 22,5 °C.

Табела 6.43 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	0,86	0,755	22,5	73,6	0,2
	0,05	10	0,86	0,746	23	73,7	0,2
	0,05	15	0,86	0,755	23,4	73,7	0,2
	0,07	5	0,86	1,118	23,8	73,8	0,3
	0,07	10	0,86	1,118	24,2	73,7	0,3
	0,07	15	0,86	1,128	24,6	73,7	0,3
	0,09	5	0,9	1,599	24,8	73,8	0,3
	0,09	10	0,9	1,609	25,5	73,7	0,3
	0,09	15	0,9	1,609	26	73,6	0,3

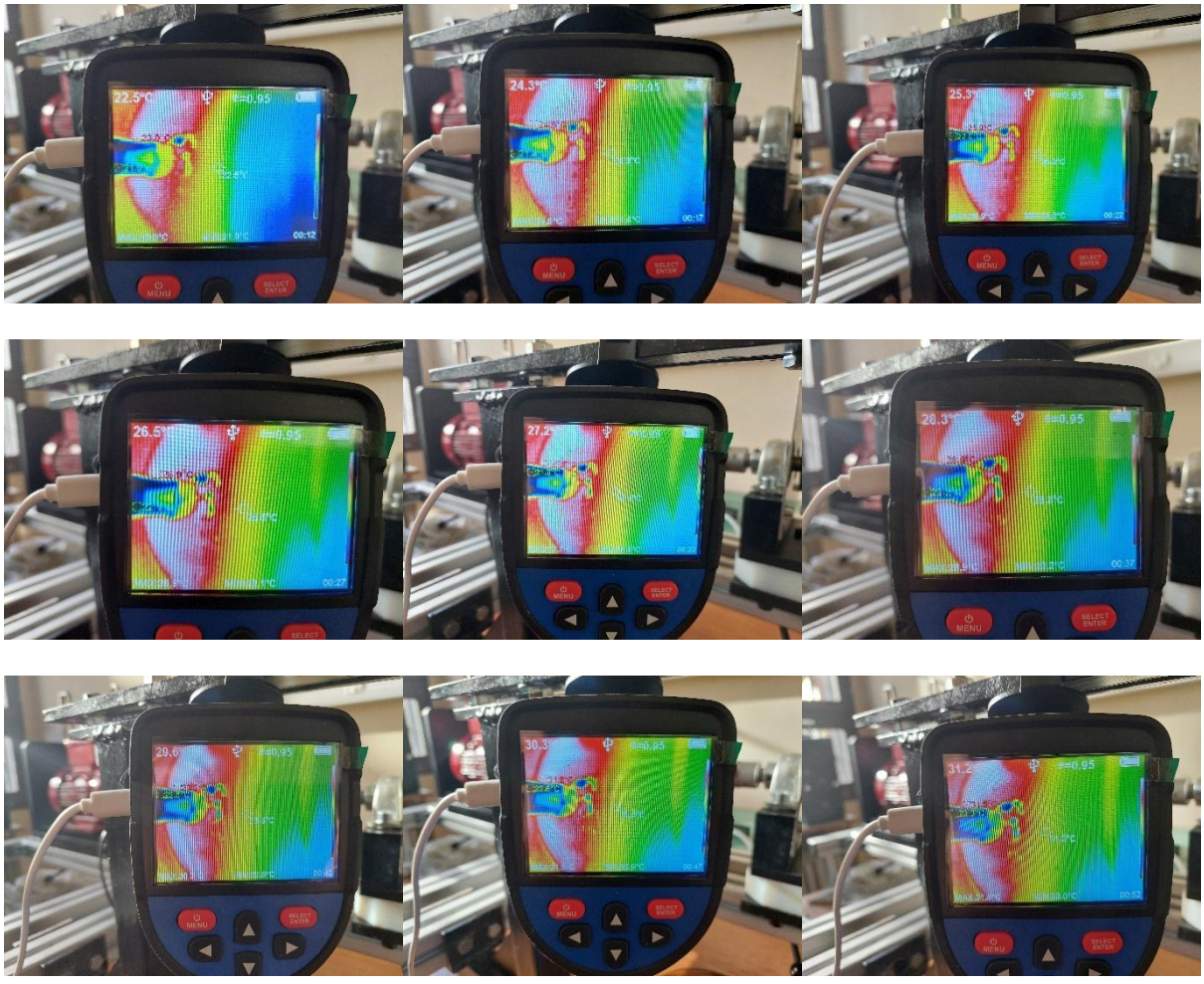
Табела 6.44 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	0,86	0,883	22,5	77,1	0,5
	0,05	10	0,86	0,863	23,8	77,3	0,5
	0,05	15	0,86	0,883	24,5	77,3	0,5
	0,07	5	0,86	1,177	25	77,4	0,6
	0,07	10	0,86	1,197	26	77	0,7
	0,07	15	0,86	1,197	26,6	77,7	0,7
	0,09	5	0,87	1,658	27,5	77	0,9
	0,09	10	0,87	1,678	28,6	77,2	0,9
	0,09	15	0,87	1,648	29,6	77,3	1

Табела 6.45 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Први степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	0,75	0,834	22,5	78,2	0,7
	0,05	10	0,75	0,834	24,3	78,8	0,8
	0,05	15	0,75	0,824	25,3	79	1
	0,07	5	0,8	1,246	26,5	78,3	1,3
	0,07	10	0,8	1,265	27,2	78,8	1,4
	0,07	15	0,8	1,275	28,3	79	1,5
	0,09	5	0,83	1,678	29,6	78,8	1,6
	0,09	10	0,83	1,668	30,3	79,2	1,7
	0,09	15	0,83	1,678	31,2	79,3	1,8

На слици 6.1 су приказане измерене вредности температуре на истој позицији преносника помоћу термовизијске камере при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm).



Слика 6.1 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)

Табела 6.46 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1	0,844	22,5	70,6	0,2
	0,05	10	1	0,853	23,1	70,8	0,2
	0,05	15	1	0,863	23,7	71,1	0,2
	0,07	5	1,05	1,158	23,9	71	0,2
	0,07	10	1,05	1,177	24,3	71	0,2
	0,07	15	1,05	1,177	24,8	71	0,2
	0,09	5	1,1	1,766	25,4	70,7	0,2
	0,09	10	1,1	1,766	25,7	70,6	0,2
	0,09	15	1,1	1,766	26,5	71	0,2

Табела 6.47 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	0,98	0,844	22,5	73,5	0,3
	0,05	10	0,98	0,853	24	73,8	0,3
	0,05	15	0,98	0,853	24,7	73,7	0,4
	0,07	5	1,1	1,324	25,7	73,5	0,4
	0,07	10	1,1	1,324	26,4	73,4	0,4
	0,07	15	1,1	1,315	27,8	73,5	0,4
	0,09	5	1,1	1,795	28,7	73,6	0,5
	0,09	10	1,1	1,795	29,9	73,9	0,5
	0,09	15	1,1	1,795	30,6	74	0,6

Табела 6.48 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Други степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,05	0,922	22,5	75,8	0,6
	0,05	10	1,05	0,942	24,3	76,1	0,6
	0,05	15	1,05	0,922	25,7	76,9	0,6
	0,07	5	1,05	1,305	27,1	76,8	0,8
	0,07	10	1,05	1,315	28,1	77	0,8
	0,07	15	1,05	1,315	29,5	77,2	0,9
	0,09	5	1,08	1,766	30,3	77,2	1
	0,09	10	1,08	1,766	31,5	77,4	1,1
	0,09	15	1,08	1,776	32,6	77,7	1,1

Табела 6.49 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Трећи степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1,075	0,834	22,5	71,8	0,2
	0,05	10	1,075	0,844	22,8	71,8	0,2
	0,05	15	1,075	0,824	23,4	72	0,2
	0,07	5	1,075	1,167	23,6	72	0,2
	0,07	10	1,075	1,167	24,2	71,8	0,2
	0,07	15	1,075	1,138	24,8	72,1	0,2
	0,09	5	1,15	1,678	25,1	72	0,3
	0,09	10	1,15	1,678	25,6	72,6	0,3
	0,09	15	1,15	1,678	26,1	72,8	0,3

Табела 6.50 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Трећи степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1	0,804	22,5	74,5	0,5
	0,05	10	1	0,795	24	74,8	0,5
	0,05	15	1	0,795	25	74,9	0,5
	0,07	5	1,11	1,226	26,3	74,8	0,5
	0,07	10	1,11	1,226	27,4	74,9	0,6
	0,07	15	1,11	1,236	28,9	75,1	0,6
	0,09	5	1,11	1,678	30,1	75,4	0,7
	0,09	10	1,11	1,678	31,1	75,7	0,8
	0,09	15	1,11	1,678	32,5	76,2	0,8

Табела 6.51 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Трећи степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,11	0,893	22,5	77	0,7
	0,05	10	1,11	0,893	24,2	77	0,8
	0,05	15	1,11	0,893	25,5	77,3	0,8
	0,07	5	1,11	1,226	27,2	77,1	0,8
	0,07	10	1,11	1,226	29,2	77,8	0,8
	0,07	15	1,11	1,236	30,9	78	0,9
	0,09	5	1,11	1,727	32,2	78,4	1,1
	0,09	10	1,11	1,727	33,4	78,6	1,2
	0,09	15	1,11	1,717	34,6	78,9	1,2

Табела 6.52 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Четврти степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1,2	0,775	22,5	67,8	0,2
	0,05	10	1,2	0,775	23,8	68,2	0,2
	0,05	15	1,2	0,785	24,5	69,1	0,3
	0,07	5	1,2	1,197	25	70,1	0,4
	0,07	10	1,2	1,197	26,4	71	0,4
	0,07	15	1,2	1,207	27,5	72,2	0,5
	0,09	5	1,24	1,707	28,4	72,9	0,6
	0,09	10	1,24	1,687	30,1	74,5	0,7
	0,09	15	1,24	1,687	31	75,1	0,8

Табела 6.53 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Четврти степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1,15	0,736	22,5	73,1	0,5
	0,05	10	1,15	0,736	25	75,2	0,5
	0,05	15	1,15	0,746	27,2	74,8	0,6
	0,07	5	1,2	1,187	29,2	75,5	0,8
	0,07	10	1,2	1,187	30,7	77,3	1,2
	0,07	15	1,2	1,197	32,5	79,3	1,3
	0,09	5	1,2	1,648	34,3	79,8	1,3
	0,09	10	1,2	1,648	37	79,3	1,3
	0,09	15	1,2	1,638	37,7	79,6	1,3

Табела 6.54 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за минимални ниво уља (-12 mm)*

Четврти степен преноса					Минимални ниво уља -12 mm ниво 1		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,2	0,853	22,5	76,7	0,8
	0,05	10	1,2	0,863	25,5	77,2	0,9
	0,05	15	1,2	0,853	28,4	77,7	1
	0,07	5	1,2	1,226	30,3	78,5	1,2
	0,07	10	1,2	1,236	33	79,2	1,5
	0,07	15	1,2	1,236	35,1	80,5	1,6
	0,09	5	1,2	1,687	37,5	82,2	1,7
	0,09	10	1,2	1,687	38,8	83,1	1,7
	0,09	15	1,2	1,668	39,9	83,3	1,7

Табела 6.55 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	0,86	0,736	22,5	70,2	0,2
	0,05	10	0,86	0,726	23,1	70,7	0,2
	0,05	15	0,86	0,736	23,3	71,4	0,2
	0,07	5	0,88	1,109	24	71,2	0,2
	0,07	10	0,88	1,109	24,3	71,5	0,2
	0,07	15	0,88	1,118	24,5	71,3	0,2
	0,09	5	0,92	1,628	25,1	71,4	0,3
	0,09	10	0,92	1,619	25,6	71,4	0,3
	0,09	15	0,92	1,619	26,4	71,3	0,3

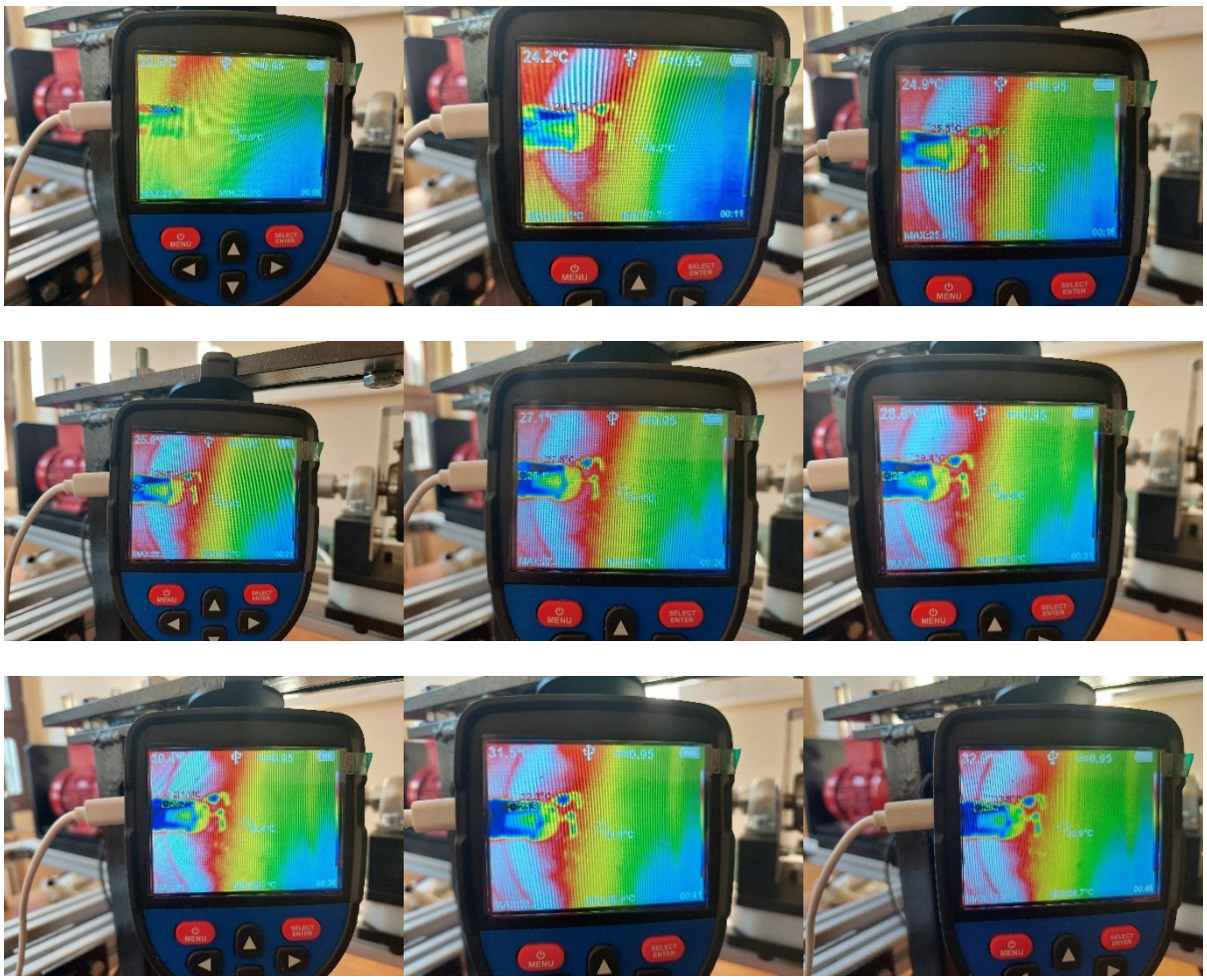
Табела 6.56 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	0,86	0,804	22,5	74,9	0,5
	0,05	10	0,86	0,814	23,5	75,2	0,5
	0,05	15	0,86	0,804	24,4	75,7	0,5
	0,07	5	0,86	1,158	24,9	75,6	0,5
	0,07	10	0,86	1,167	25,8	75,6	0,6
	0,07	15	0,86	1,187	26,6	75,7	0,7
	0,09	5	0,93	1,736	27,8	75,4	0,8
	0,09	10	0,93	1,736	29	75,8	0,8
	0,09	15	0,93	1,736	29,8	75,9	0,8

Табела 6.57 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Први степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	0,81	0,824	22,5	78	0,8
	0,05	10	0,81	0,834	24,2	78,6	0,8
	0,05	15	0,81	0,834	24,9	78,5	0,8
	0,07	5	0,85	1,246	25,9	79	0,9
	0,07	10	0,85	1,246	27,1	79,4	0,9
	0,07	15	0,85	1,256	28,8	78,9	1,1
	0,09	5	0,88	1,668	30,4	79,2	1,2
	0,09	10	0,88	1,668	31,5	78,8	1,4
	0,09	15	0,88	1,648	32,9	79,4	1,6

Измерене вредности температуре увек на истој позицији кућишта преносника помоћу термовизијске камере при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm) су приказане на слици 6.2.



Слика 6.2 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)

Табела 6.58 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1	0,814	22,5	70,6	0,2
	0,05	10	1	0,814	23,3	71	0,2
	0,05	15	1	0,814	23,6	70,9	0,2
	0,07	5	1,05	1,167	23,9	71,3	0,2
	0,07	10	1,05	1,158	24,5	70,8	0,2
	0,07	15	1,05	1,167	25,3	70,7	0,2
	0,09	5	1,1	1,668	26	70,2	0,2
	0,09	10	1,1	1,658	26,4	70,3	0,2
	0,09	15	1,1	1,687	27,5	70,3	0,2

Табела 6.59 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1	0,824	22,5	73,4	0,3
	0,05	10	1	0,824	23,6	73,5	0,3
	0,05	15	1	0,814	25,2	74	0,3
	0,07	5	1,07	1,207	26,4	73,6	0,3
	0,07	10	1,07	1,216	27,8	73,1	0,4
	0,07	15	1,07	1,207	28,8	73,1	0,4
	0,09	5	1,08	1,668	29,9	71,8	0,4
	0,09	10	1,08	1,668	30,8	72	0,5
	0,09	15	1,08	1,668	31,9	72,1	0,5

Табела 6.60 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Други степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,05	0,873	22,5	74,8	0,5
	0,05	10	1,05	0,883	24,4	74,6	0,5
	0,05	15	1,05	0,893	25,5	74,7	0,6
	0,07	5	1,05	1,197	27,1	74,6	0,7
	0,07	10	1,05	1,197	28,2	74,4	0,8
	0,07	15	1,05	1,197	29,6	74,9	0,9
	0,09	5	1,08	1,687	31	74,4	1
	0,09	10	1,08	1,687	32,6	75,2	1
	0,09	15	1,08	1,678	33,9	75,5	1

Табела 6.61 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Трећи степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1,17	0,883	22,5	69	0,2
	0,05	10	1,17	0,893	22,7	69	0,2
	0,05	15	1,17	0,883	23,3	69,1	0,2
	0,07	5	1,17	1,197	23,7	69	0,2
	0,07	10	1,17	1,197	24,3	69,4	0,2
	0,07	15	1,17	1,197	24,7	69,5	0,2
	0,09	5	1,18	1,668	25,2	69,6	0,2
	0,09	10	1,18	1,678	25,7	69,7	0,2
	0,09	15	1,18	1,668	26,2	70,4	0,2

Табела 6.62 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Трећи степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1,1	0,873	22,5	73,4	0,4
	0,05	10	1,1	0,873	24,2	73,2	0,5
	0,05	15	1,1	0,863	25,1	72,9	0,5
	0,07	5	1,15	1,216	26,4	73,5	0,5
	0,07	10	1,15	1,207	27,1	73,1	0,6
	0,07	15	1,15	1,216	28,2	72,7	0,7
	0,09	5	1,15	1,677	29	72,6	0,7
	0,09	10	1,15	1,668	29,6	72,6	0,8
	0,09	15	1,15	1,677	30,7	71,6	0,8

Табела 6.63 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Трећи степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,15	0,853	22,5	75,7	0,7
	0,05	10	1,15	0,873	24,2	75,8	0,7
	0,05	15	1,15	0,893	26	76,2	0,7
	0,07	5	1,15	1,216	27,5	75,4	0,8
	0,07	10	1,15	1,216	29,1	75,9	0,9
	0,07	15	1,15	1,226	30,7	75,2	1
	0,09	5	1,15	1,697	32,2	75,8	1,1
	0,09	10	1,15	1,697	33,9	75,6	1,2
	0,09	15	1,15	1,697	35	75,7	1,3

Табела 6.64 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Четврти степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1,2	0,746	22,5	68,4	0,2
	0,05	10	1,2	0,746	23,6	67,6	0,2
	0,05	15	1,2	0,746	25	67,2	0,3
	0,07	5	1,2	1,167	25,9	67,2	0,3
	0,07	10	1,2	1,167	27,2	68,3	0,4
	0,07	15	1,2	1,158	28,4	67,9	0,5
	0,09	5	1,24	1,668	29,8	69,6	0,7
	0,09	10	1,24	1,668	31,3	70,2	0,7
	0,09	15	1,24	1,658	33,1	71,2	0,8

Табела 6.65 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Четврти степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1,15	0,726	22,5	72,2	0,5
	0,05	10	1,15	0,716	25,1	71,8	0,5
	0,05	15	1,15	0,726	27,2	71,7	0,7
	0,07	5	1,2	1,177	29,3	71,8	0,9
	0,07	10	1,2	1,177	30,9	73,9	1,1
	0,07	15	1,2	1,177	33,1	75,4	1,2
	0,09	5	1,2	1,619	35,3	77	1,3
	0,09	10	1,2	1,628	36,9	76,8	1,3
	0,09	15	1,2	1,619	37,9	76,7	1,3

Табела 6.66 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за средњи ниво уља (0 mm)*

Четврти степен преноса					Средњи ниво уља 0 mm ниво 2		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,2	0,814	22,5	75,3	0,8
	0,05	10	1,2	0,804	25,7	74,4	0,9
	0,05	15	1,2	0,814	28	74,5	1
	0,07	5	1,2	1,207	30,8	75,6	1,2
	0,07	10	1,2	1,207	33,3	75,1	1,3
	0,07	15	1,2	1,207	35,5	77	1,4
	0,09	5	1,2	1,658	38,1	76,6	1,6
	0,09	10	1,2	1,648	39,3	77,5	1,6
	0,09	15	1,2	1,648	40,2	78,3	1,7

Табела 6.67 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	0,86	0,549	22,5	72,6	0,2
	0,05	10	0,86	0,549	23,3	73	0,2
	0,05	15	0,86	0,549	23,9	73,2	0,2
	0,07	5	0,86	0,981	24,4	73,3	0,2
	0,07	10	0,86	1,01	24,8	73,3	0,2
	0,07	15	0,86	1,04	25,2	73,3	0,2
	0,09	5	0,925	1,432	25,9	73,4	0,3
	0,09	10	0,925	1,472	26,6	73,4	0,3
	0,09	15	0,925	1,472	27,1	73,4	0,3

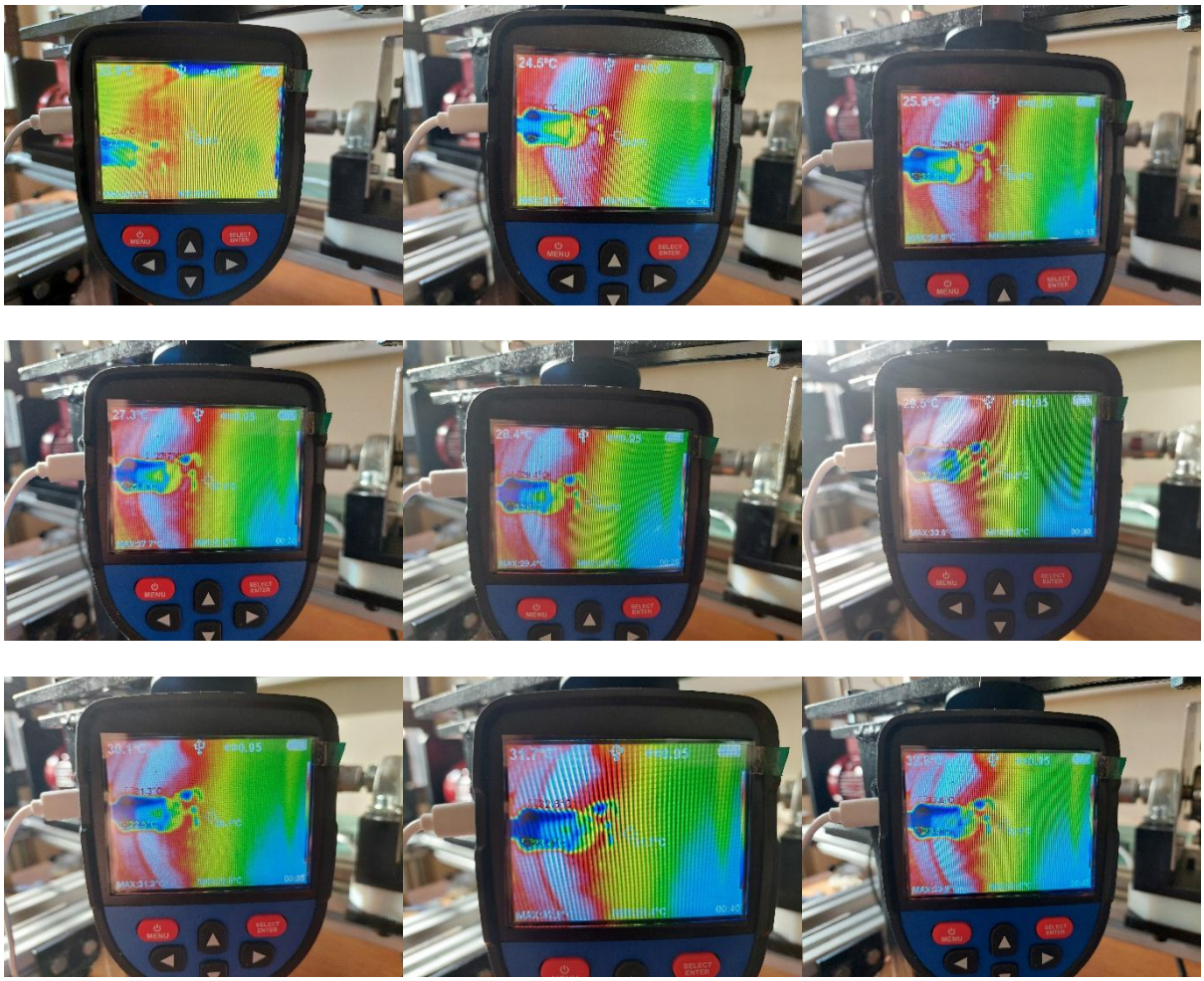
Табела 6.68 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	0,86	0,785	22,5	75	0,5
	0,05	10	0,86	0,795	24,5	75	0,5
	0,05	15	0,86	0,795	25,9	75,6	0,5
	0,07	5	0,86	1,134	28,1	75,6	0,5
	0,07	10	0,86	1,148	28,9	75,8	0,6
	0,07	15	0,86	1,148	30,3	76,3	0,6
	0,09	5	0,91	1,609	31,3	75,9	0,7
	0,09	10	0,91	1,628	32	75,9	0,8
	0,09	15	0,91	1,609	33,3	76,2	0,9

Табела 6.69 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Први степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	0,81	0,804	22,5	77,2	0,7
	0,05	10	0,81	0,795	24,5	77,8	0,8
	0,05	15	0,81	0,804	25,9	78	0,9
	0,07	5	0,85	1,216	27,3	78	1,3
	0,07	10	0,85	1,197	28,4	78,2	1,4
	0,07	15	0,85	1,216	29,5	78,4	1,5
	0,09	5	0,88	1,599	30,1	78,6	1,7
	0,09	10	0,88	1,628	31,7	78,7	1,8
	0,09	15	0,88	1,628	32,8	79,2	1,9

Измерене вредности температуре увек на истој позицији преносника помоћу термовизијске камере при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm) су приказане на слици 6.3.



Слика 6.3 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)

Табела 6.70 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
7500	0,05	5	1,13	0,912	22,5	71,4	0,2
	0,05	10	1,13	0,903	22,8	71	0,2
	0,05	15	1,13	0,903	23,3	71	0,2
	0,07	5	1,15	1,236	23,6	71	0,2
	0,07	10	1,15	1,246	24	71,1	0,2
	0,07	15	1,15	1,256	24,6	71	0,2
	0,09	5	1,16	1,746	25,3	70,6	0,2
	0,09	10	1,16	1,746	25,9	71	0,2
	0,09	15	1,16	1,727	26,6	71,2	0,2

Табела 6.71 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1,07	0,873	22,5	73,2	0,3
	0,05	10	1,07	0,873	24,1	74,4	0,3
	0,05	15	1,07	0,873	25,3	74,8	0,3
	0,07	5	1,09	1,216	26,8	74,8	0,3
	0,07	10	1,09	1,216	28,2	74,8	0,3
	0,07	15	1,09	1,216	29,6	75,1	0,4
	0,09	5	1,1	1,678	30,8	74,5	0,4
	0,09	10	1,1	1,687	31,7	74,4	0,4
	0,09	15	1,1	1,678	32,7	74,4	0,5

Табела 6.72 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Други степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,05	0,863	22,5	75,7	0,5
	0,05	10	1,05	0,863	24,2	75,8	0,5
	0,05	15	1,05	0,863	25,6	76	0,5
	0,07	5	1,1	1,236	27,5	76,3	0,6
	0,07	10	1,1	1,236	29,3	76,4	0,6
	0,07	15	1,1	1,246	30,9	76,6	0,6
	0,09	5	1,16	1,628	32,2	76,6	0,7
	0,09	10	1,16	1,628	34,1	77,2	0,8
	0,09	15	1,16	1,599	34,8	77,7	0,9

Табела 6.73 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Трећи степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1,1	0,795	22,5	69,8	0,2
	0,05	10	1,1	0,804	23,2	69,8	0,2
	0,05	15	1,1	0,804	23,9	70,3	0,2
	0,07	5	1,2	1,216	24,2	70,2	0,2
	0,07	10	1,2	1,216	24,9	70	0,2
	0,07	15	1,2	1,207	25,6	70,2	0,2
	0,09	5	1,2	1,687	26,8	70,5	0,2
	0,09	10	1,2	1,687	27,3	70,8	0,2
	0,09	15	1,2	1,678	28,4	71,1	0,2

Табела 6.74 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Трећи степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1,2	0,942	22,5	74,7	0,4
	0,05	10	1,2	0,942	24,5	75,8	0,5
	0,05	15	1,2	0,932	26,1	76,1	0,5
	0,07	5	1,2	1,246	27,8	76,1	0,5
	0,07	10	1,2	1,236	29,1	76,7	0,5
	0,07	15	1,2	1,256	30,6	76,7	0,5
	0,09	5	1,24	1,795	31,8	76,7	0,6
	0,09	10	1,24	1,795	33,1	76,8	0,6
	0,09	15	1,24	1,785	34,1	76,9	0,7

Табела 6.75 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Трећи степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,2	0,922	22,5	76,9	0,7
	0,05	10	1,2	0,942	24,6	77,4	0,7
	0,05	15	1,2	0,971	26,4	77,8	0,8
	0,07	5	1,2	1,256	28	78,1	0,9
	0,07	10	1,2	1,226	29,5	78,3	1
	0,07	15	1,2	1,256	30,9	78,6	1,1
	0,09	5	1,2	1,736	32,9	78,6	1,3
	0,09	10	1,2	1,687	34,7	78,8	1,4
	0,09	15	1,2	1,697	36	79,2	1,5

Табела 6.76 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
500	0,05	5	1,2	0,716	22,5	67,7	0,2
	0,05	10	1,2	0,706	23,4	67,7	0,2
	0,05	15	1,2	0,706	24,3	68	0,2
	0,07	5	1,2	1,158	25,5	68,7	0,3
	0,07	10	1,2	1,158	26,6	69,5	0,3
	0,07	15	1,2	1,158	28,6	70,8	0,4
	0,09	5	1,24	1,658	30,2	71,9	0,5
	0,09	10	1,24	1,638	31,4	73,7	0,6
	0,09	15	1,24	1,628	33,3	73,8	0,6

Табела 6.77 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

Четврти степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
750	0,05	5	1,24	0,765	22,5	73,3	0,6
	0,05	10	1,24	0,765	24,8	73	0,6
	0,05	15	1,24	0,775	26,3	74,5	0,7
	0,07	5	1,24	1,197	28,6	74,7	0,8
	0,07	10	1,24	1,207	30,6	75,1	0,8
	0,07	15	1,24	1,207	33,6	76,4	0,9
	0,09	5	1,24	1,648	35,4	77,4	1,1
	0,09	10	1,24	1,648	37,5	78	1,3
	0,09	15	1,24	1,648	39,4	78,4	1,3

Табела 6.78 *Промена температуре, буке и вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за максимални ниво уља (+12 mm)*

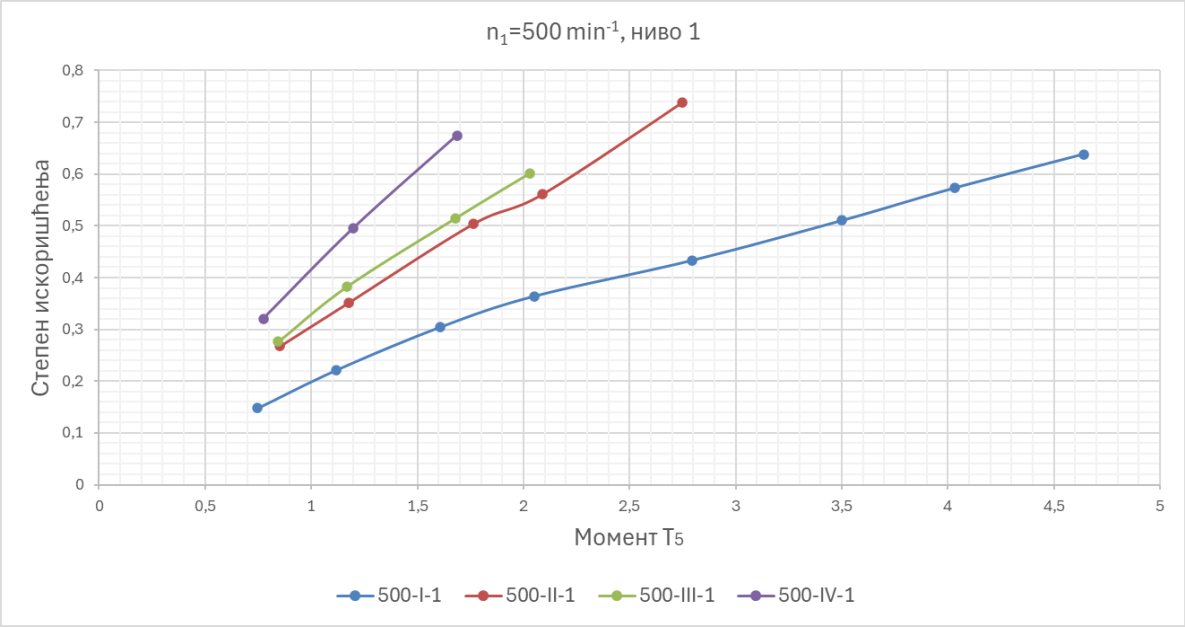
Четврти степен преноса					Максимални ниво уља +12 mm ниво 3		
n_1	I	t	T_1	T_5	Темп.	Бука	Вибр.
min^{-1}	A	min	Nm	Nm	°C	dB	m/s^2
900	0,05	5	1,24	0,893	22,5	76,5	0,9
	0,05	10	1,24	0,853	25,8	76,9	1
	0,05	15	1,24	0,863	28,4	77,6	1
	0,07	5	1,24	1,216	30,2	78,3	1,1
	0,07	10	1,24	1,226	32,7	79,5	1,2
	0,07	15	1,24	1,226	35,2	81,1	1,3
	0,09	5	1,24	1,658	37,5	81,3	1,6
	0,09	10	1,24	1,628	39,6	81,8	1,6
	0,09	15	1,24	1,638	41,8	82,2	1,7

7. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

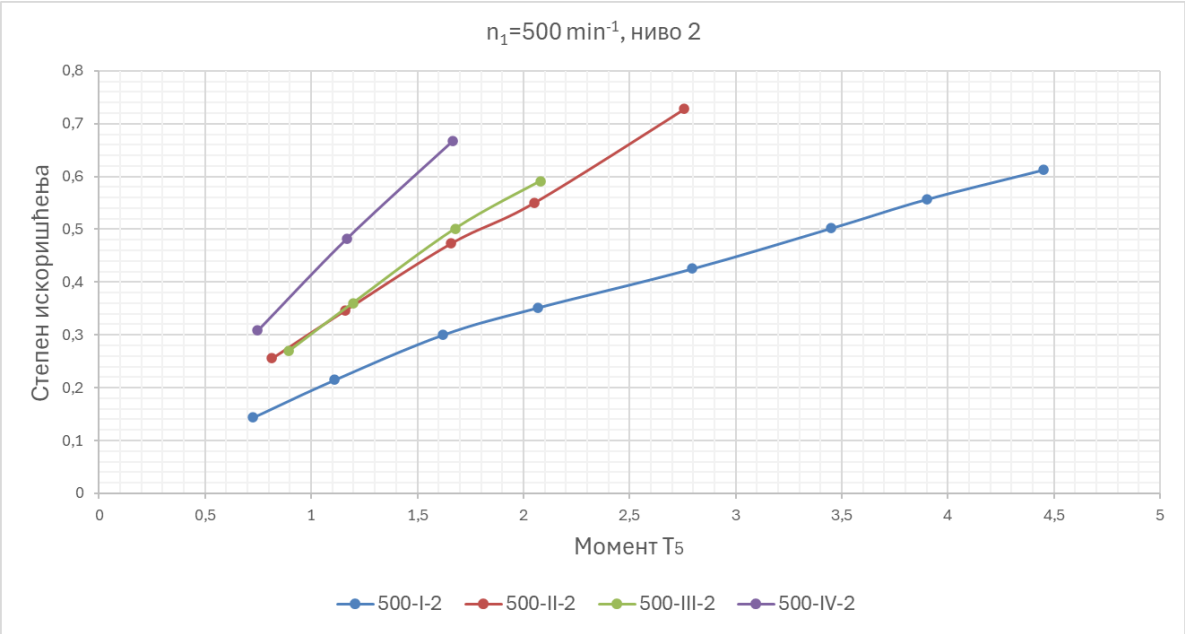
7.1 Утицај степена преноса, односно вредности преносног односа на степен искоришћења преносника

Анализа експерименталних резултата показује да се највећи степен искоришћења преносника постиже у четвртом степену преноса, што одговара најмањој вредности преносног односа. Овај налаз потврђује општеприхваћени тренд у машинству: ефикасност преноса се повећава са смањењем преносног односа. То практично значи да се боље карактеристике постижу преласком у виши степен преноса. Ова директна корелација наглашава кључну везу између вредности преносног односа и укупне енергетске ефикасности преносника.

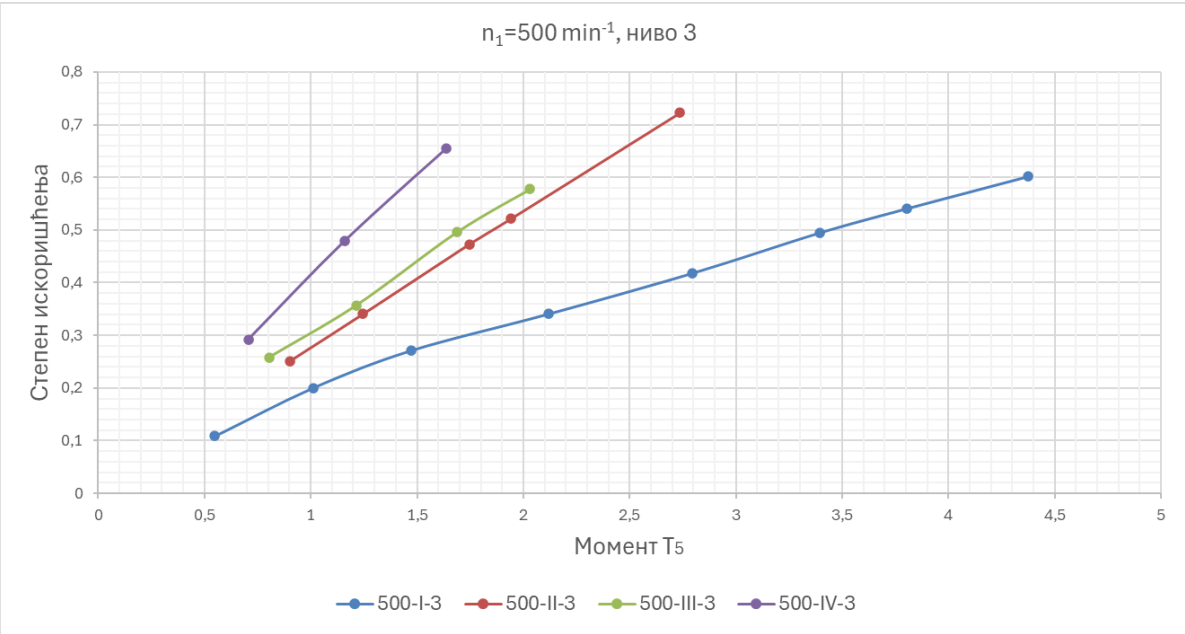
Зависности степена искоришћења за сва четири степена преноса при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} су приказане за три различита нивоа уља (минимални ниво уља -12 mm) на слици 7.1, (средњи ниво уља 0 mm) на слици 7.2 и (максимални ниво уља +12 mm) на слици 7.3. Анализирајући вредности степена искоришћења нпр. за изабрану вредност излазног обртног момента T_5=1,5 Nm, а за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} види се да степен искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је за 5,4% већи у првом, за 7,3% већи у другом, за 6,8% већи у трећем и 0,8% у четвртом степену преноса.



Слика 7.1 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1 [88]

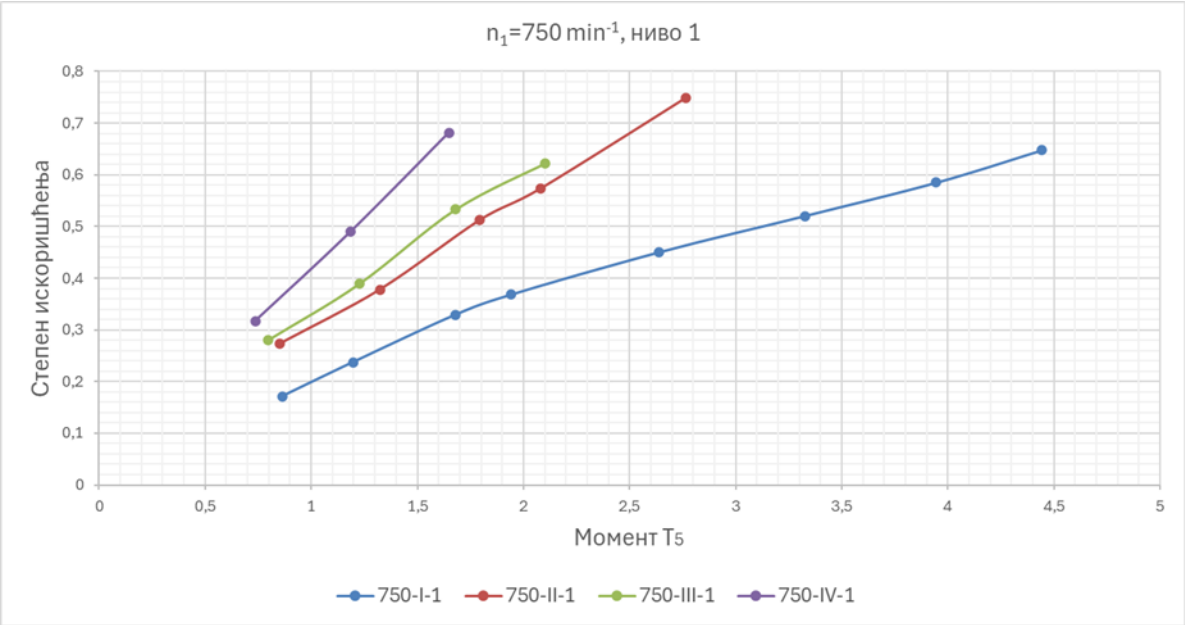


Слика 7.2 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2 [88]

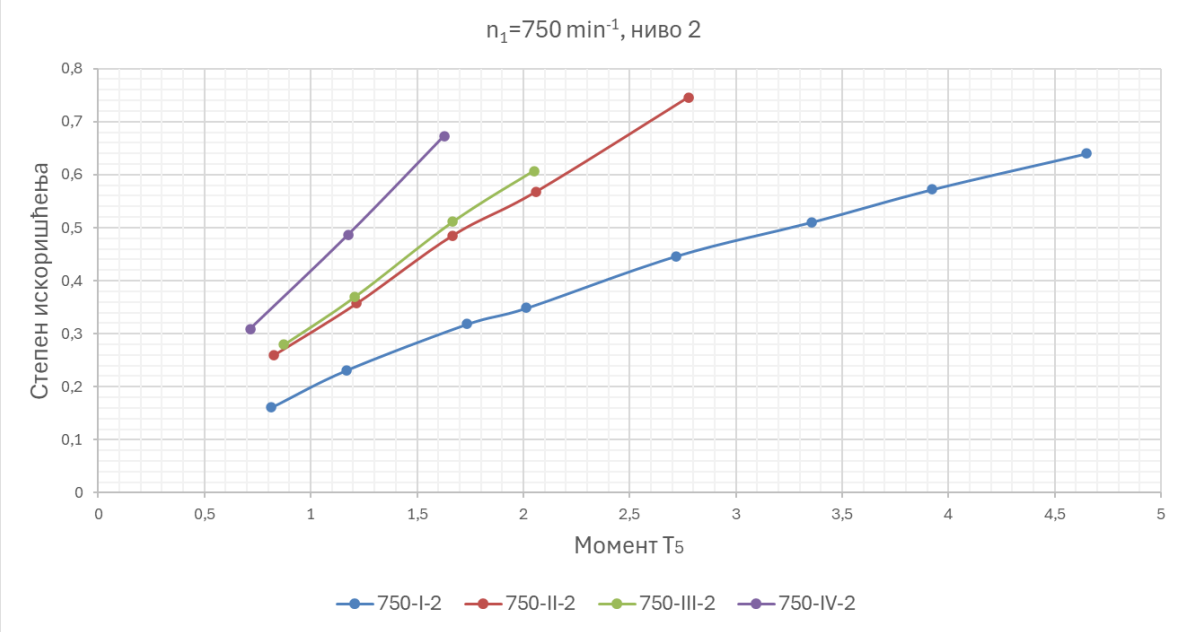


Слика 7.3 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3 [88]

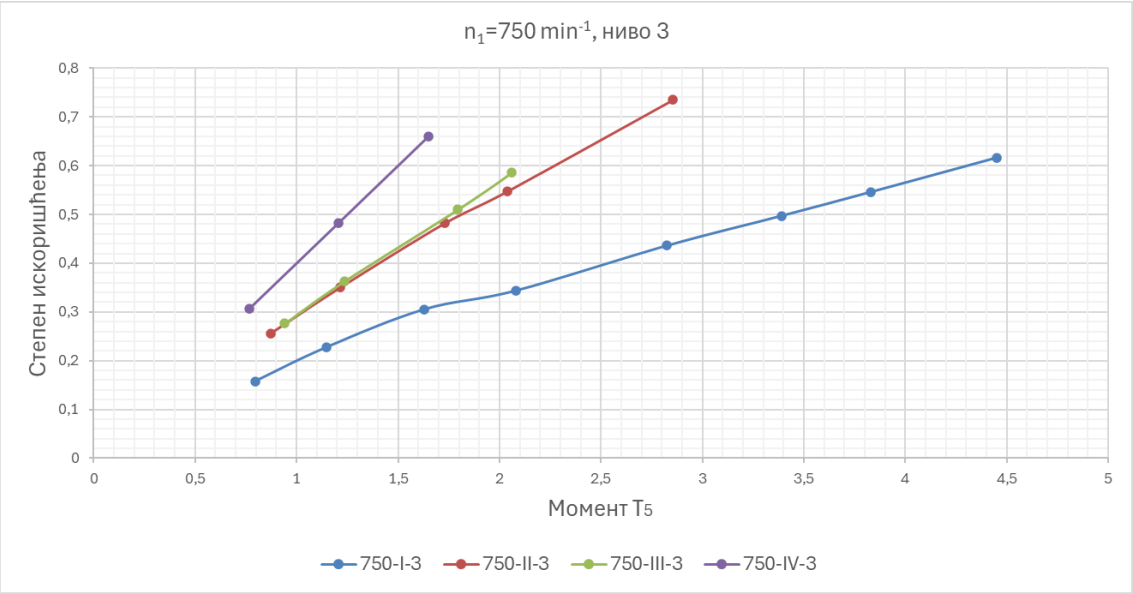
Зависности степена искоришћења за сва четири степена преноса при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1} су приказане на сликама 7.4, 7.5 и 7.6. Приказани су резултати за три различита нивоа уља: минимални (-12 mm), средњи (0 mm) и максимални (+12 mm). Анализирајући вредности степена искоришћења за вредност излазног обртног момента T_5=1,5 Nm, а за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1} види се да степен искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је за 5,3% већи у првом, за 2,1% већи у другом, за 10,3% већи у трећем и 3,3% у четвртом степену преноса.



Слика 7.4 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

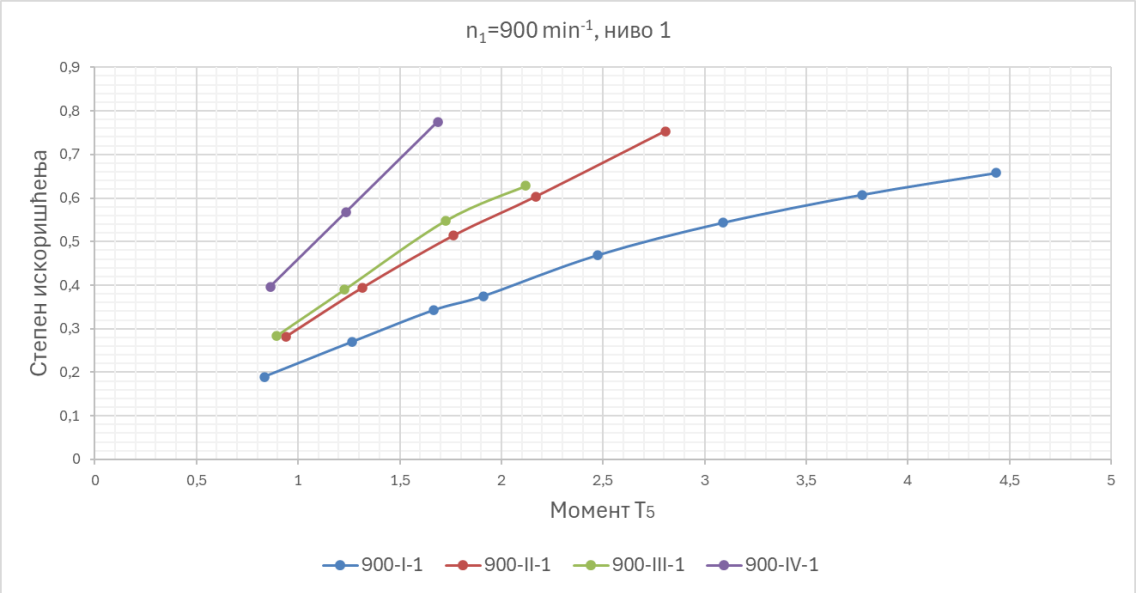


Слика 7.5 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

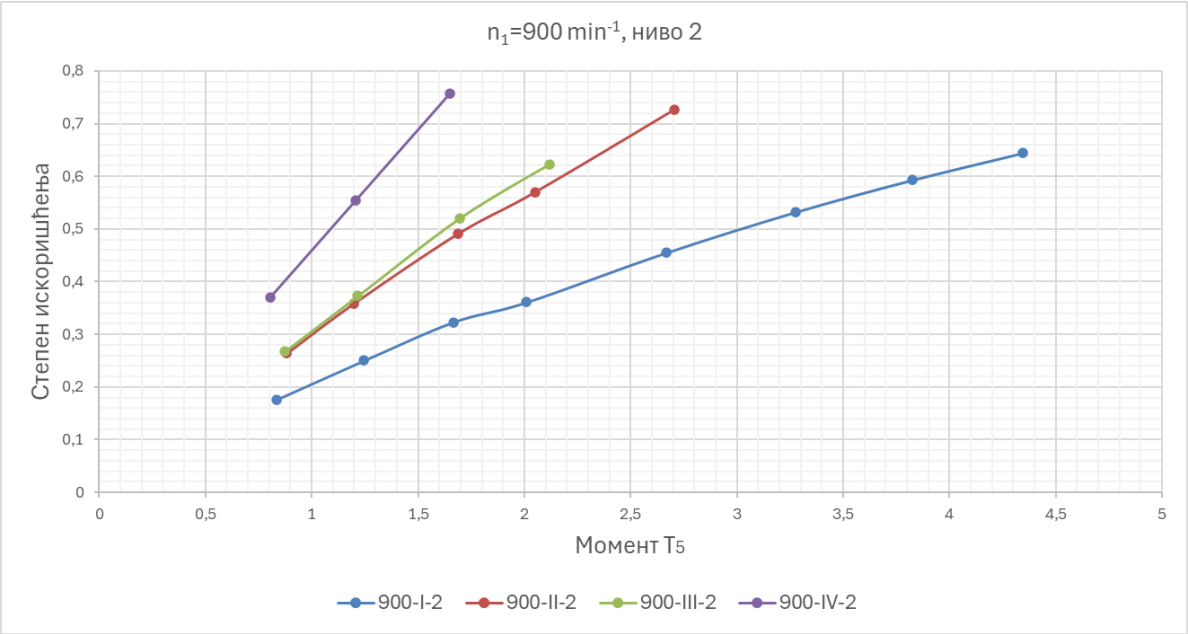


Слика 7.6 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

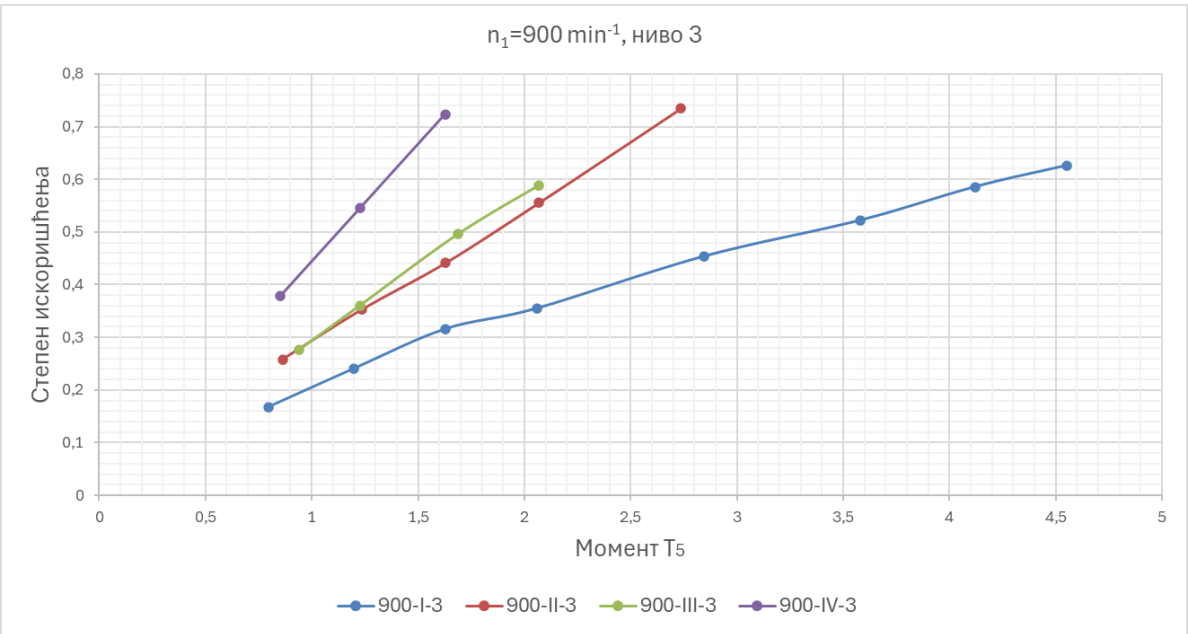
На сликама 7.7, 7.8 и 7.9 приказана је зависност степена искоришћења од излазног обртног момента за сва четири степена преноса, при константном улазном броју обртаја од 900 min^{-1}. Приказани су резултати за три различита нивоа уља: минимални (-12 mm), средњи (0 mm) и максимални (+12 mm). Анализа вредности степена искоришћења при излазном обртном моменту T_5=1,5 Nm, показује да је степен искоришћења већи при минималном нивоу уља у односу на максимални. За сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 900 min^{-1} види се да степен искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је за 4% већи у првом, за 8% већи у другом, за 8,4% већи у трећем и 3% у четвртом степену преноса. Ови резултати потврђују да већи ниво уља, а самим тим и већи хидродинамички губици, директно утичу на смањење ефикасности преносника.



Слика 7.7 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1



Слика 7.8 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

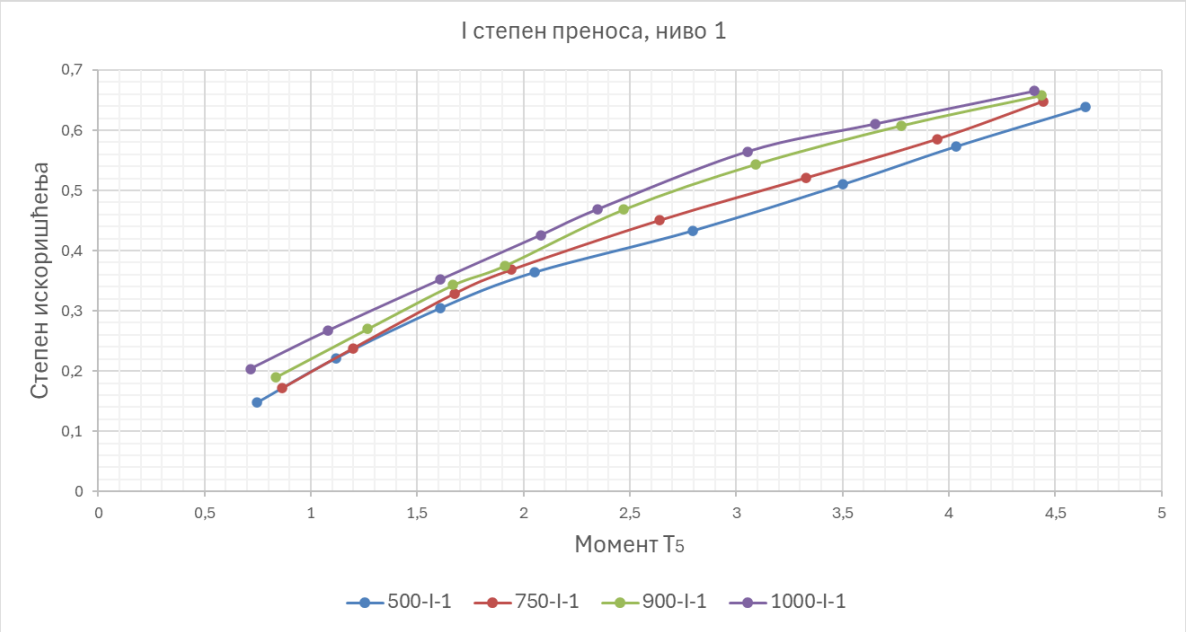


Слика 7.9 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

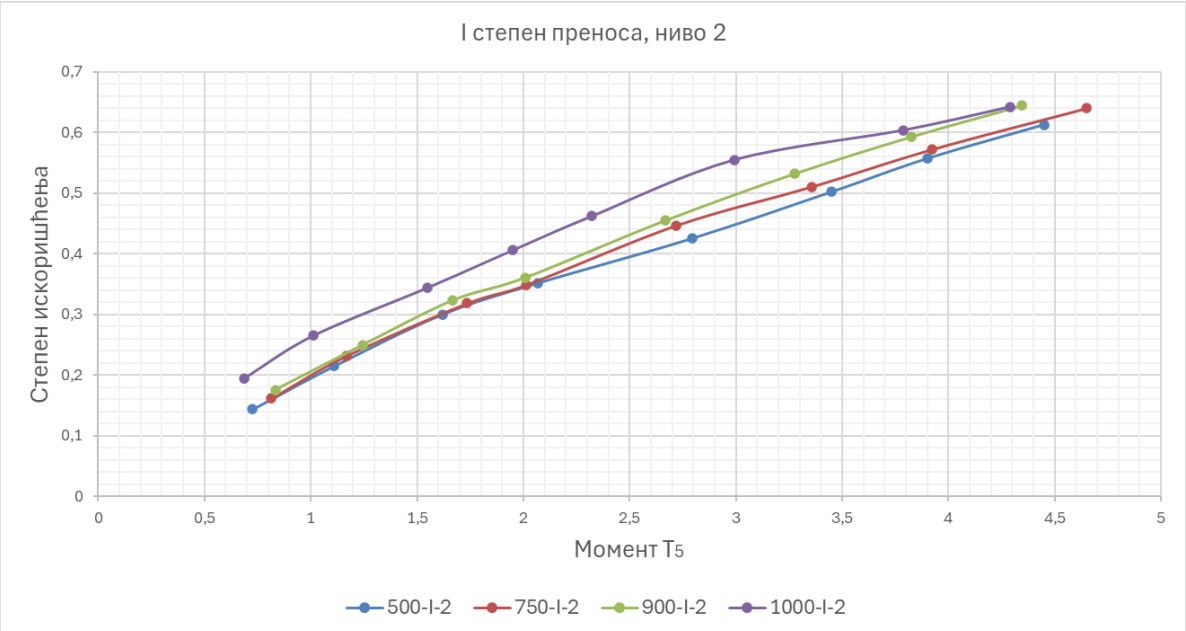
7.2 Утицај нивоа уља у истом степену преноса и при различитим бројевима обртаја на степен искоришћења преносника

Зависности степена искоришћења за први степен преноса при бројевима обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} су приказане за три различита нивоа уља: минимални (-12 mm), средњи (0 mm) и максимални (+12 mm). На сликама

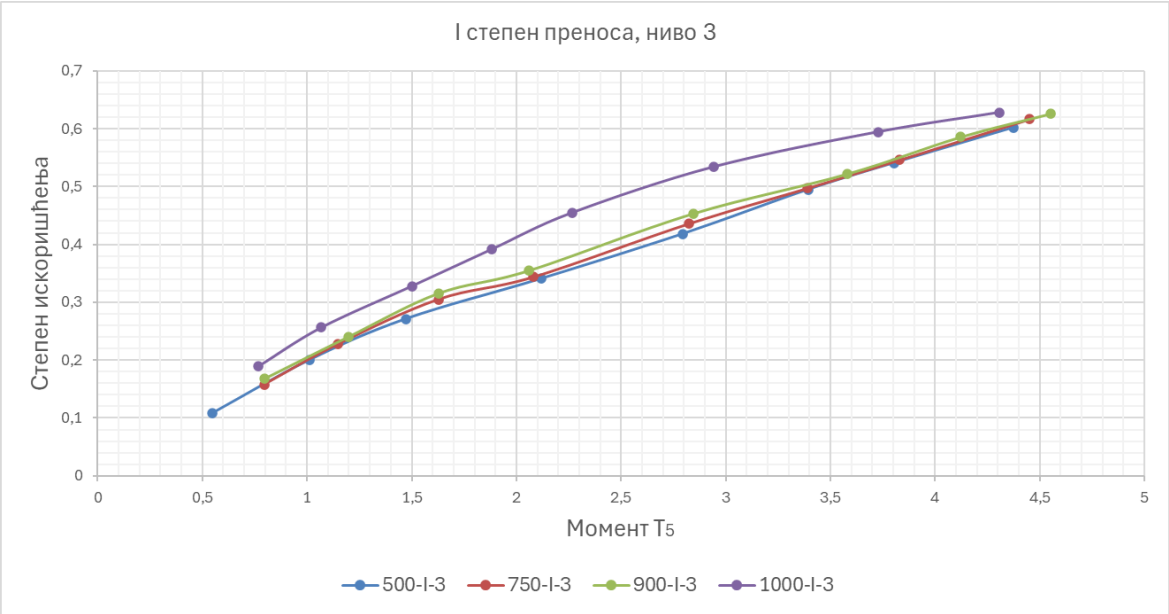
7.10, 7.11 и 7.12 се потврђује да се у првом степену преноса повећава степен искоришћења преносника са порастом броја обртаја на улазу за сва три испитивана нивоа уља.



Слика 7.10 Вредности степена искоришћења за први степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за минимални ниво уља 1

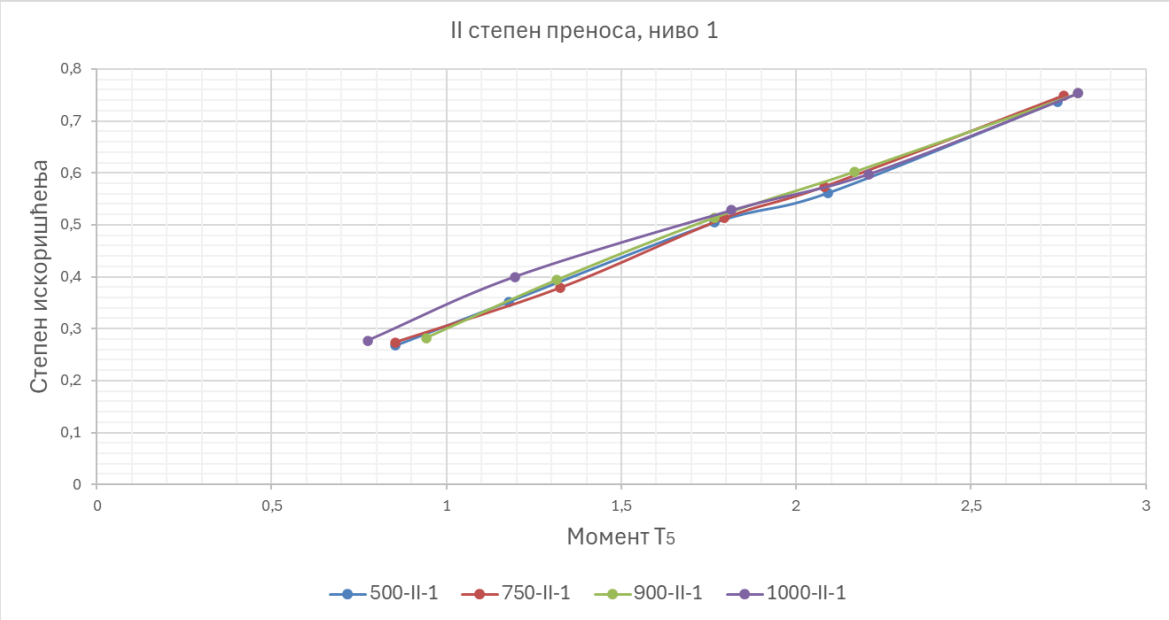


Слика 7.11 Вредности степена искоришћења за први степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за средњи ниво уља 2



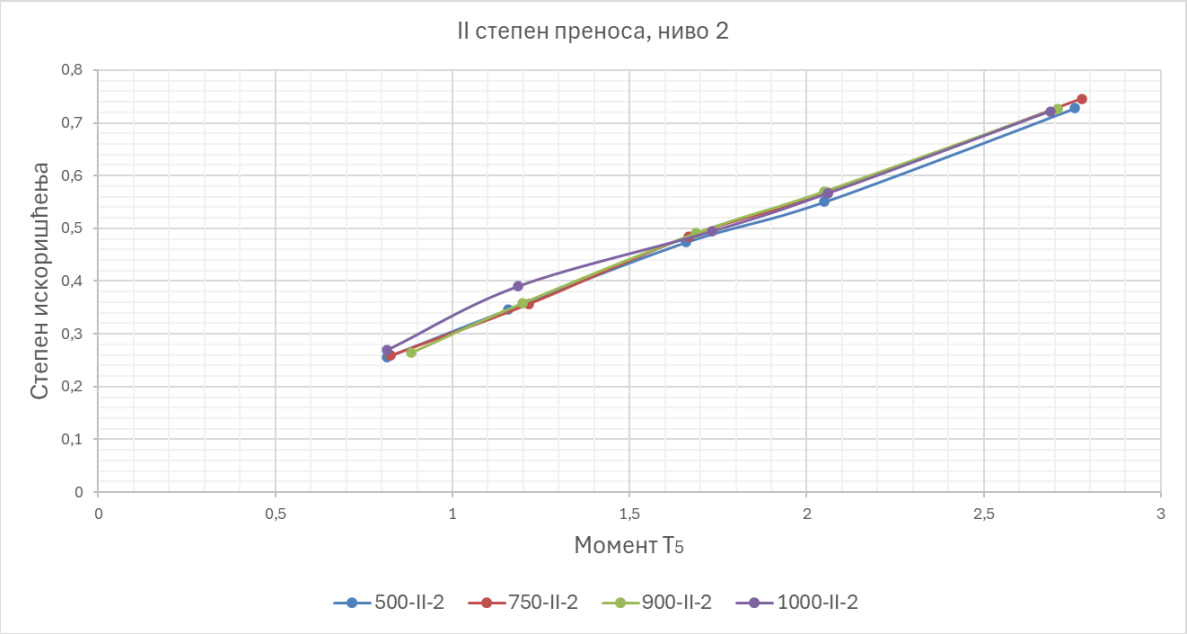
Слика 7.12 Вредности степена искоришћења за први степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за максимални ниво уља 3

Зависности степена искоришћења за други степен преноса при бројевима обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} су приказане за три различита нивоа уља: минимални (-12 mm), средњи (0 mm) и максимални (+12 mm). На слици 7.13 се може показати да за минимални ниво уља се наставља тренд пораста степена искоришћења са повећањем броја обртаја, који важи све до вредности излазног обртног момента T_5=1,9 Nm. Након достизања ове вредности, уочава се да се вредности степена искоришћења уједначавају. Ова појава указује на то да при вишим оптерећењима, губици због трења постају доминантнији у односу на хидродинамичке губитке, чиме се утицај броја обртаја смањује.



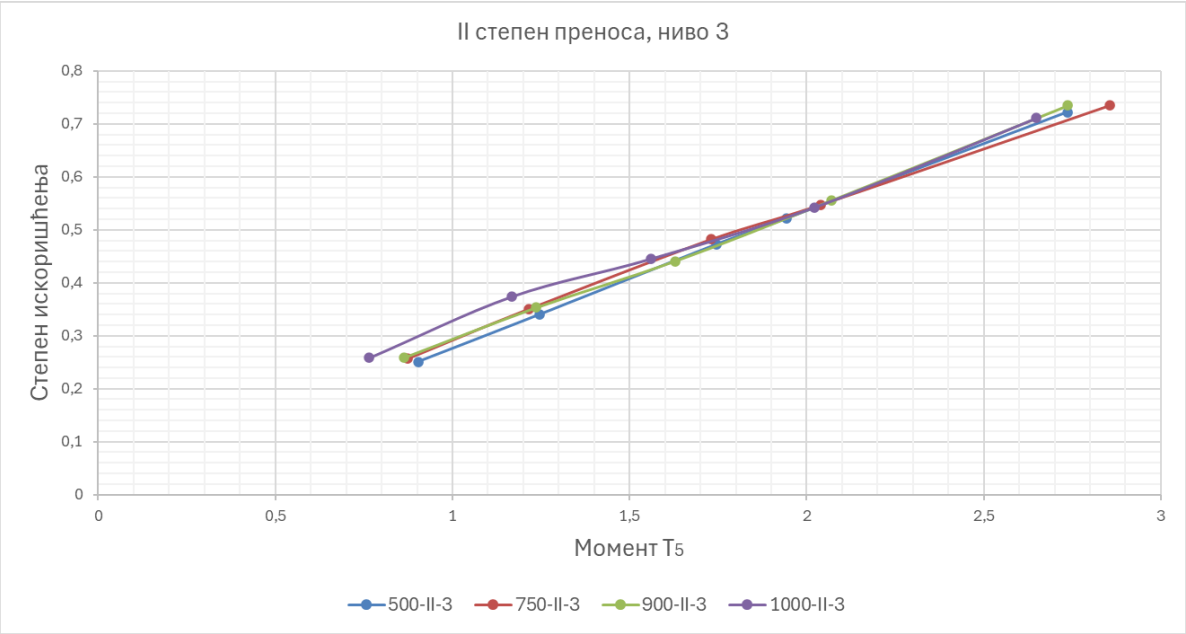
Слика 7.13 Вредности степена искоришћења за други степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за минимални ниво уља 1

Анализа експериментално добијених резултата представљених на слици 7.14, се односи на средњи ниво уља, где се може уочити да је тренд промене степена искоришћења сличан оном уоченом за минимални ниво уља на слици 7.13. До вредности излазног обртног момента T_5=1,7 Nm максимални степен искоришћења се постиже при највећем броју обртаја на улазу од 1000 min-1. После ове вредности степени искоришћења постају приближне за све испитиване бројеве обртаја.



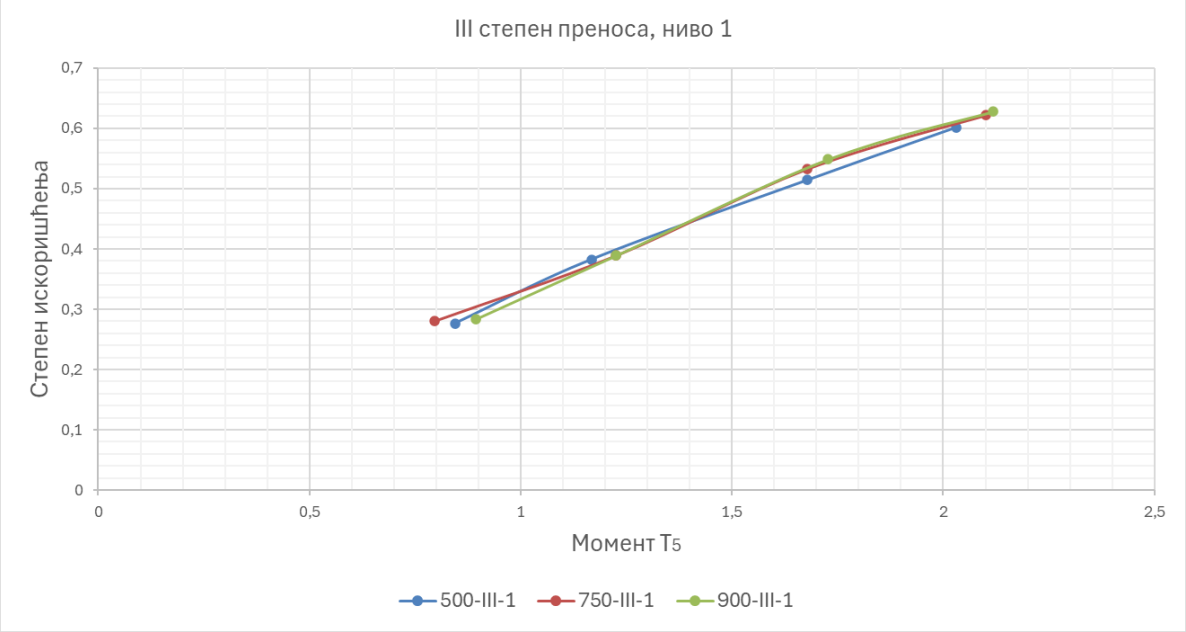
Слика 7.14 Вредности степена искоришћења за други степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1} и за средњи ниво уља 2

Анализа експерименталних резултата за максимални ниво уља, представљених на слици 7.15, показује да се степен искоришћења преносника понаша по сличном обрасцу као и код мањег нивоа уља. Међутим, у овом случају, преломна тачка се дешава раније. Тренд повећања степена искоришћења са растом броја обртаја важи све до излазног обртног момента T_5=1,6 Nm, након чега се вредности стабилизују. Овај налаз додатно наглашава како већи ниво уља и повећани хидродинамички губици утичу на ефикасност преносника, померајући тачку стабилизације на ниже вредности оптерећења.



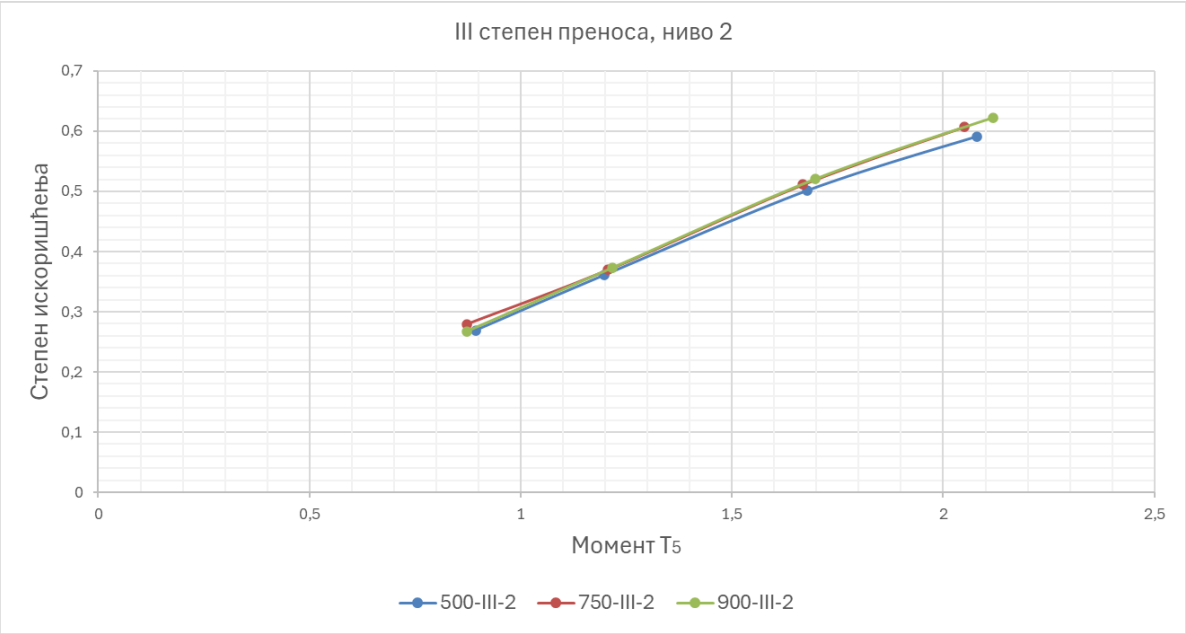
Слика 7.15 Вредности степена искоришћења за други степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за максимални ниво уља 3

Зависности степена искоришћења за трећи степен преноса при бројевима обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} су такође приказане за три различита нивоа уља: минимални (-12 mm), средњи (0 mm) и максимални (+12 mm). На слици 7.16, која се односи на минимални ниво уља, уочава се стабилизација степена искоришћења при излазном обртном моменту T_5=1,4 Nm. Након ове тачке се потврђује тренд да је степен искоришћења највећи при највећем броју обртаја. Овај налаз указује на то да при већим оптерећењима, иако се ефикасност стабилизује, утицај броја обртаја остаје значајан.

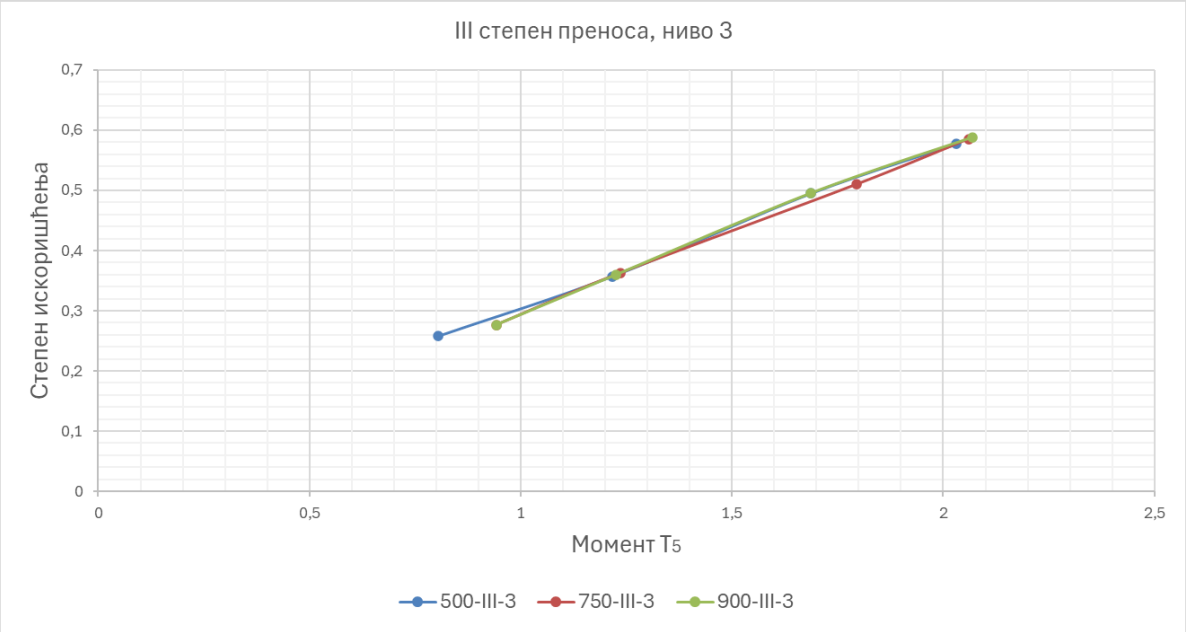


Слика 7.16 Вредности степена искоришћења за трећи степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за минимални ниво уља 1

На сликама 7.17, која се односи на средњи и 7.18 на максимални ниво уља, уочава се стабилизација степена искоришћења нешто раније, при излазном обртном моменту T_5=1,2 Nm. Након ове тачке се потврђује тренд да је степен искоришћења највећи при највећем броју обртаја.



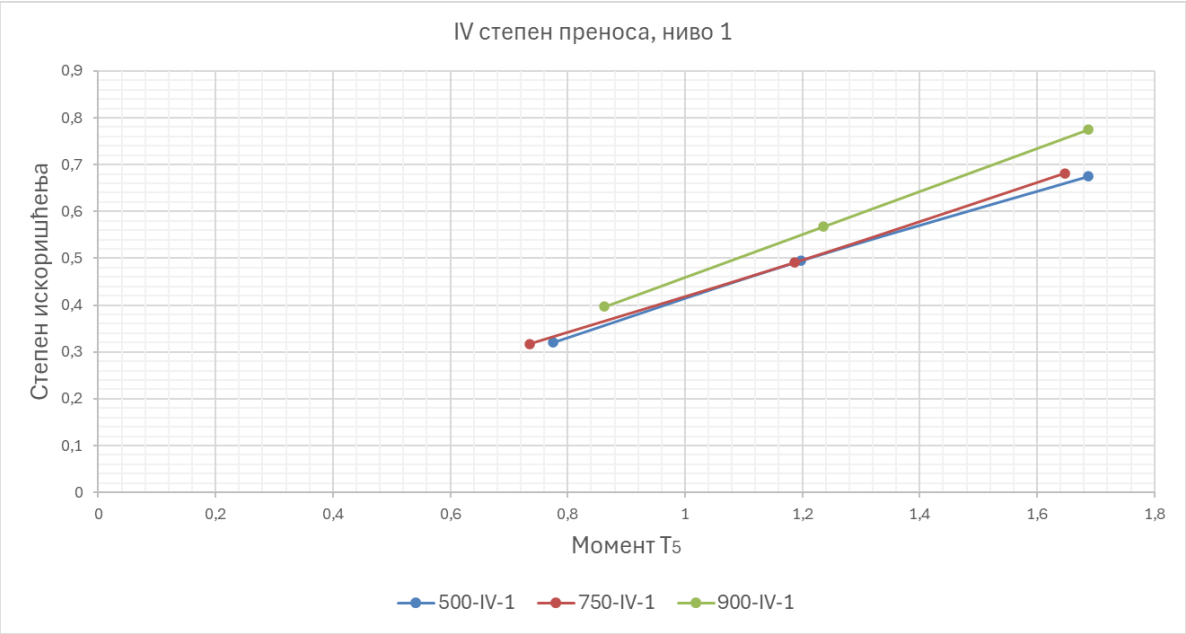
Слика 7.17 Вредности степена искоришћења за трећи степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за средњи ниво уља 2



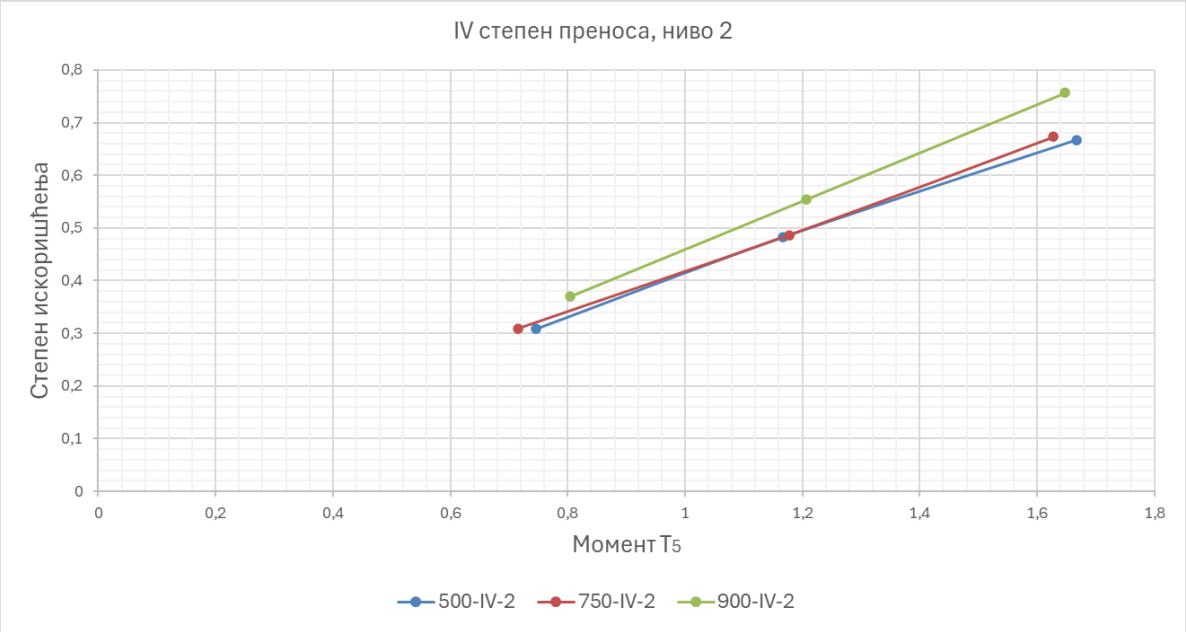
Слика 7.18 Вредности степена искоришћења за трећи степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1}и 900 min^{-1} и за максимални ниво уља 3

Зависности степена искоришћења за четврти степен преноса при бројевима обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} су приказани за три различита нивоа уља минимални (-12 mm) на слици 7.19, средњи (0 mm) на слици 7.20 и максимални

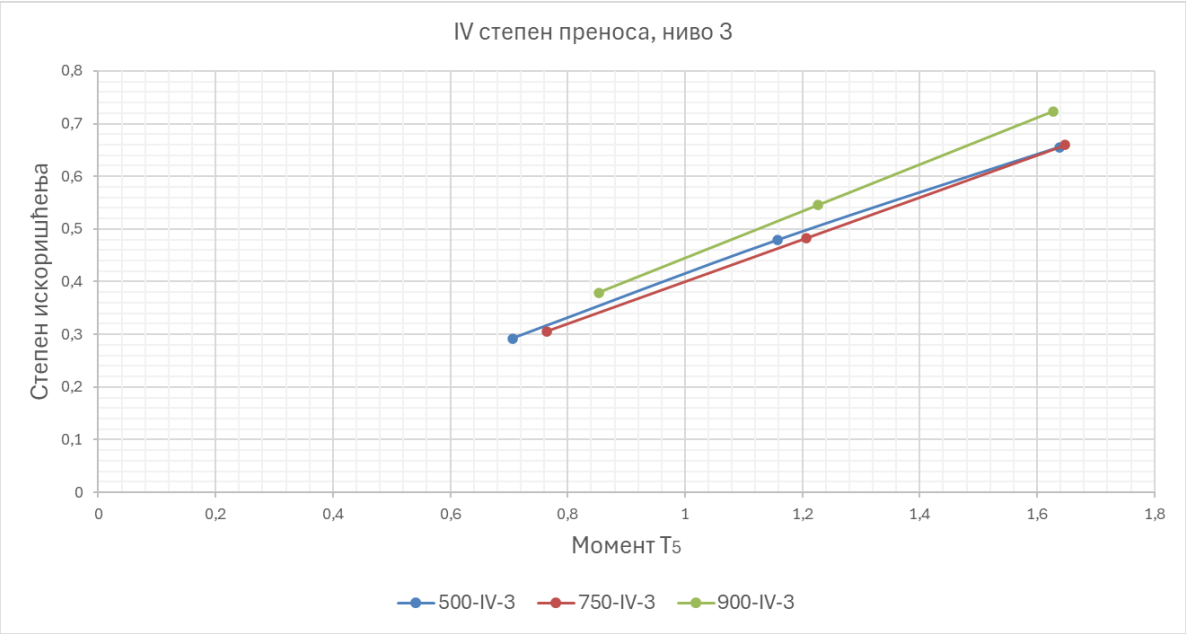
(+12 mm) на слици 7.21. Анализа експерименталних резултата недвосмислено показује да се, за сва три испитивана нивоа уља, највећа ефикасност преносника постиже при највећем броју обртаја. Овај тренд се не мења и потврђује да утицај броја обртаја на ефикасност остаје доминантан за четврти степен преноса.



Слика 7.19 Вредности степена искоришћења за четврти степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за минимални ниво уља 1



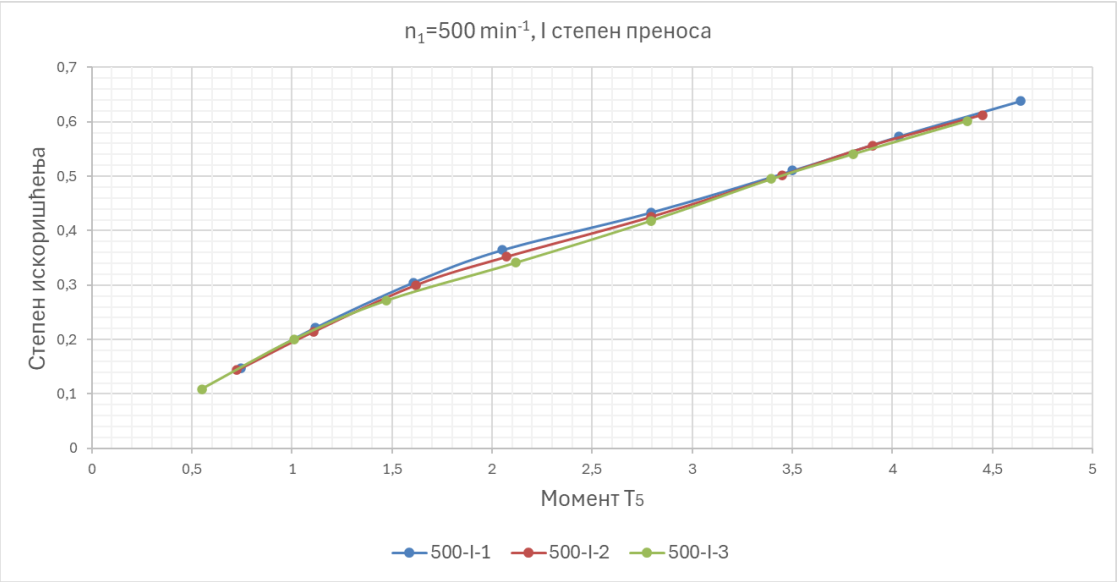
Слика 7.20 Вредности степена искоришћења за четврти степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за средњи ниво уља 2



Слика 7.21 Вредности степена искоришћења за четврти степен преноса при 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} и за максимални ниво уља 3

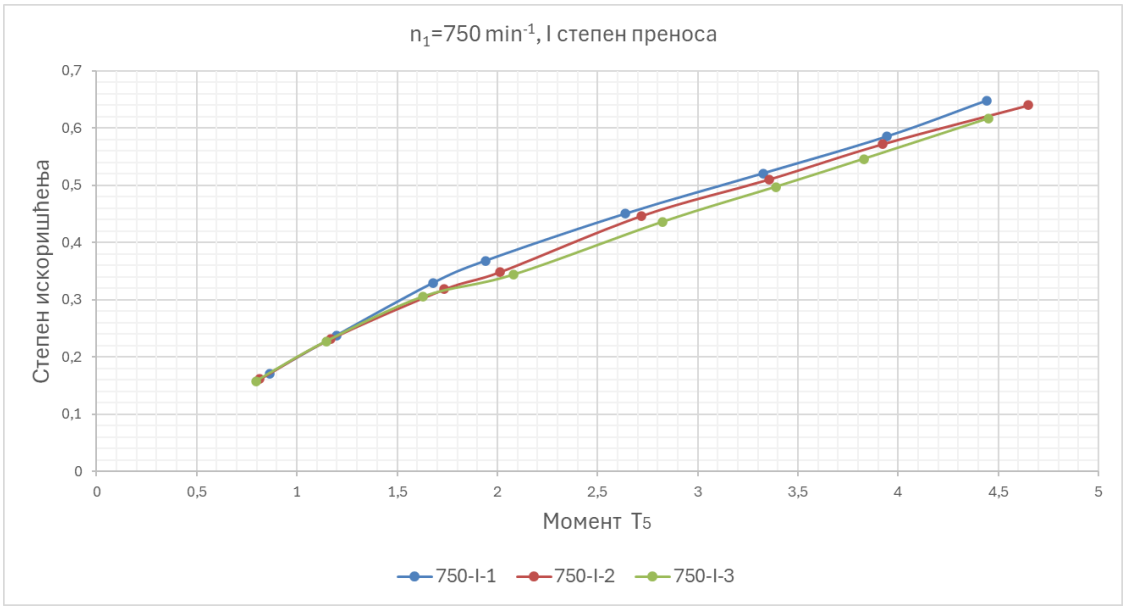
7.3 Утицај нивоа уља у истом степену преноса и при одговарајућем броју обртаја на степен искоришћења

На слици 7.22 су приказане вредности степена искоришћења у првом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}. За минимални ниво уља 1, вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,75÷4,65 Nm, а степен искоришћења η=0,15÷0,64. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,73÷4,46 Nm, а степен искоришћења η=0,14÷0,61. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,55÷4,37 Nm, а степен искоришћења η=0,11÷0,60. Највећа разлика у степену искоришћења између минималног и максималног нивоа уља уочена је у опсегу обртног момента од T_5=1,5÷3 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 8,82% за вредност момента T_5=2,1 Nm.



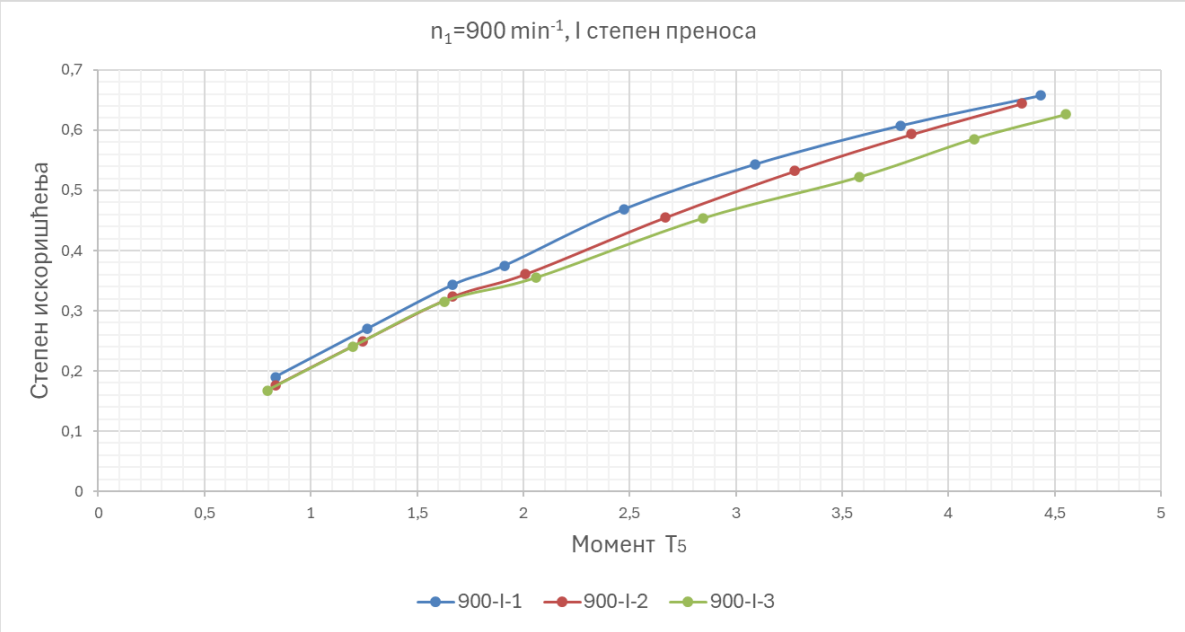
Слика 7.22 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.23 су приказане вредности степена искоришћења у првом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,88÷4,46 Nm, а степен искоришћења η=0,17÷0,65. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,80÷4,66 Nm, а степен искоришћења η=0,16÷0,64. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,79÷4,46 Nm, а степен искоришћења η=0,15÷0,62. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=1,5÷4,5 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 11,76% за вредност момента T_5=2 Nm.



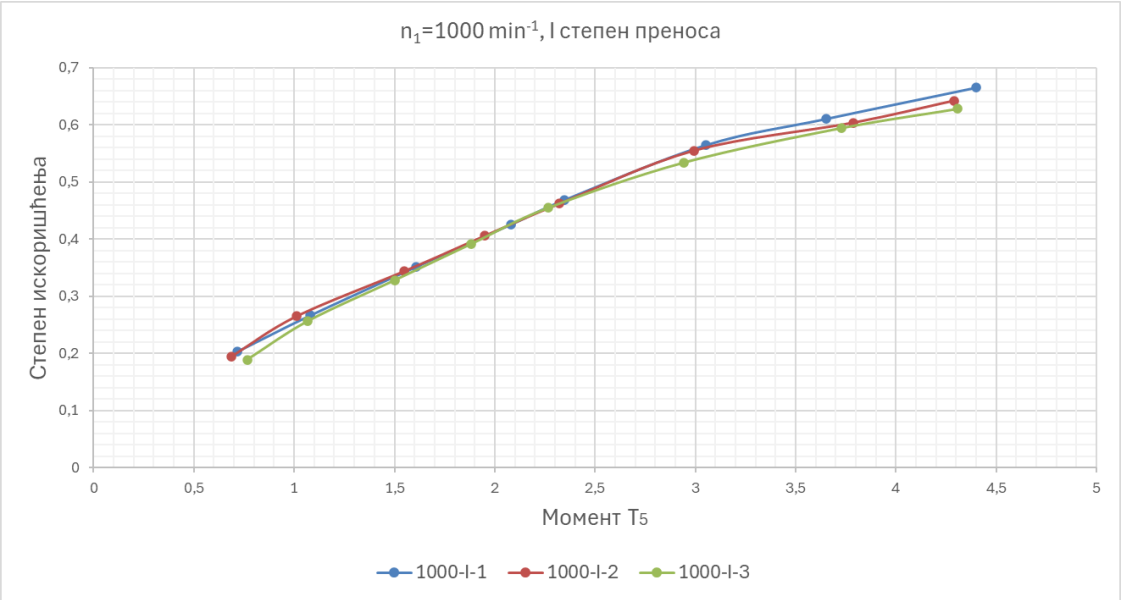
Слика 7.23 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.24 су приказане вредности степена искоришћења у првом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 900 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,83÷4,44 Nm, а степен искоришћења η=0,19÷0,66. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,82÷4,35 Nm, а степен искоришћења η=0,17÷0,64. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_2=0,80÷4,56 Nm, а степен искоришћења η=0,16÷0,62. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=2÷4,5 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 13,46% за вредност момента T_5=3,6 Nm.



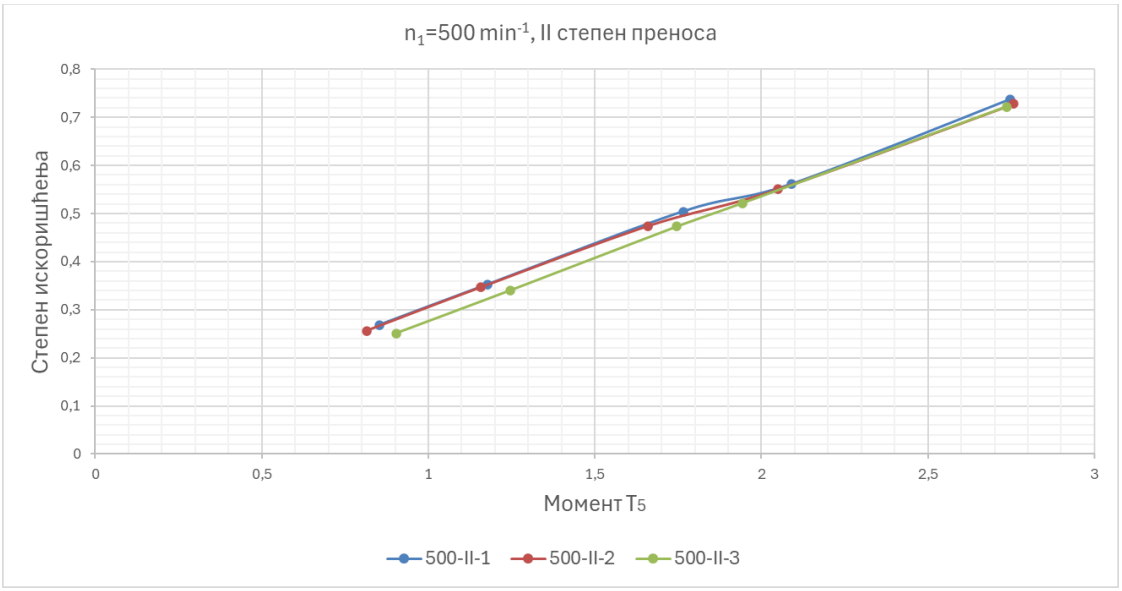
Слика 7.24 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.25 су приказане вредности степена искоришћења у првом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 1000 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,72÷4,4 Nm, а степен искоришћења η=0,20÷0,66. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,69÷4,29 Nm, а степен искоришћења η=0,20÷0,64. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,77÷4,31 Nm, а степен искоришћења η=0,19÷0,63. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=3÷4,3 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 6,45% за вредност момента T_5=4,3 Nm.



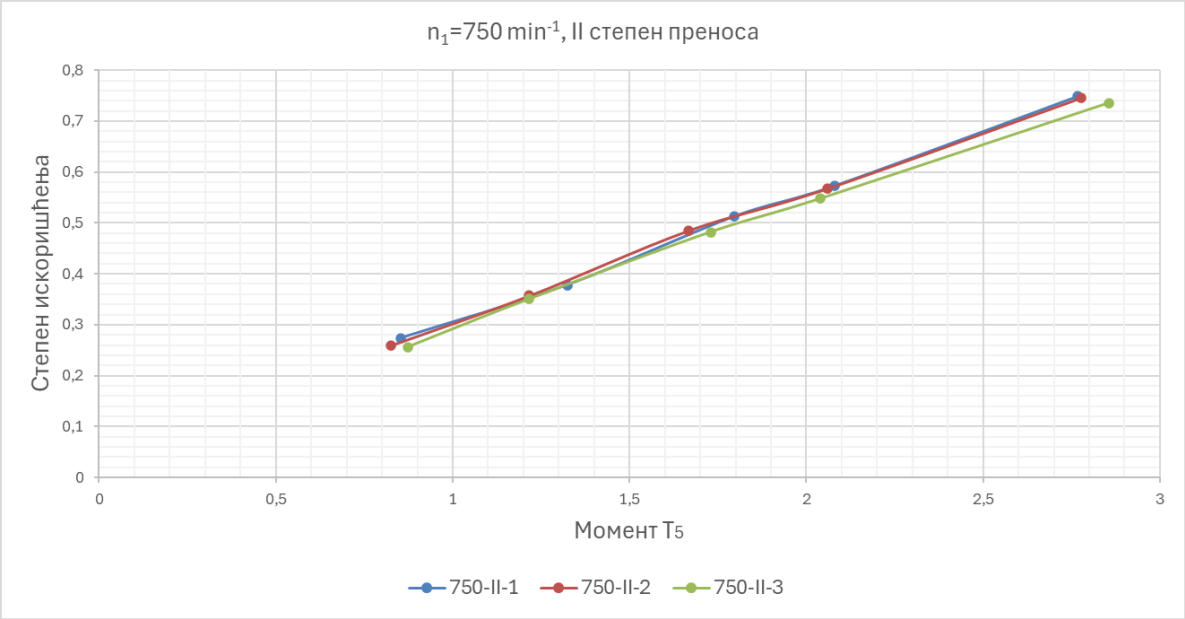
Слика 7.25 Вредности степена искоришћења при 1000 min^{-1} у првом степену преноса за сва три нивоа уља

На слици 7.26 су приказане вредности степена искоришћења у другом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,84÷2,74 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,74. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,81÷2,76 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,73. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,90÷2,72 Nm, а степен искоришћења η=0,25÷0,72. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=0,8÷1,8 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 8,8% за вредност момента T_5=1,25 Nm.



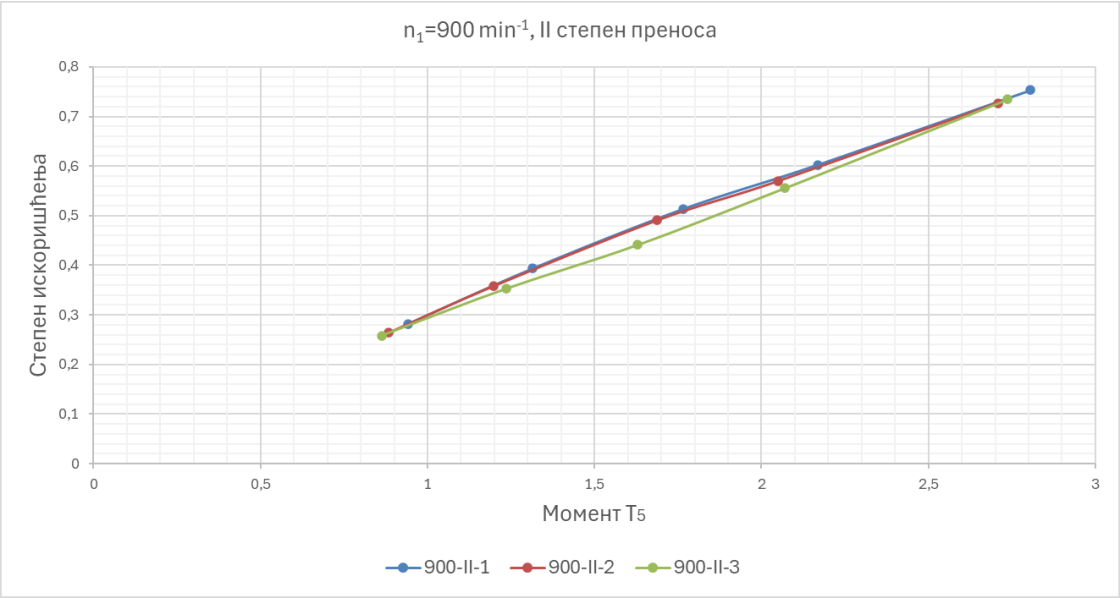
Слика 7.26 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.27 су приказане вредности степена искоришћења у другом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,85÷2,77 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,75. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,82÷2,78 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,75. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,87÷2,85 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,73. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=1,7÷2,75 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 5,63% за вредност момента T_5=2,75 Nm.



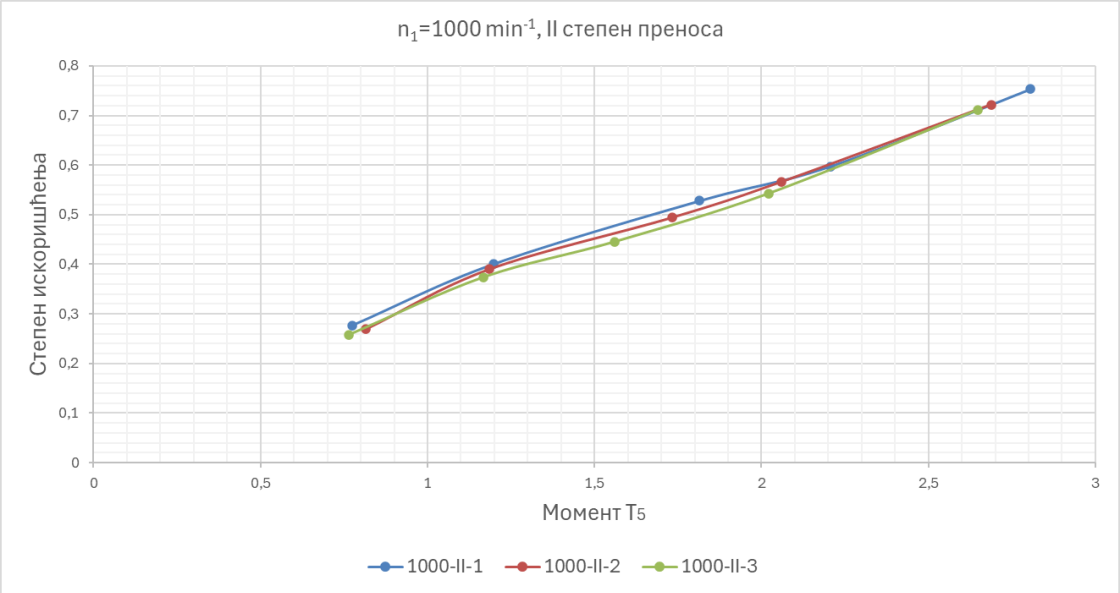
Слика 7.27 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.28 су приказане вредности степена искоришћења у другом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 900 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,92÷2,82 Nm, а степен искоришћења η=0,28÷0,76. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,87÷2,72 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,73. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,86÷2,74 Nm, а степен искоришћења η=0,25÷0,73. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=1,2÷2,1 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 7,3 % за вредност момента T_5=1,6 Nm.



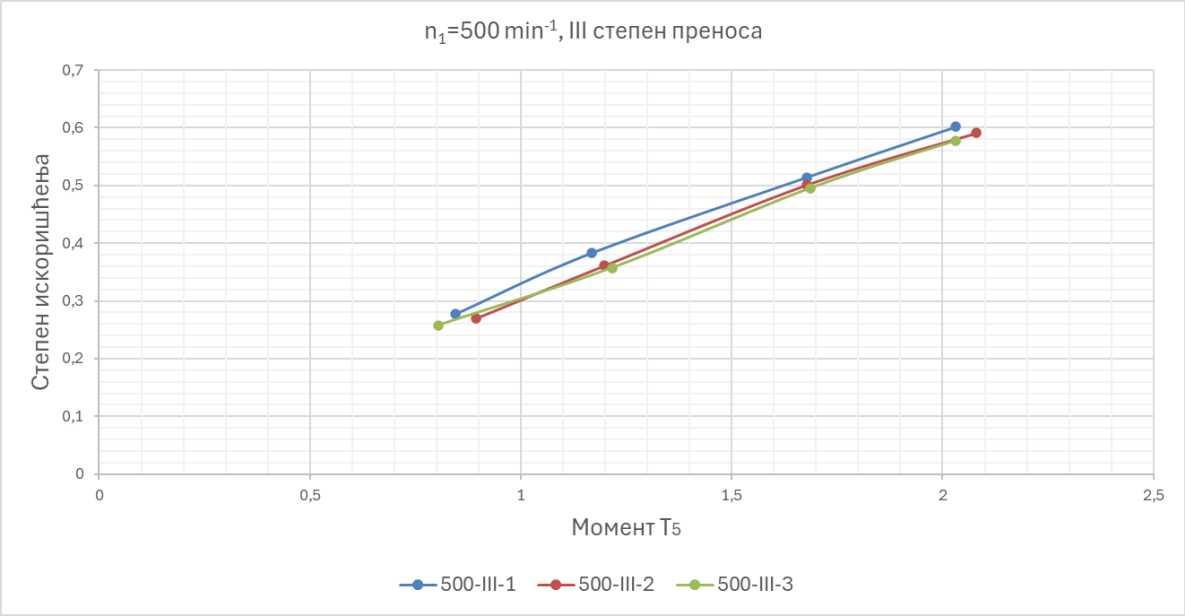
Слика 7.28 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.29 су приказане вредности степена искоришћења у другом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 1000 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,78÷2,82 Nm, а степен искоришћења η=0,28÷0,75. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,81÷2,68 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,72. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,77÷2,65 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,71. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=1,4÷2,4 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 8,7 % за вредност момента T_5=1,7 Nm.



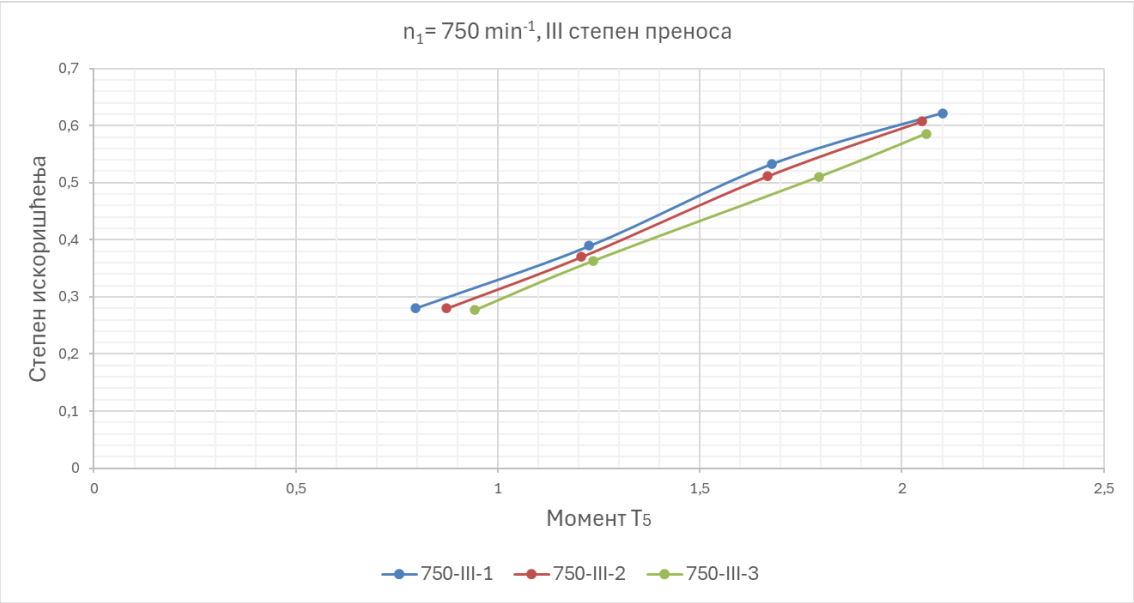
Слика 7.29 Вредности степена искоришћења при 1000 min^{-1} у другом степену преноса за сва три нивоа уља

На слици 7.30 су приказане вредности степена искоришћења у трећем степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,83÷2,05 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,61. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,88÷2,09 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,59. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,80÷2,05 Nm, а степен искоришћења η=0,25÷0,58. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=0,9÷2 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 9,2% за вредност момента T_5=1,2 Nm.



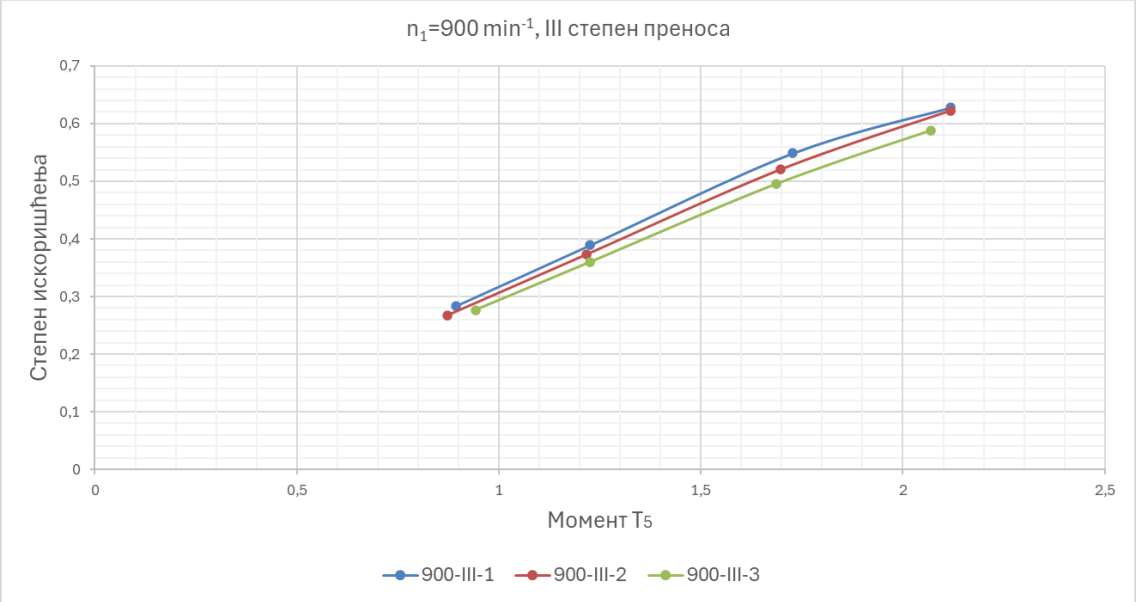
Слика 7.30 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у трећем степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.31 су приказане вредности степена искоришћења у трећем степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,80÷2,1 Nm, а степен искоришћења η=0,28÷0,62. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,87÷2,05 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,61. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,90÷2,05 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,58. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=1÷2 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 9,8% за вредност момента T_5=1,7 Nm.



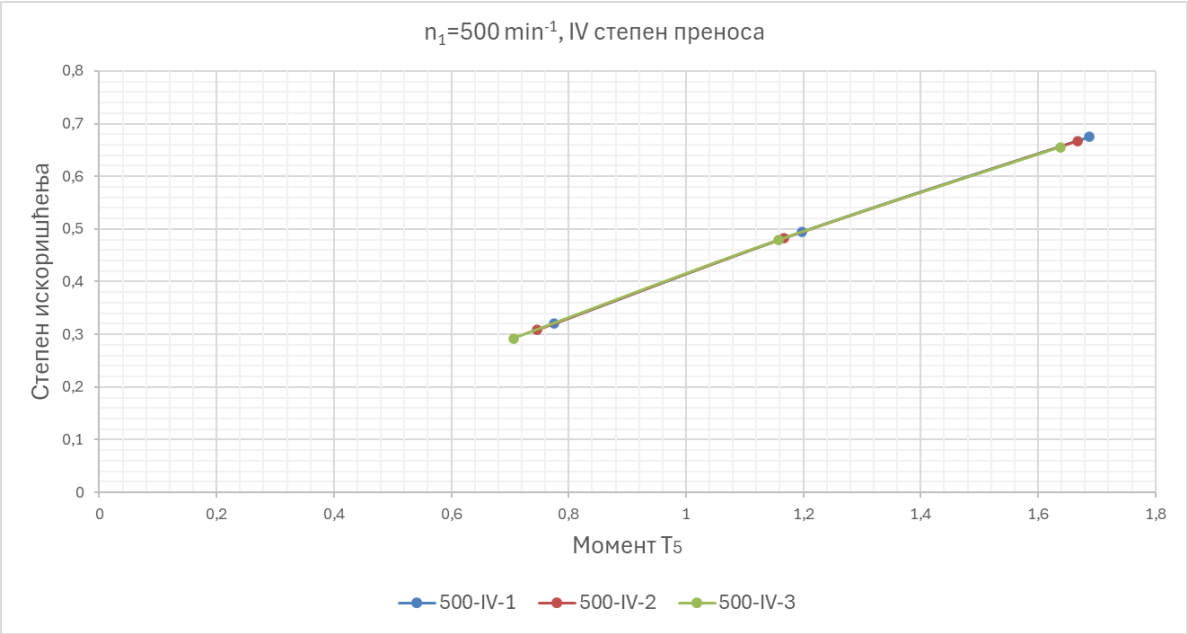
Слика 7.31 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у трећем степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.32 су приказане вредности степена искоришћења у трећем степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 900 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,89÷2,12 Nm, а степен искоришћења η=0,28÷0,63. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,85÷2,11 Nm, а степен искоришћења η=0,26÷0,62. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,92÷2,04 Nm, а степен искоришћења η=0,27÷0,59. Промена степена искоришћења се може уочити за вредности излазног обртног момента T_5=1÷2 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је 8% за вредност момента T_5=1,7 Nm.



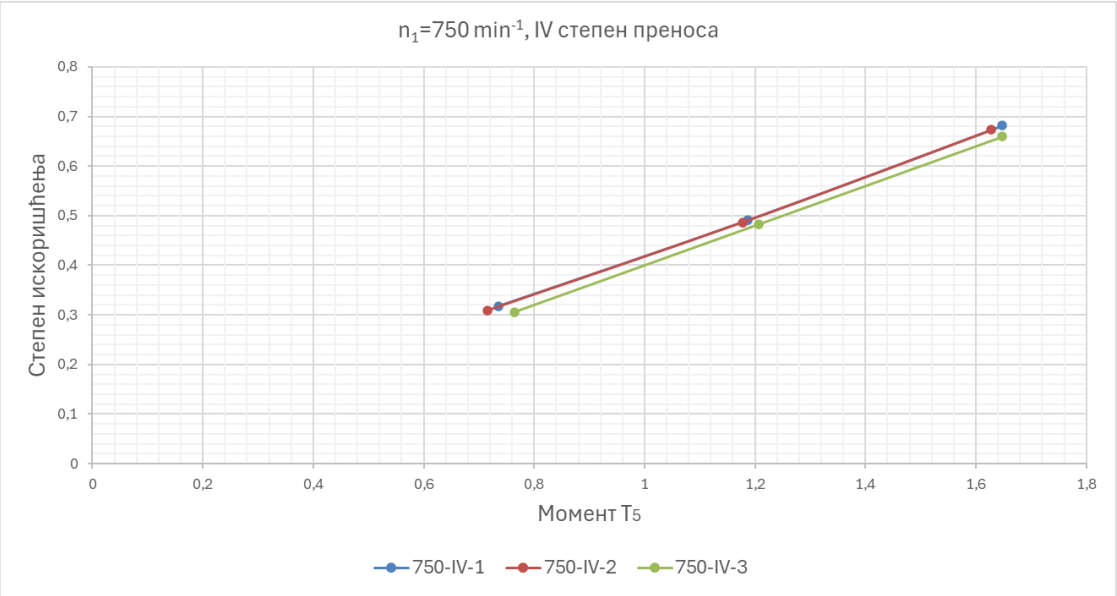
Слика 7.32 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у трећем степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.33 су приказане вредности степена искоришћења у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,78÷1,69 Nm, а степен искоришћења η=0,32÷0,68. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,75÷1,67 Nm, а степен искоришћења η=0,31÷0,67. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,72÷1,64 Nm, а степен искоришћења η=0,29÷0,66. Промена степена искоришћења за сва три нивоа уља у четвртом степену преноса при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} није била изражена, односно степени искоришћења су били скоро на истом нивоу.



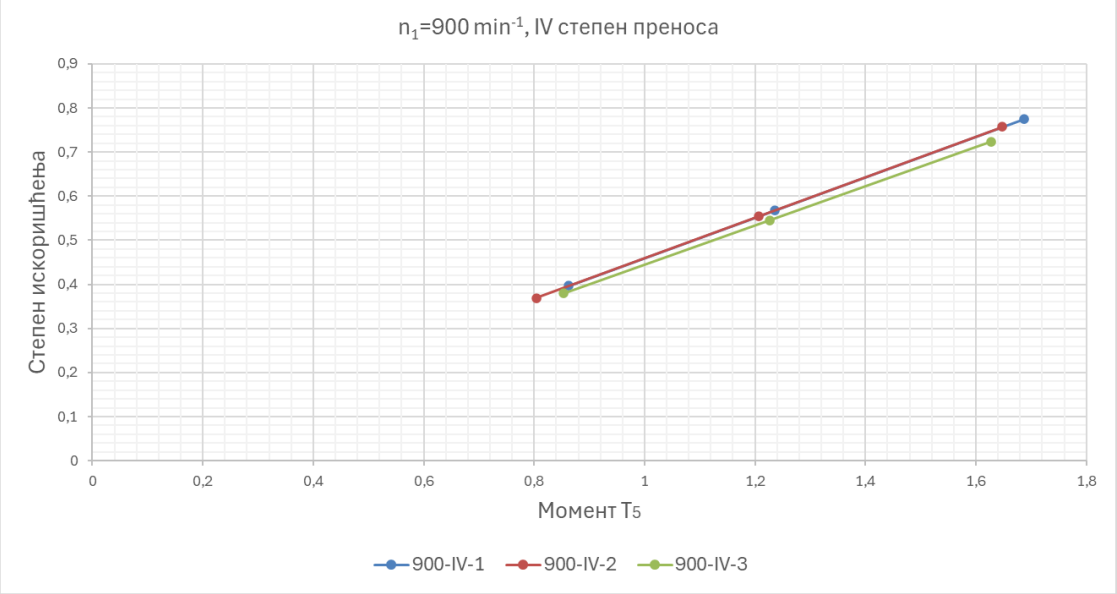
Слика 7.33 Вредности степена искоришћења при 500 min^{-1} у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.34 су приказане вредности степена искоришћења у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,74÷1,65 Nm, а степен искоришћења η=0,32÷0,68. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,73÷1,62 Nm, а степен искоришћења η=0,31÷0,67. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,77÷1,65 Nm, а степен искоришћења η=0,31÷0,66. Промена степена искоришћења је равномерна и може се уочити за вредности излазног обртног момента T_5=0,7÷1,7 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је за 4% за вредност момента T_2=1,2 Nm.



Слика 7.34 Вредности степена искоришћења при 750 min^{-1} у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

На слици 7.35 су приказане вредности степена искоришћења у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља при броју обртаја на улазу од 900 min^{-1}. За минимални ниво уља 1 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,85÷1,69 Nm, а степен искоришћења η=0,39÷0,77. За средњи ниво уља 2 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,81÷1,65 Nm, а степен искоришћења η=0,37÷0,76. За максимални ниво уља 3 вредности излазног обртног момента биле су у опсегу T_5=0,86÷1,64 Nm, а степен искоришћења η=0,38÷0,72. Промена степена искоришћења је равномерна и може се уочити за вредности излазног обртног момента T_5=0,7÷1,7 Nm, а највећи пораст степена искоришћења при нивоу уља 1 у односу на ниво 3 је за 4% за вредност момента T_2=1,6 Nm.



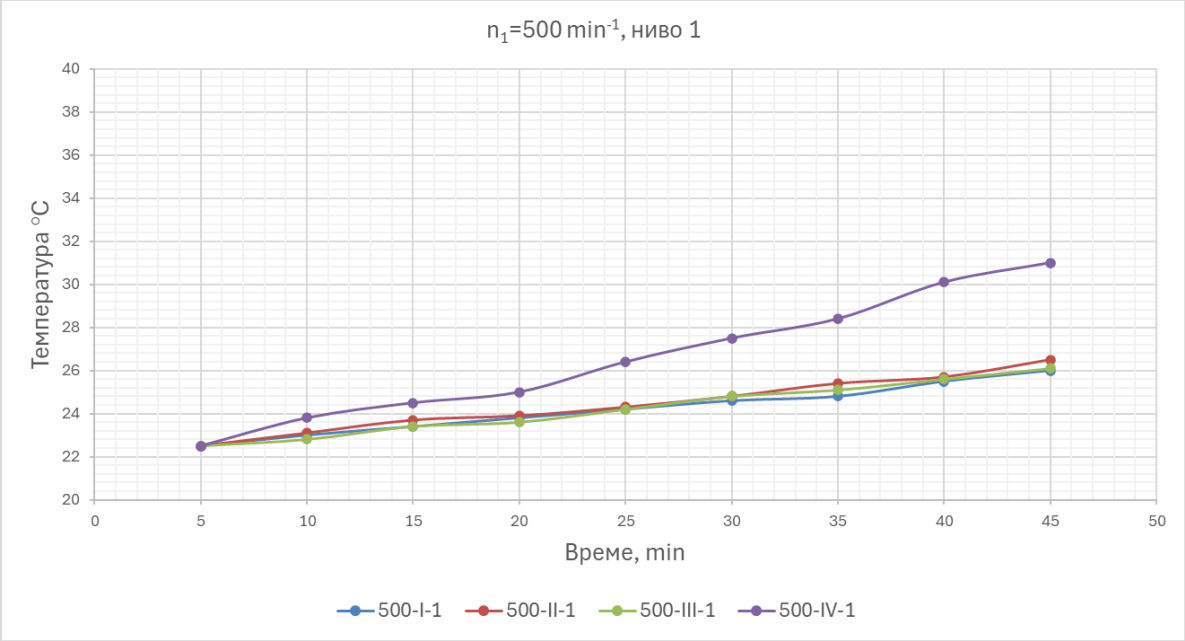
Слика 7.35 Вредности степена искоришћења при 900 min^{-1} у четвртом степену преноса за сва три нивоа уља [88]

Анализом добијених резултата уочено је да се, при подмазивању потапањем додатни губици снаге услед мешања уља повећавају са растом броја обртаја, као и са повећањем нивоа уља при константном броју обртаја. Ови налази су у складу са резултатима представљеним у раду [2]. Степен искоришћења расте са повећањем оптерећења и броја обртаја, што је тренд веома сличан оном приказаном у раду [86]. Улазна снага у преносник представља најзначајнији параметар који утиче на губитке снаге зупчаника планетарног преносника. Истовремено, са повећањем улазне снаге расте и степен искоришћења [88]. Губици снаге у зупчастим паровима се смањују, а степен искоришћења повећава, смањивањем радне температуре у преноснику [88] и коришћењем уља веће вискозности. Повећање вискозности доводи до бољег формирања уљног филма између спрегнутих бокова зубаца, што резултира нижим средњим вредностима коефицијента трења [86].

7.4 Промена температуре у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља

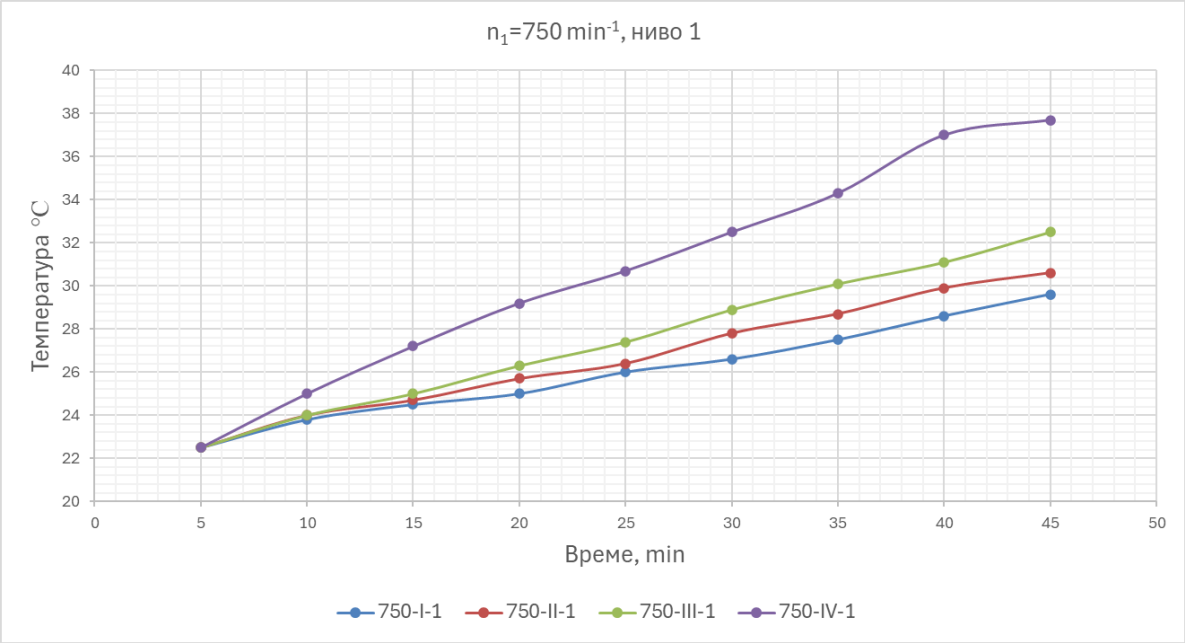
На сликама 7.36, 7.37 и 7.38 су приказане зависности промене температуре при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при минималном нивоу уља -12 mm. Извршени број мерења је био 9, а свако мерење је рађено у временском интервалу од 5 минута.

Анализа резултата при минималном нивоу уља и за улазни број обртаја од 500 min^{-1} показује да се највећи пораст температуре бележи у четвртом степену преноса. док је у првом, другом и трећем степену преноса пораст температуре на нижем нивоу. У првом, другом и трећем степену преноса, пораст температуре је мањи и налази се на веома сличном нивоу под истим условима испитивања. Овај налаз указује на значајне разлике у термичким карактеристикама преносника у зависности од степена преноса, чак и при истом нивоу уља.

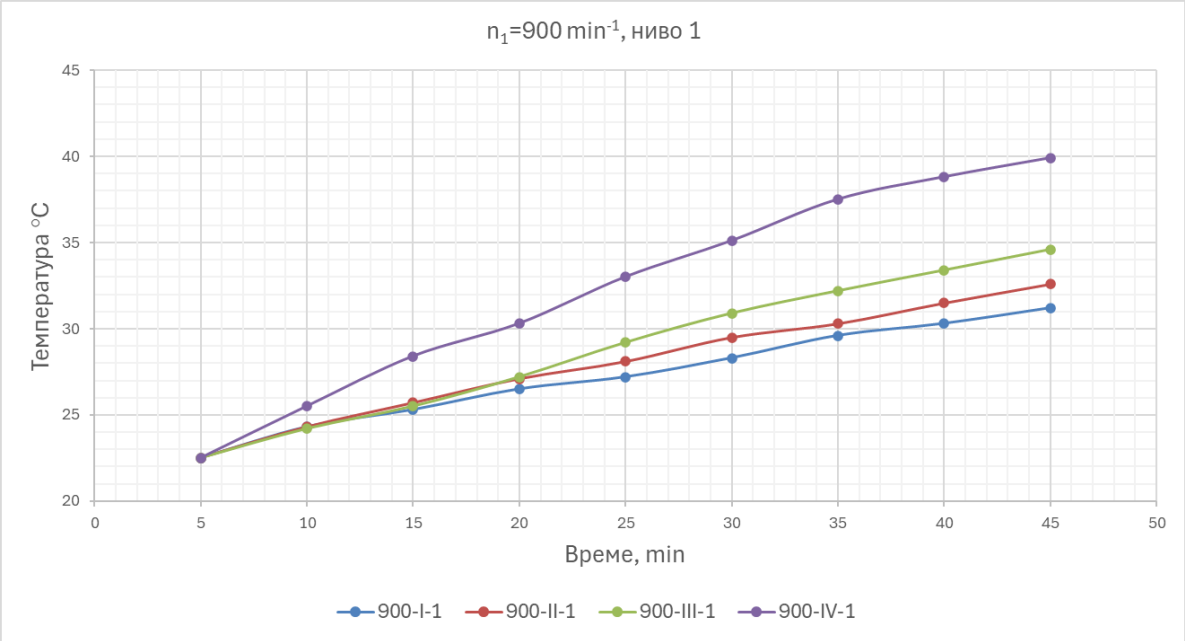


Слика 7.36 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

На основу анализе резултата, при минималном нивоу уља и улазним бројевима обртаја од 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, јасно се види да се највећи пораст температуре дешава у четвртом степену преноса, док је најмањи пораст забележен у првом.



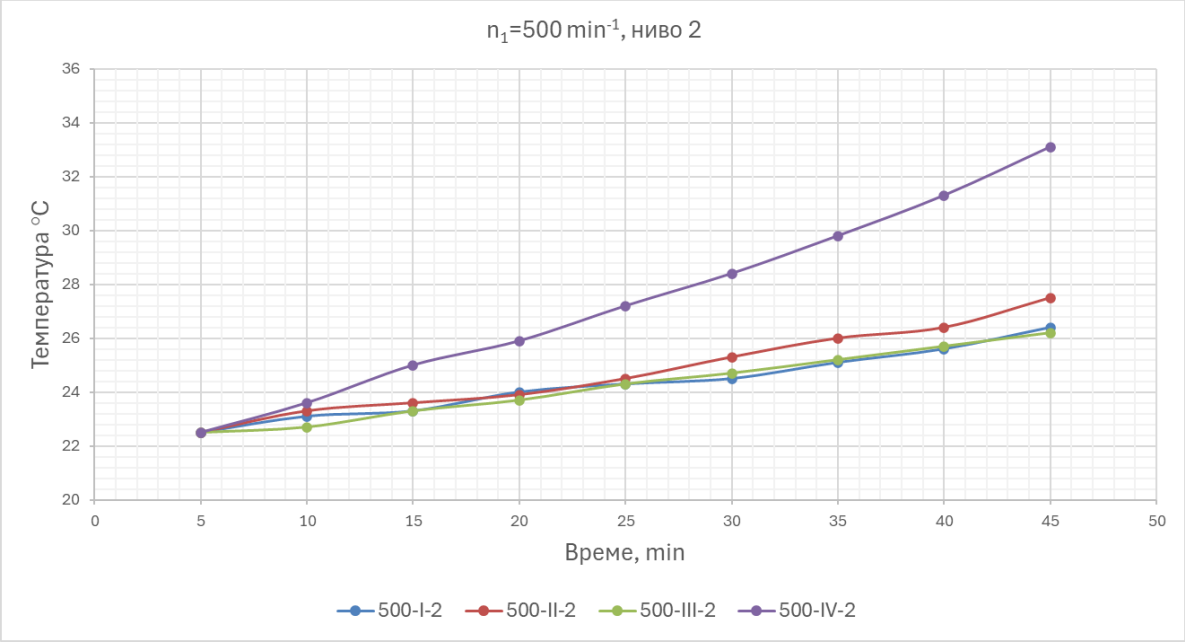
Слика 7.37 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1



Слика 7.38 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

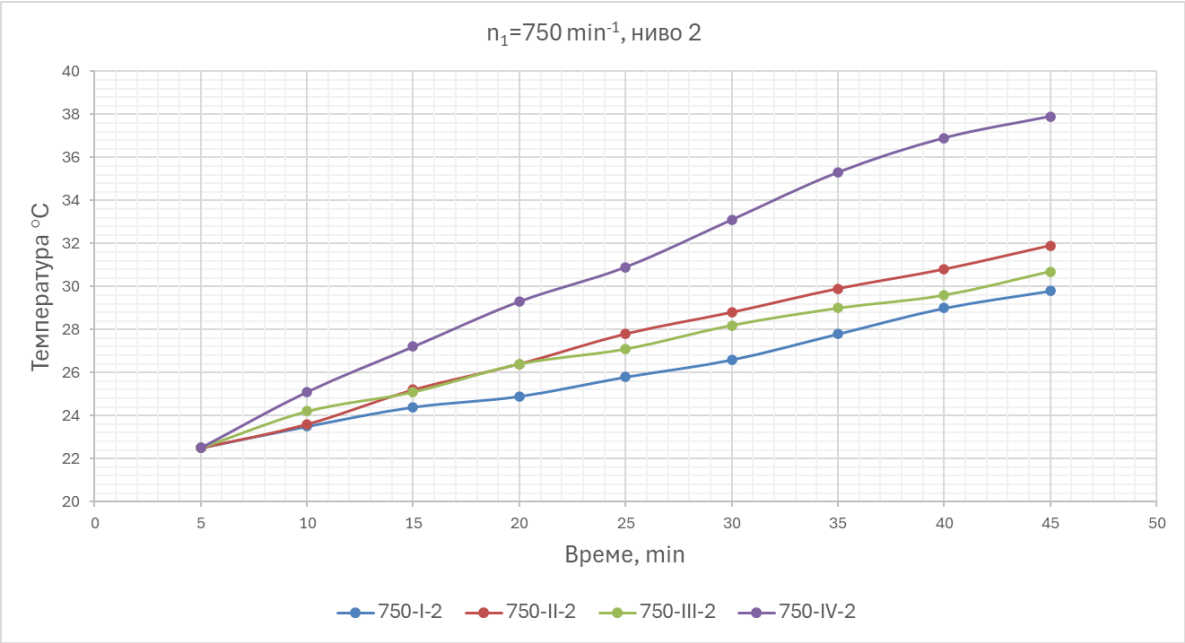
Зависности промене температуре при броју обртаја на улазу 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при средњем нивоу уља 0 mm су приказане на сликама 7.39, 7.40 и 7.41.

При средњем нивоу уља и улазном броју обртаја од 500 min^{-1}, анализа показује да се највећи пораст температуре бележи у четвртом степену преноса. Насупрот томе, најнижи пораст температуре је у првом степену преноса. Резултати такође откривају да је пораст температуре веома сличан у првом, другом и трећем степену преноса, нарочито између првог и другог. Ово указује на то да се температурна стабилност највише одржава у нижим степенима преноса.

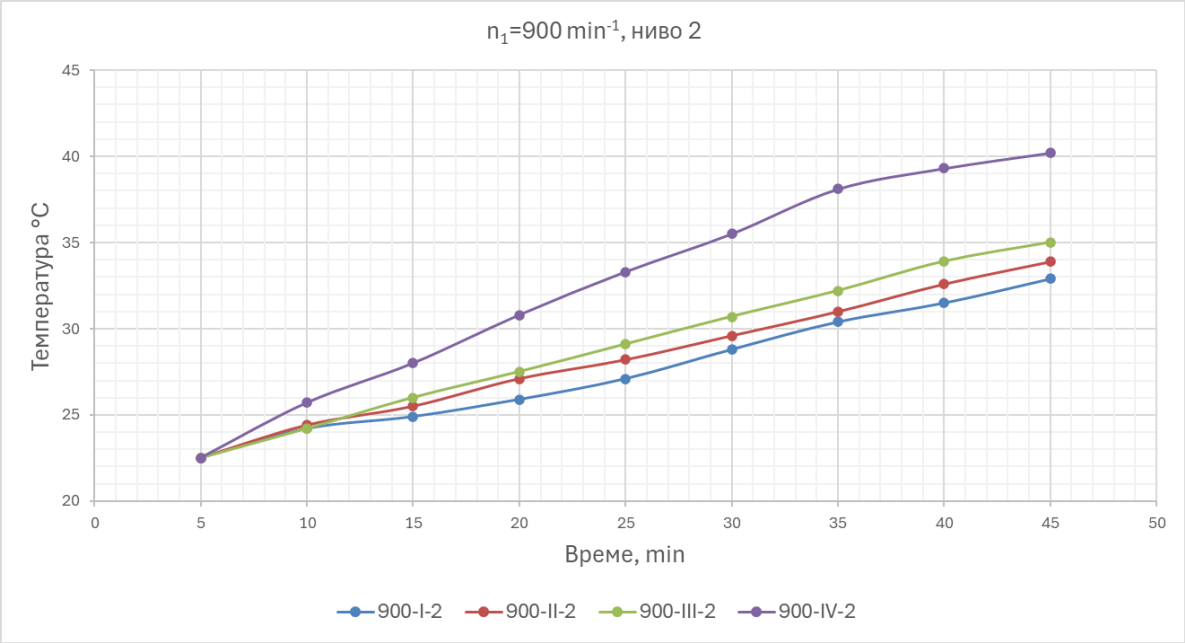


Слика 7.39 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

На основу анализе резултата, при средњем нивоу уља и улазним бројевима обртаја од 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, јасно се види да се највећи пораст температуре дешава у четвртом степену преноса, док је најмањи пораст забележен у првом.



Слика 7.40 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2



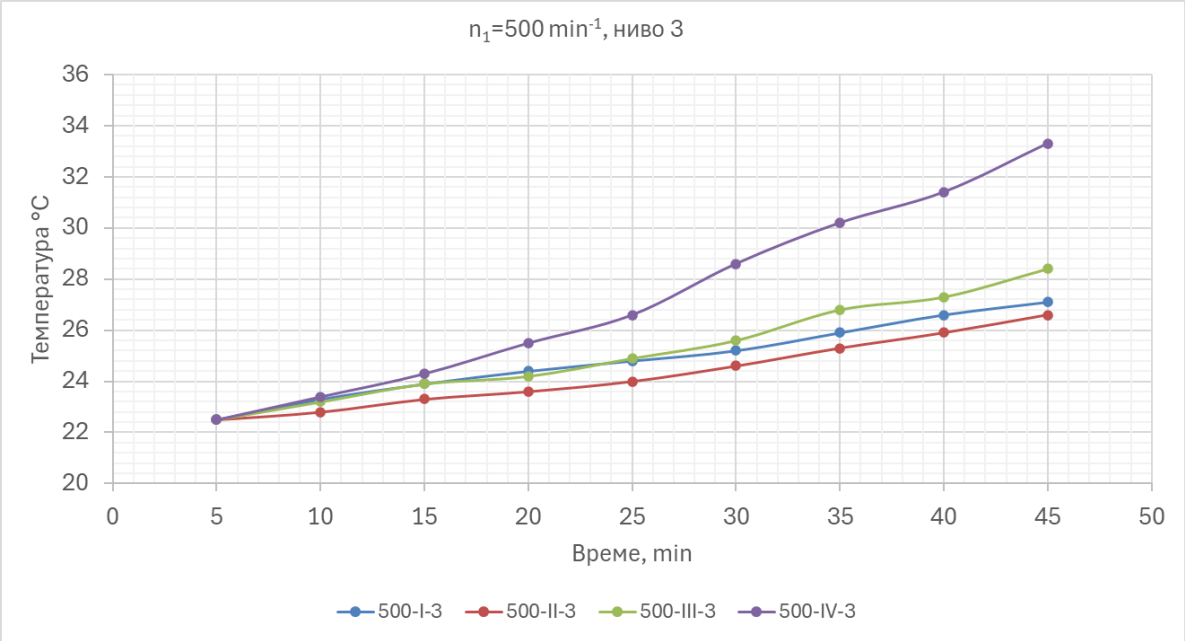
Слика 7.41 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

Зависности промене температуре при броју обртаја на улазу 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при максималном нивоу уља +12 mm су приказане на сликама 7.42, 7.43 и 7.44.

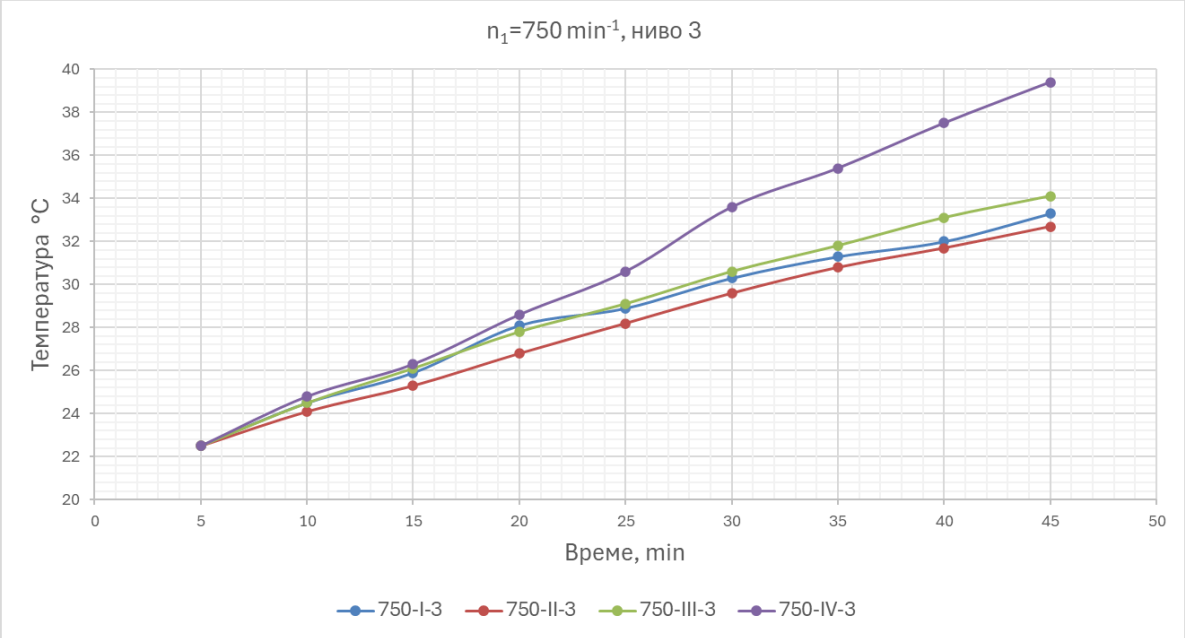
На основу анализе резултата, при максималном нивоу уља и улазним бројевима обртаја од 500 min^{-1} и 750 min^{-1}, јасно се види да се највећи пораст температуре дешава у четвртом степену преноса, док је најмањи пораст забележен у другом. Резултати такође

откривају да је пораст температуре веома сличан у првом, другом и трећем степену преноса, нарочито између првог и другог.

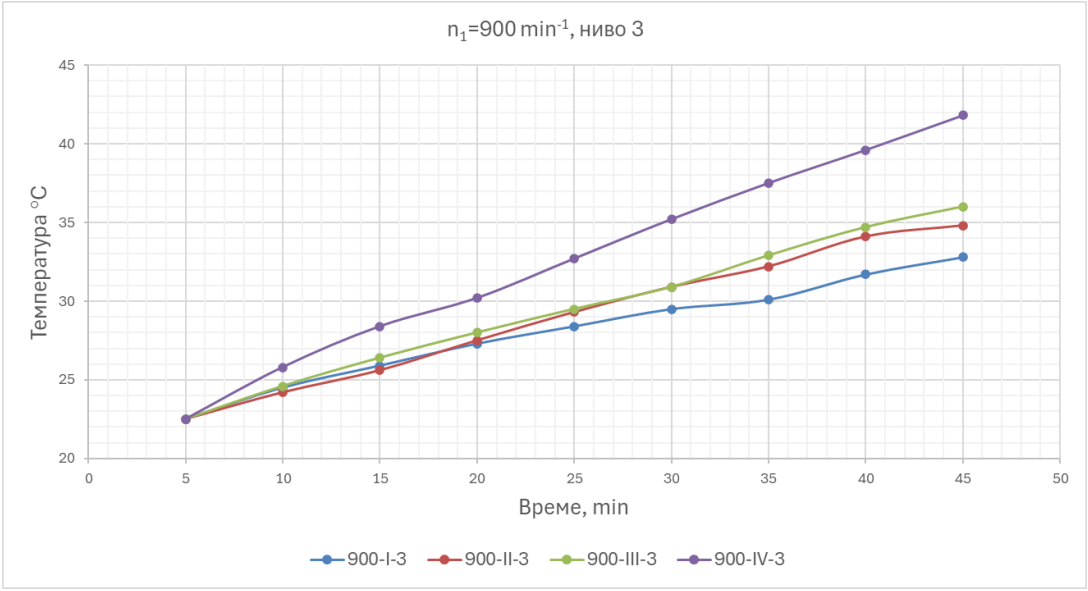
На основу анализе резултата, при максималном нивоу уља и улазном броју обртаја од 900 min^{-1}, јасно се види да се највећи пораст температуре дешава у четвртом степену преноса, док је најмањи пораст забележен у првом.



Слика 7.42 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3



Слика 7.43 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

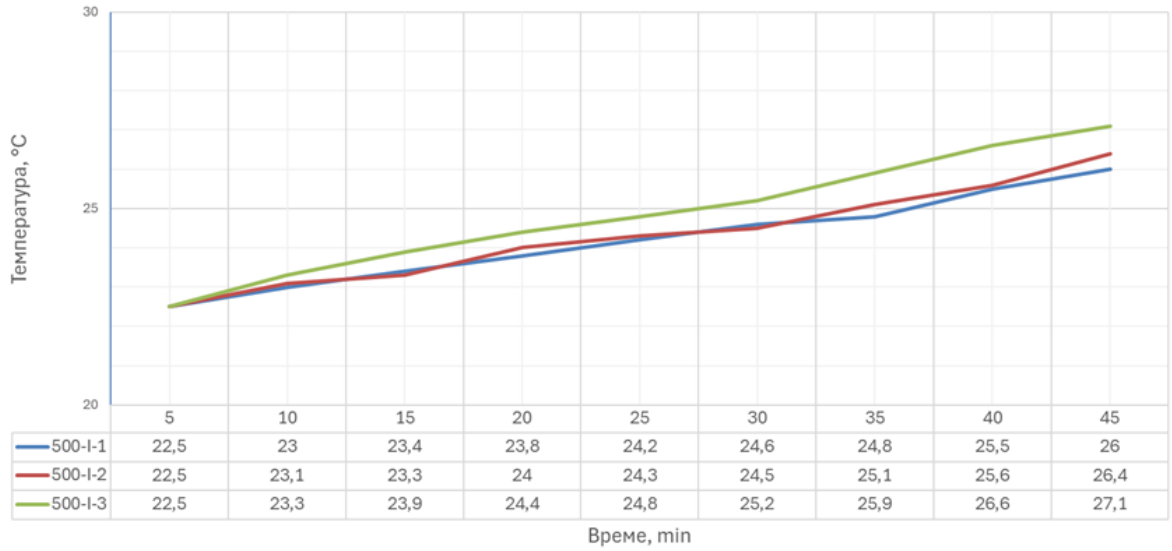


Слика 7.44 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

7.5 Промена температуре у одређеном степену преноса при одређеном броју обртаја и при различитим нивоима уља

Зависности промене температуре при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} у првом, другом, трећем и четвртом степену преноса за сва три нивоа уља су приказане на сликама 7.45, 7.46, 7.47 и 7.48.

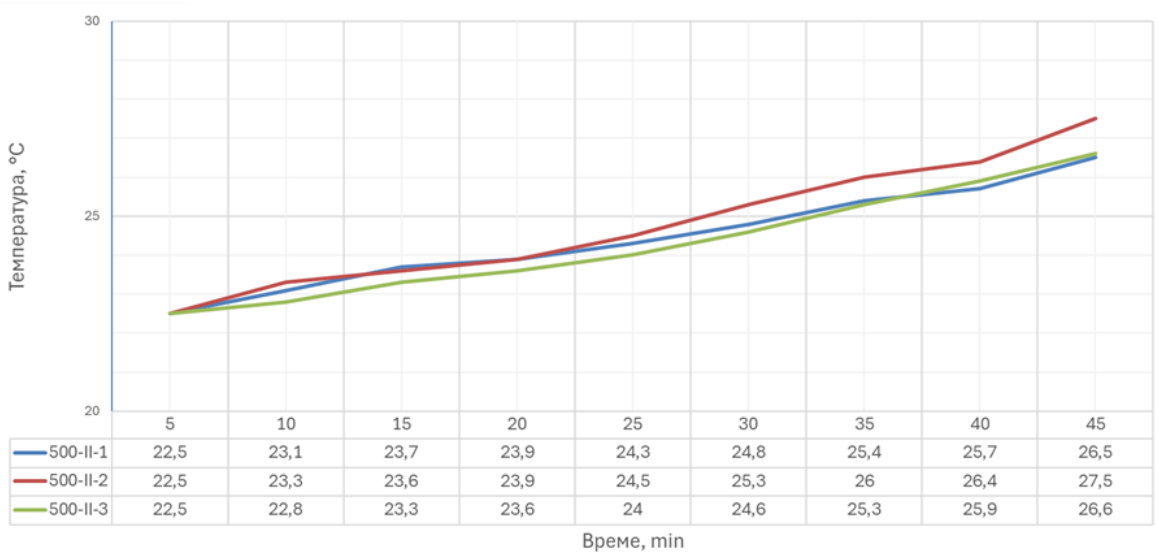
У првом степену преноса, при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} највећи пораст температуре се остварује при максималном нивоу уља, док је најмањи пораст забележен при минималном нивоу уља.



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
500-I-1	22,5	23	23,4	23,8	24,2	24,6	24,8	25,5	26
500-I-2	22,5	23,1	23,3	24	24,3	24,5	25,1	25,6	26,4
500-I-3	22,5	23,3	23,9	24,4	24,8	25,2	25,9	26,6	27,1

Слика 7.45 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у првом степену преноса и за сва три нивоа уља

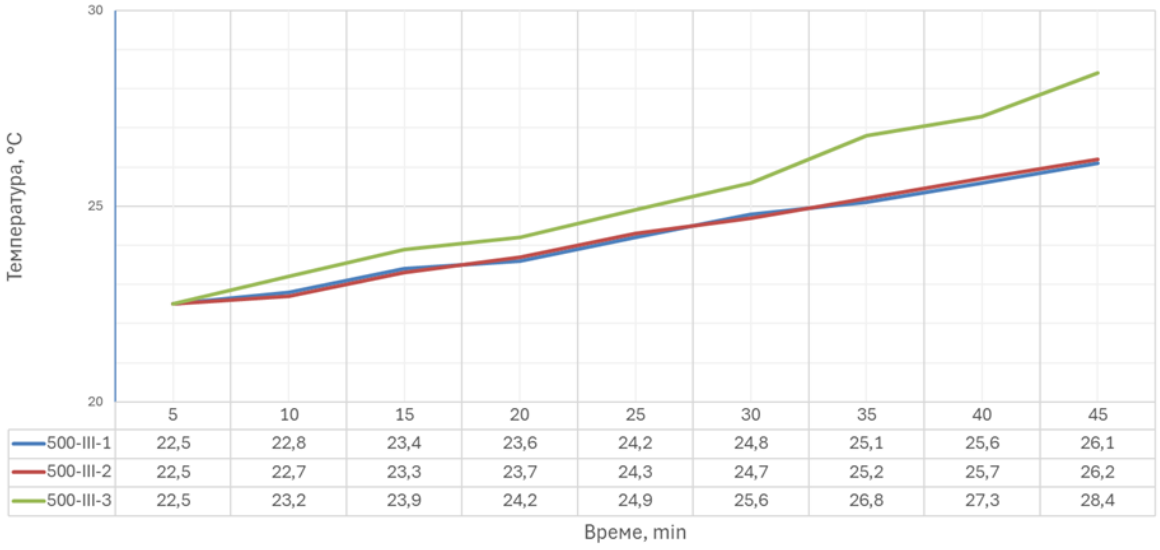
У другом степену преноса, при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} максимални пораст температуре се бележи при средњем нивоу уља.



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
500-II-1	22,5	23,1	23,7	23,9	24,3	24,8	25,4	25,7	26,5
500-II-2	22,5	23,3	23,6	23,9	24,5	25,3	26	26,4	27,5
500-II-3	22,5	22,8	23,3	23,6	24	24,6	25,3	25,9	26,6

Слика 7.46 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у другом степену преноса и за сва три нивоа уља

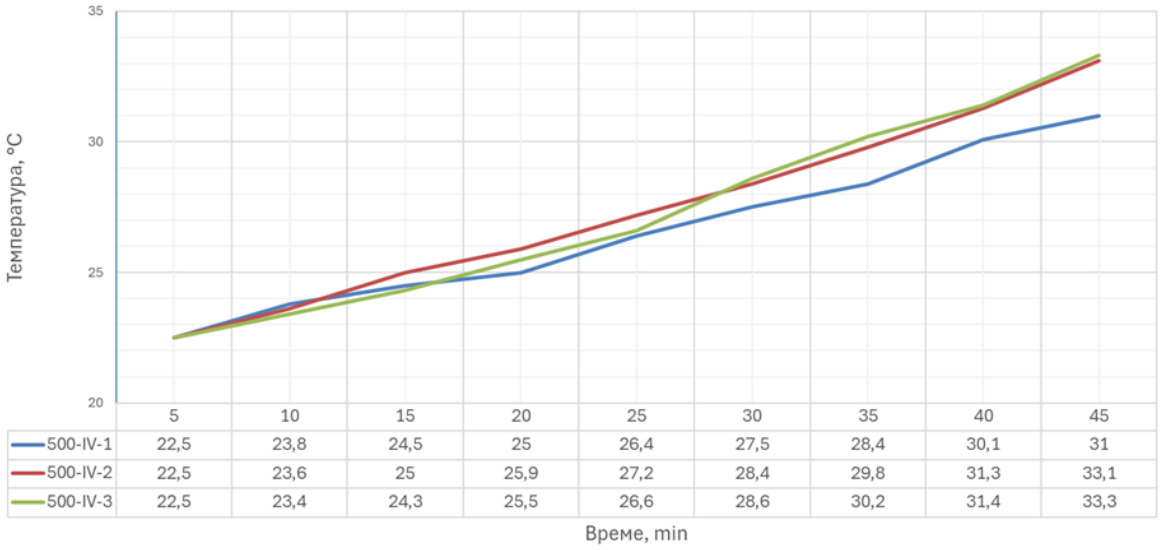
У трећем степену преноса, при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} највећи пораст температуре се бележи при максималном нивоу уља. Вредности пораста температуре при минималном и средњем нивоу уља налазе се на сличном нивоу.



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
500-III-1	22,5	22,8	23,4	23,6	24,2	24,8	25,1	25,6	26,1
500-III-2	22,5	22,7	23,3	23,7	24,3	24,7	25,2	25,7	26,2
500-III-3	22,5	23,2	23,9	24,2	24,9	25,6	26,8	27,3	28,4

Слика 7.47 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у трећем степену преноса и за сва три нивоа уља

У четвртом степену преноса, при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1} се максималне вредности пораста температуре смењују при максималном и средњем нивоу уља.

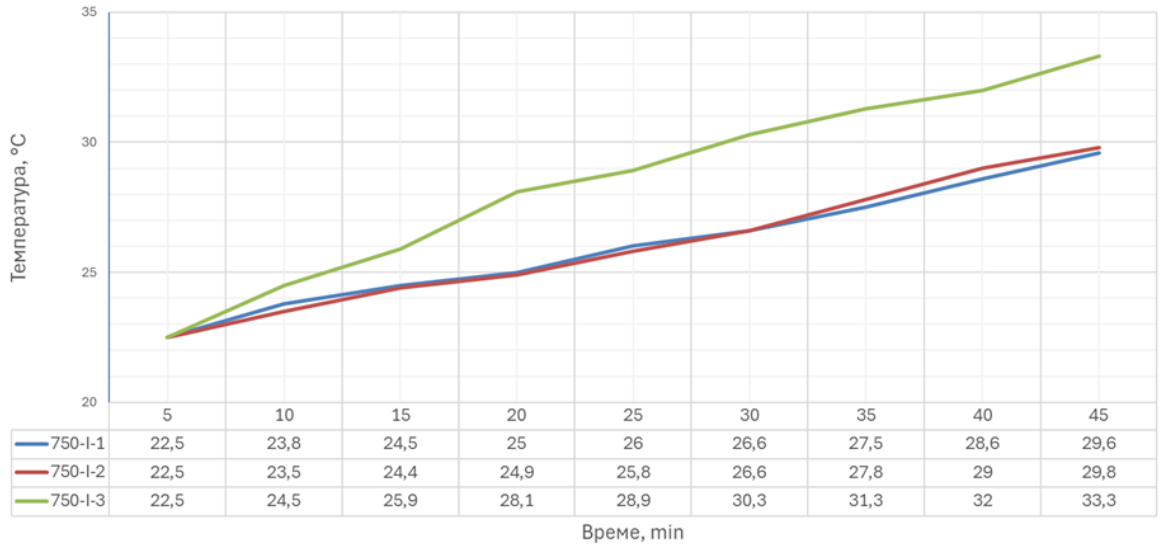


	5	10	15	20	25	30	35	40	45
500-IV-1	22,5	23,8	24,5	25	26,4	27,5	28,4	30,1	31
500-IV-2	22,5	23,6	25	25,9	27,2	28,4	29,8	31,3	33,1
500-IV-3	22,5	23,4	24,3	25,5	26,6	28,6	30,2	31,4	33,3

Слика 7.48 Промена температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} у четвртом степену преноса и за сва три нивоа уља

Зависности промене температуре при броју обртаја на улазу од 750 min^{-1} у првом, другом, трећем и четвртом степену преноса за сва три нивоа уља су приказане на сликама 7.49, 7.50, 7.51 и 7.52.

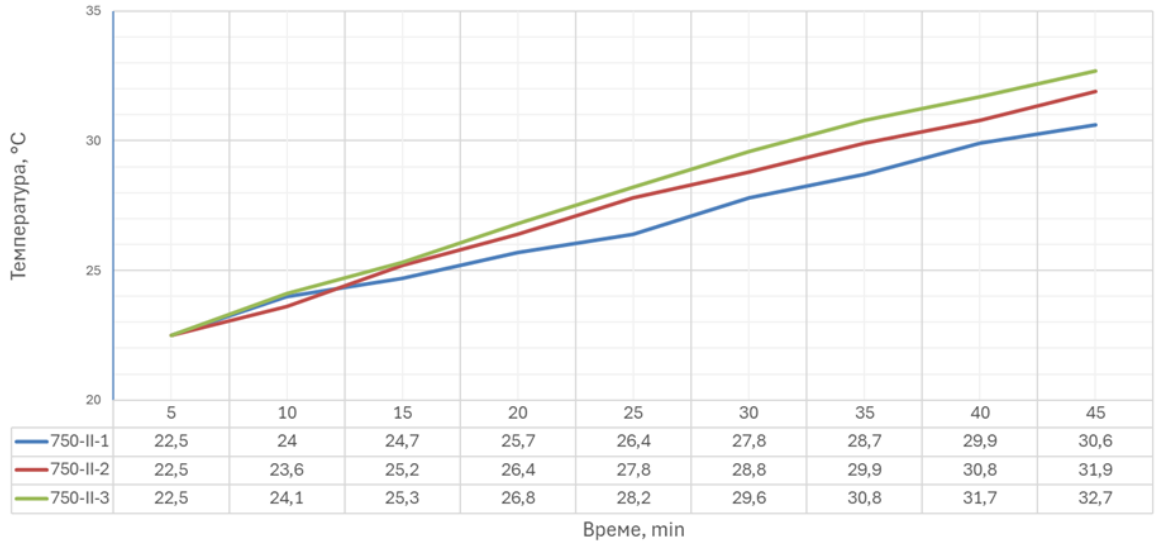
У првом степену преноса, при улазном броју обртаја од 750 min^{-1} највећи пораст температуре се бележи при максималном нивоу уља. Најмањи пораст је неизменично забележен при минималном и средњем нивоу уља.



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
750-I-1	22,5	23,8	24,5	25	26	26,6	27,5	28,6	29,6
750-I-2	22,5	23,5	24,4	24,9	25,8	26,6	27,8	29	29,8
750-I-3	22,5	24,5	25,9	28,1	28,9	30,3	31,3	32	33,3

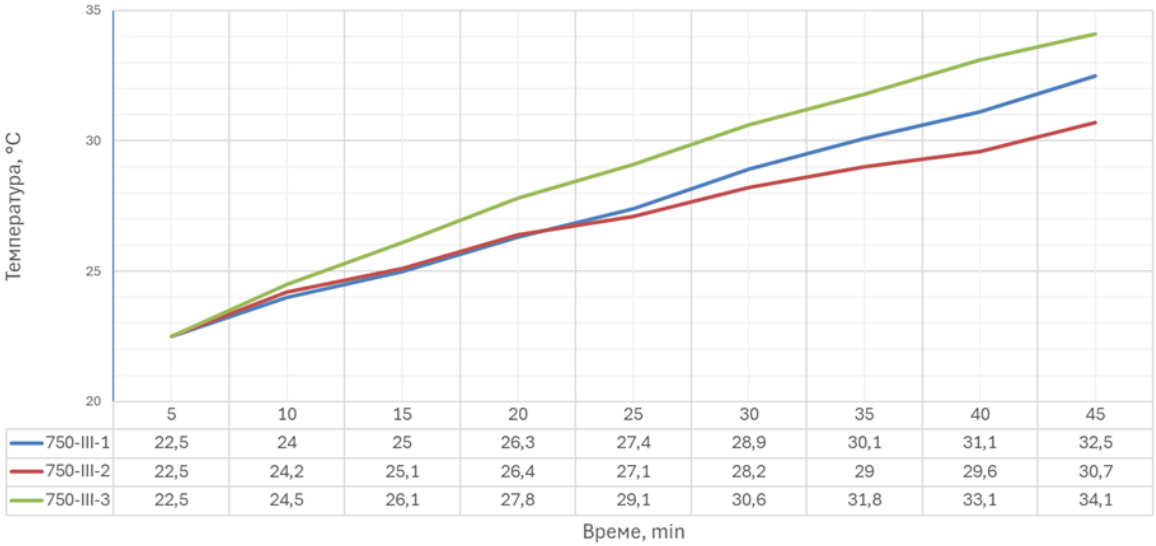
Слика 7.49 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у првом степену преноса и за сва три нивоа уља

У другом и трећем степену преноса, при улазном броју обртаја од 750 min^{-1} највећи пораст температуре се остварује при максималном нивоу уља, док је најмањи пораст забележен при минималном нивоу уља.



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
750-II-1	22,5	24	24,7	25,7	26,4	27,8	28,7	29,9	30,6
750-II-2	22,5	23,6	25,2	26,4	27,8	28,8	29,9	30,8	31,9
750-II-3	22,5	24,1	25,3	26,8	28,2	29,6	30,8	31,7	32,7

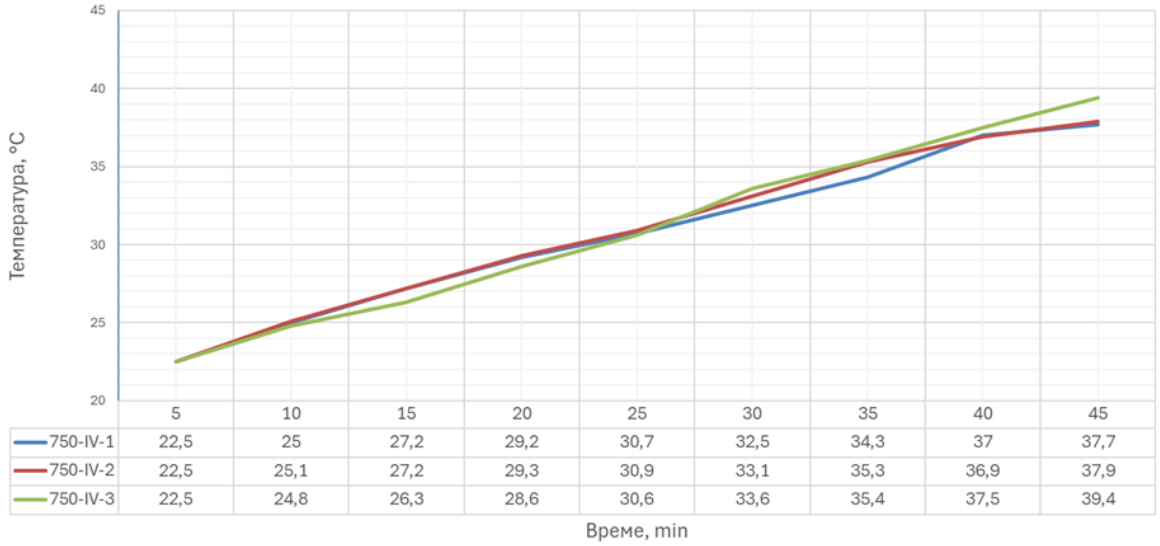
Слика 7.50 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у другом степену преноса и за сва три нивоа уља



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
750-III-1	22,5	24	25	26,3	27,4	28,9	30,1	31,1	32,5
750-III-2	22,5	24,2	25,1	26,4	27,1	28,2	29	29,6	30,7
750-III-3	22,5	24,5	26,1	27,8	29,1	30,6	31,8	33,1	34,1

Слика 7.51 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у трећем степену преноса и за сва три нивоа уља

У четвртом степену преноса, при улазном броју обртаја од 750 min^{-1} највећи пораст температуре се бележи наизменично при максималном и средњем нивоу уља.

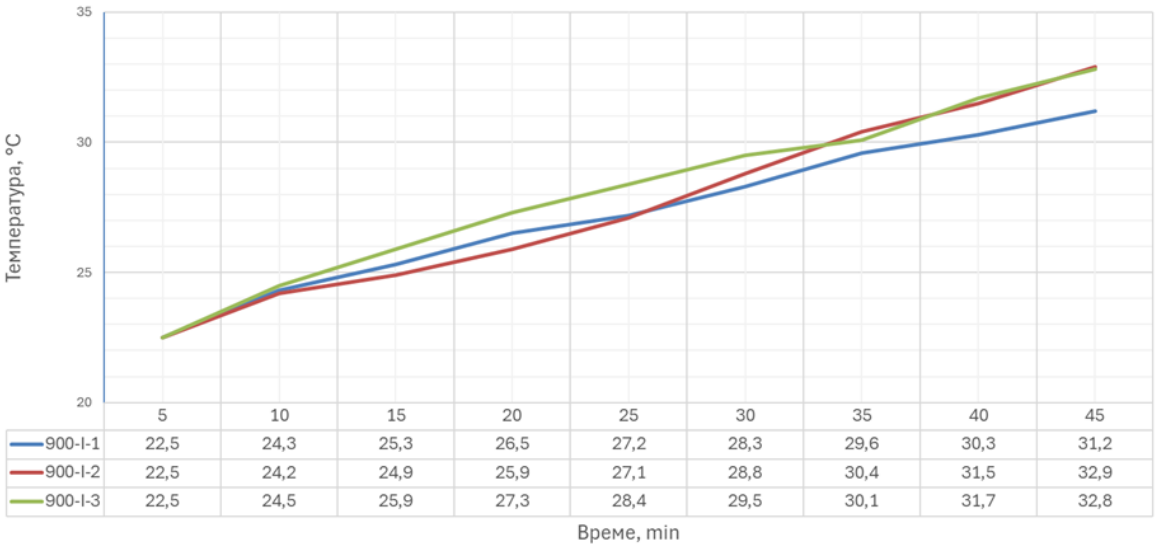


	5	10	15	20	25	30	35	40	45
750-IV-1	22,5	25	27,2	29,2	30,7	32,5	34,3	37	37,7
750-IV-2	22,5	25,1	27,2	29,3	30,9	33,1	35,3	36,9	37,9
750-IV-3	22,5	24,8	26,3	28,6	30,6	33,6	35,4	37,5	39,4

Слика 7.52 Промена температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} у четвртом степену преноса и за сва три нивоа уља

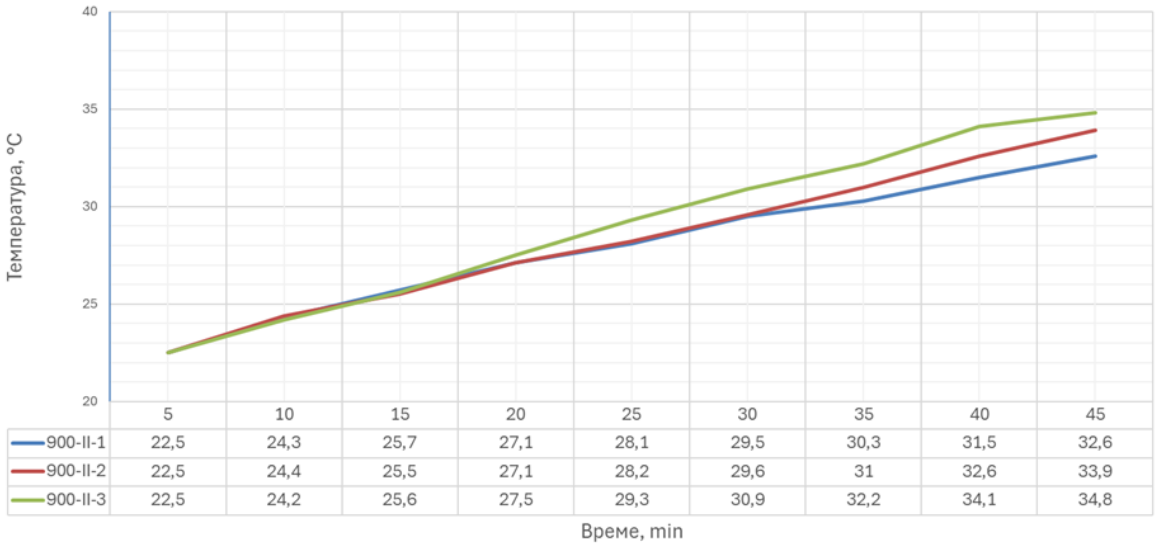
Зависности промене температуре при броју обртаја на улазу од 900 min^{-1} у првом, другом, трећем и четвртом степену преноса за сва три нивоа уља су приказане на сликама 7.53, 7.54, 7.55 и 7.56.

У прва три степена преноса, при улазном броју обртаја од 900 min^{-1} највећи пораст температуре се бележи при максималном нивоу уља.



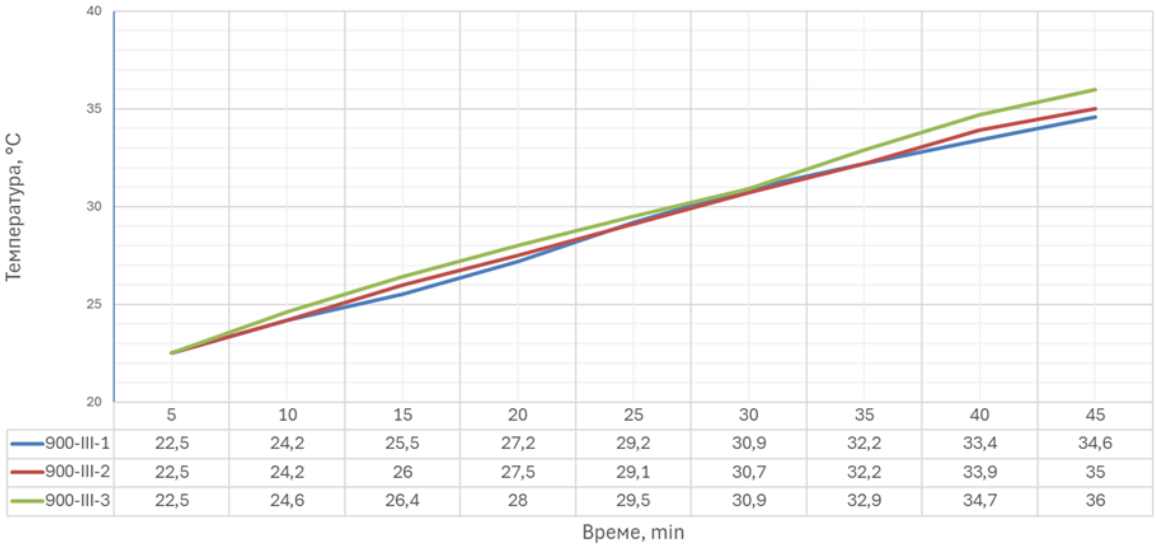
	5	10	15	20	25	30	35	40	45
900-I-1	22,5	24,3	25,3	26,5	27,2	28,3	29,6	30,3	31,2
900-I-2	22,5	24,2	24,9	25,9	27,1	28,8	30,4	31,5	32,9
900-I-3	22,5	24,5	25,9	27,3	28,4	29,5	30,1	31,7	32,8

Слика 7.53 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у првом степену преноса и за сва три нивоа уља



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
900-II-1	22,5	24,3	25,7	27,1	28,1	29,5	30,3	31,5	32,6
900-II-2	22,5	24,4	25,5	27,1	28,2	29,6	31	32,6	33,9
900-II-3	22,5	24,2	25,6	27,5	29,3	30,9	32,2	34,1	34,8

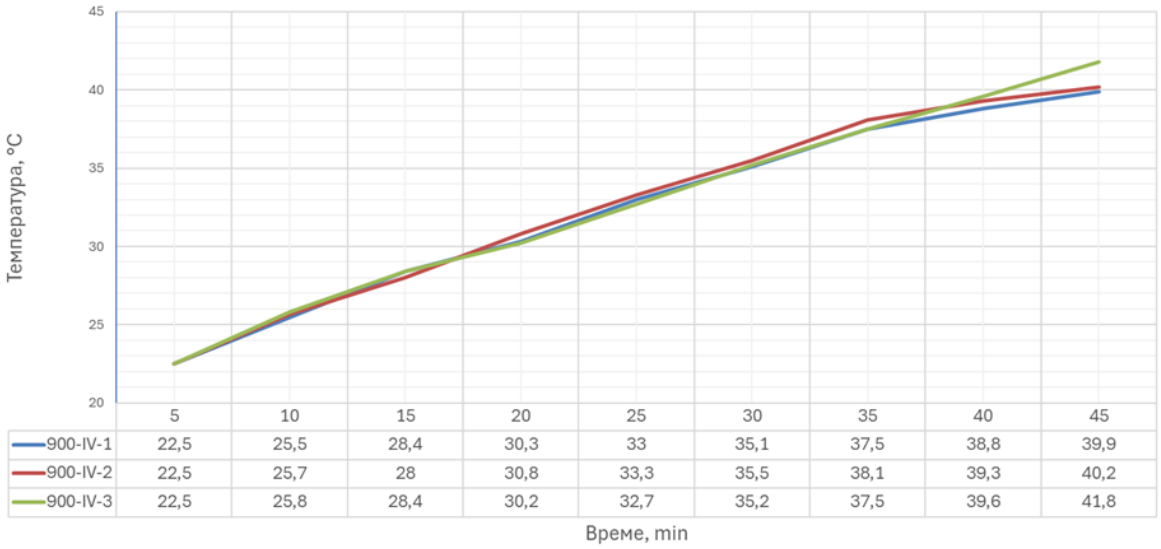
Слика 7.54 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у другом степену преноса и за сва три нивоа уља



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
900-III-1	22,5	24,2	25,5	27,2	29,2	30,9	32,2	33,4	34,6
900-III-2	22,5	24,2	26	27,5	29,1	30,7	32,2	33,9	35
900-III-3	22,5	24,6	26,4	28	29,5	30,9	32,9	34,7	36

Слика 7.55 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у трећем степену преноса и за сва три нивоа уља

У четвртом степену преноса, при улазном броју обртаја од 900 min^{-1} највећи пораст температуре се наизменично бележи при максималном и средњем нивоу уља. Сличан тренд је виђен и при улазном броју обртаја од 750 min^{-1}, такође у четвртом степену преноса.



	5	10	15	20	25	30	35	40	45
900-IV-1	22,5	25,5	28,4	30,3	33	35,1	37,5	38,8	39,9
900-IV-2	22,5	25,7	28	30,8	33,3	35,5	38,1	39,3	40,2
900-IV-3	22,5	25,8	28,4	30,2	32,7	35,2	37,5	39,6	41,8

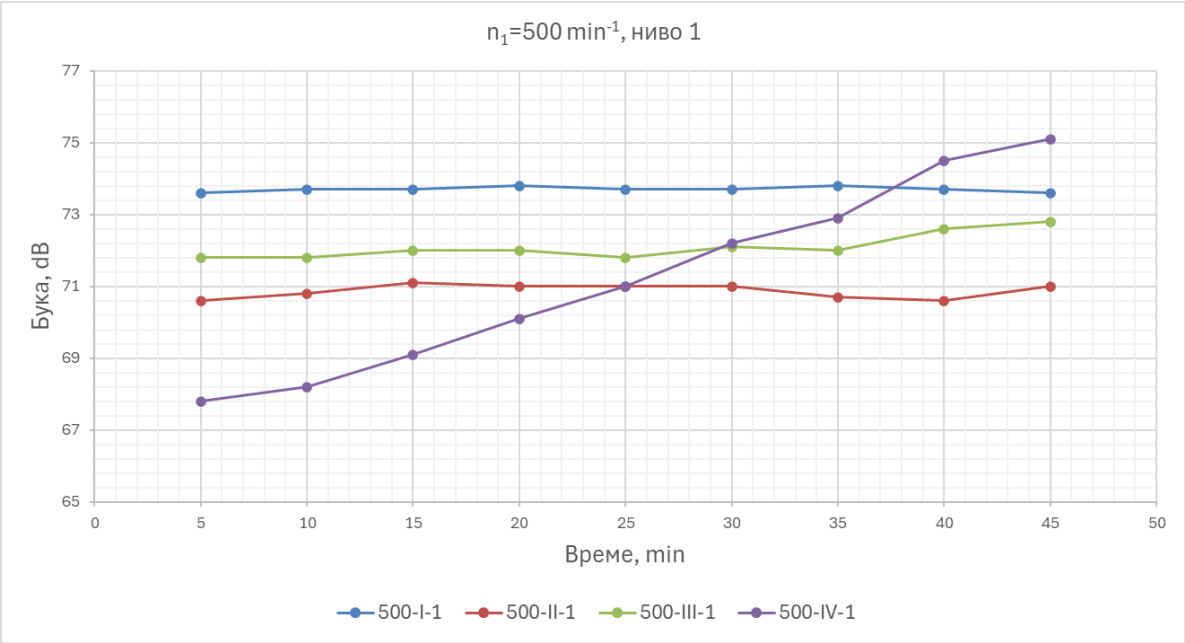
Слика 7.56 Промена температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} у четвртом степену преноса и за сва три нивоа уља

7.6 Промена нивоа буке у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља

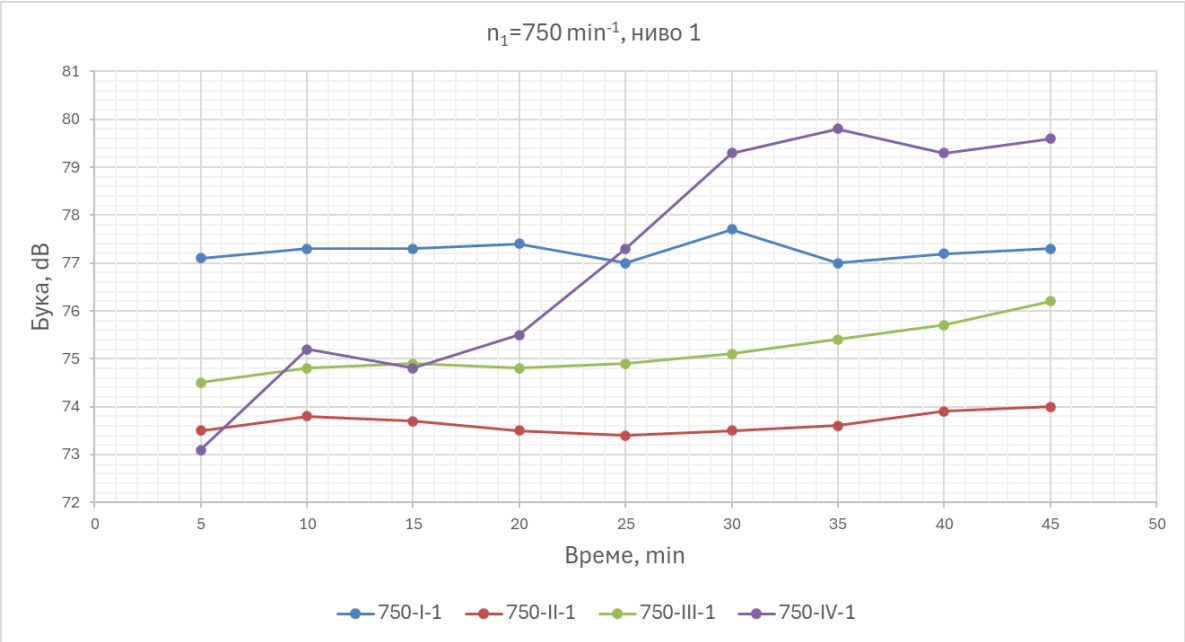
На сликама 7.57, 7.58 и 7.59 су приказане зависности промене нивоа буке при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при минималном нивоу уља -12 mm.

За минимални ниво уља, са порастом температуре анализа буке показује следеће трендове у зависности од улазног броја обртаја:

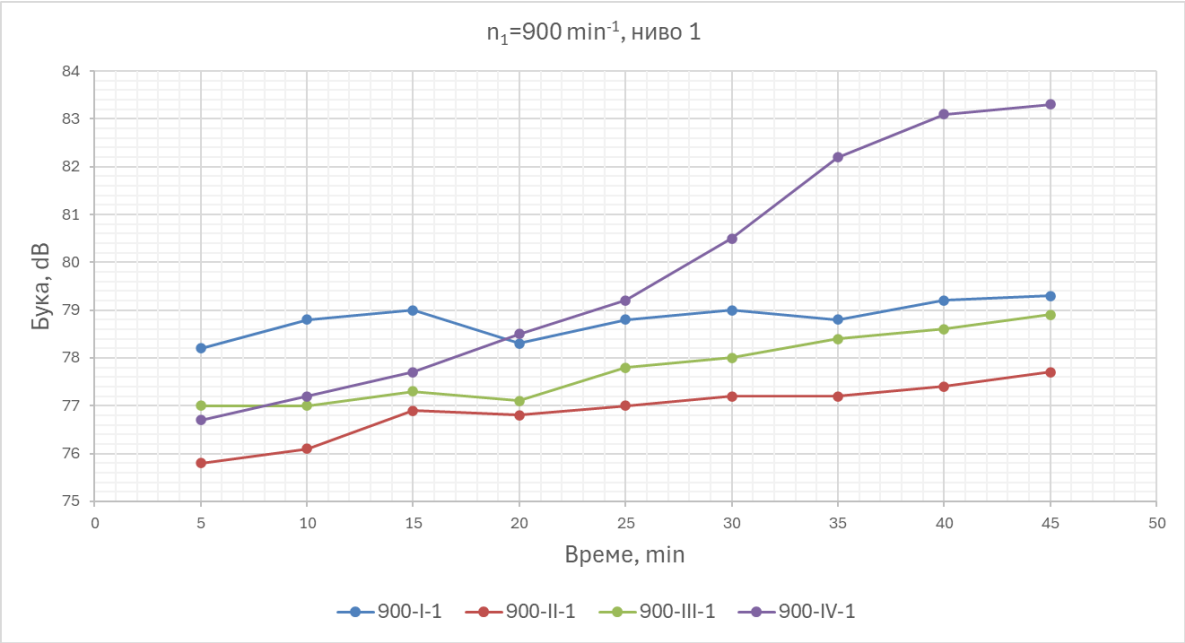
- При 500 min^{-1} највиши ниво буке се јавља у четвртом степену преноса након осмог мерења (после 40 минута), што се подудара са порастом температуре. Најнижи ниво буке је забележен у четвртом степену преноса до петог мерења, а генерално се најнижи ниво буке остварује у другом степену преноса.
- При 750 min^{-1} ниво буке у четвртом степену преноса се повећава након петог мерења и достиже максималну вредност. Најнижи ниво буке се, као и при 500 min^{-1}, остварује у другом степену преноса.
- При 900 min^{-1} највиши ниво буке се бележи у четвртом степену преноса након четвртог мерења, док је најнижи ниво буке константно забележен у другом степену преноса.



Слика 7.57 Промена нивоа буке при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1



Слика 7.58 Промена нивоа буке при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

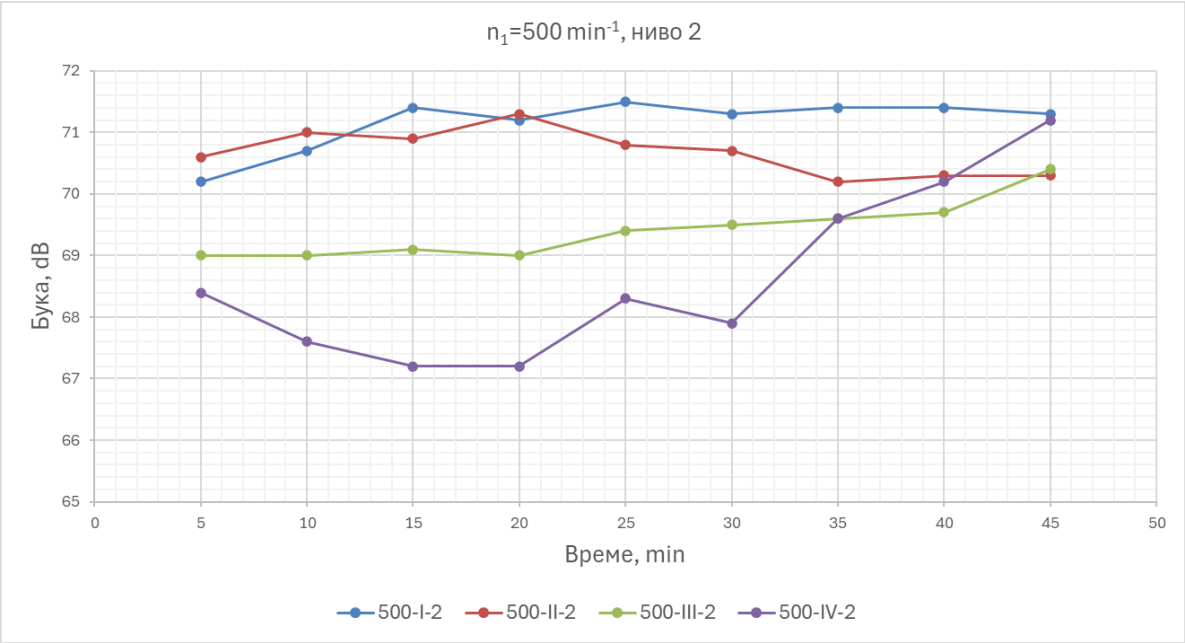


Слика 7.59 Промена нивоа буке при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

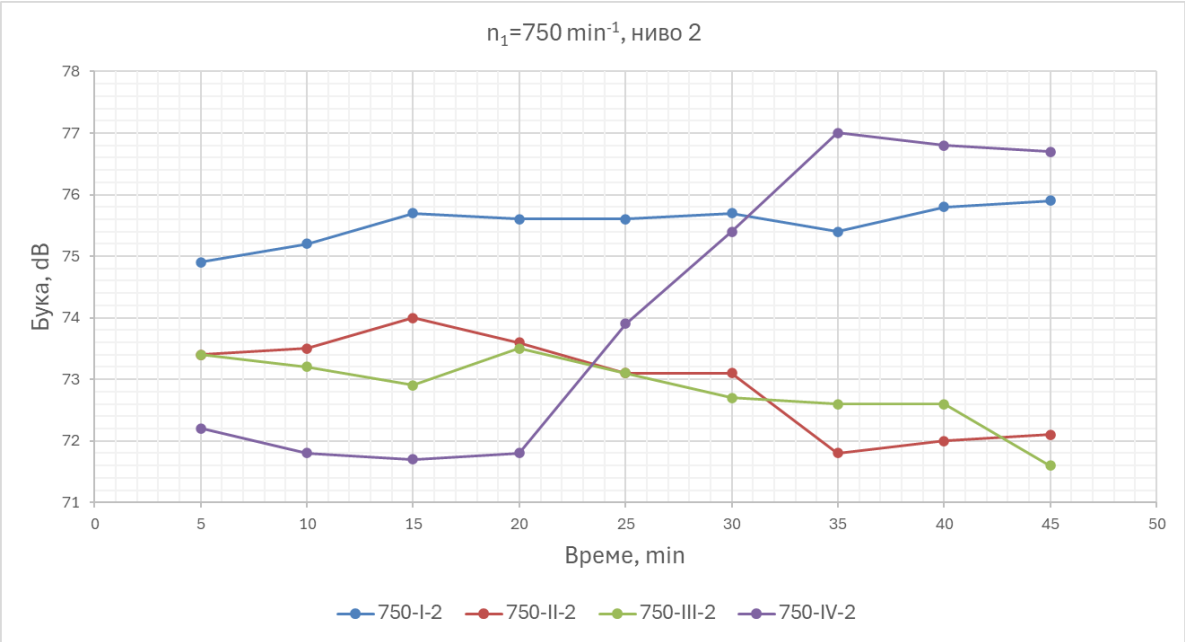
Зависности промене нивоа буке при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при средњем нивоу уља 0 mm су приказане на сликама 7.60, 7.61 и 7.62.

При средњем нивоу уља анализа буке показује следеће трендове у зависности од улазног броја обртаја:

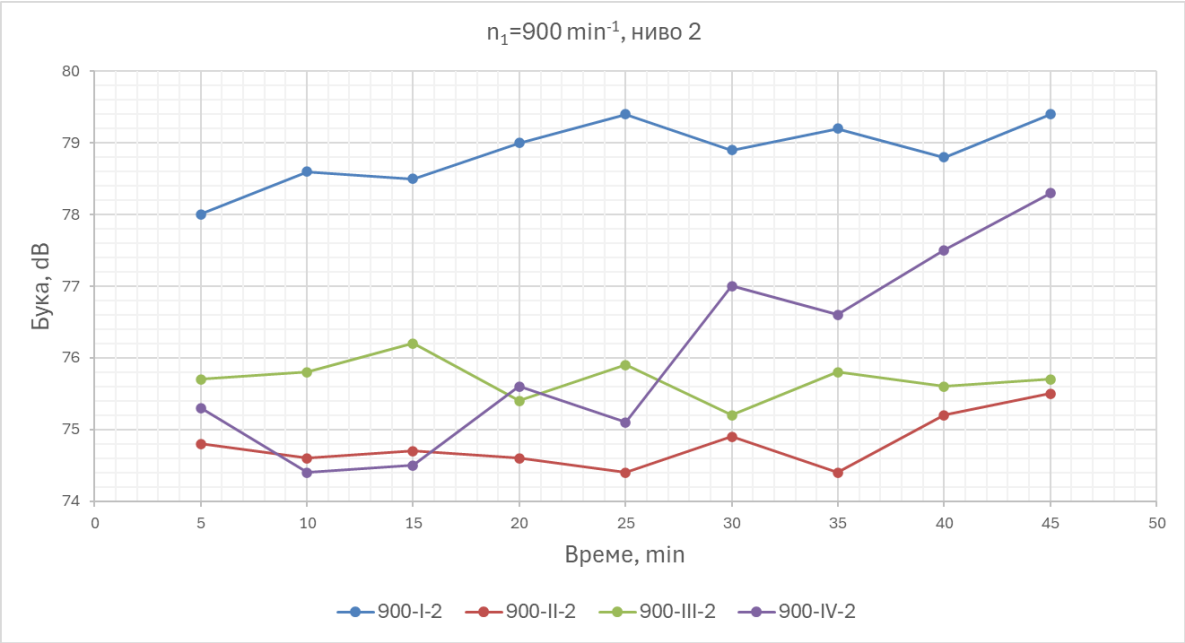
- При 500 min^{-1} највиши ниво буке је забележен у првом степену преноса. У четвртом степену преноса, максимални ниво буке се постиже тек након деветог мерања, изједначавајући се са оним у првом степену. До седмог мерења, четврти степен преноса показује најмањи ниво буке.
- При 750 min^{-1} се наставља сличан тренд. Први степен преноса има максимални ниво буке до шестог мерења (после 30 минута), након чега четврти степен преноса преузима највиши ниво буке у испитиваним условима. Најниже вредности буке се наизменично јављају у другом и трећем степену преноса.
- При 900 min^{-1} највиши ниво буке се и даље јавља у првом степену преноса. Иако се ниво буке у четвртом степену повећава након петог мерења, он не превазилази ниво буке из првог степена преноса. Најнижи ниво буке је углавном забележен у другом степену преноса.



Слика 7.60 Промена нивоа буке при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2



Слика 7.61 Промена нивоа буке при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

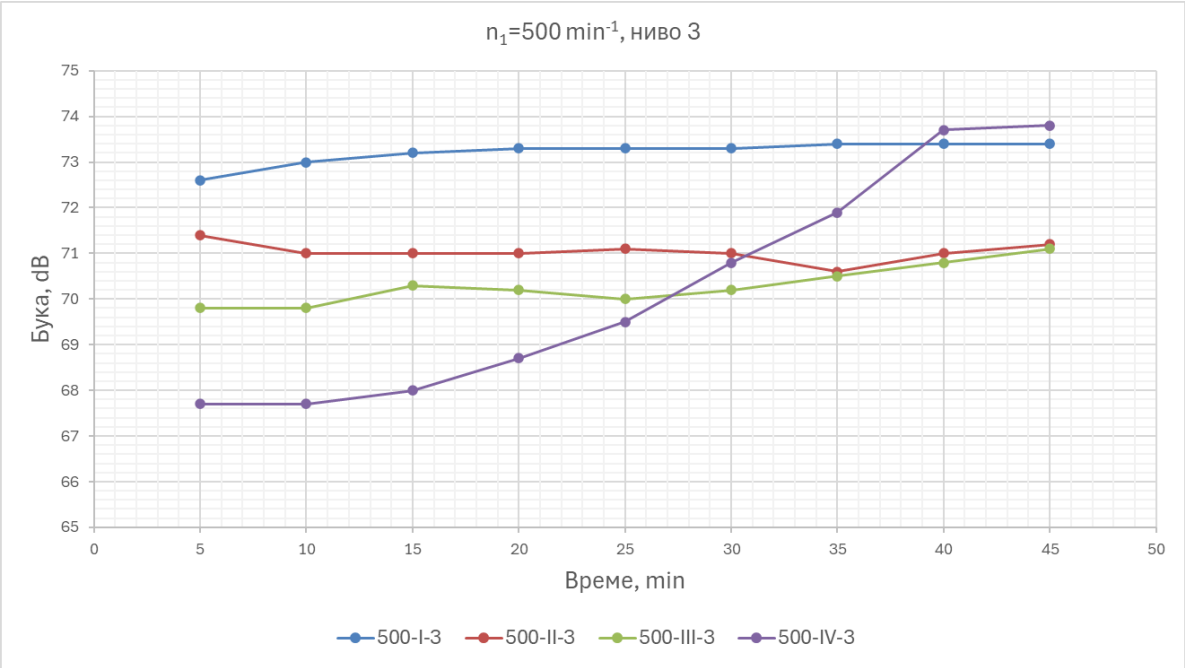


Слика 7.62 Промена нивоа буке при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

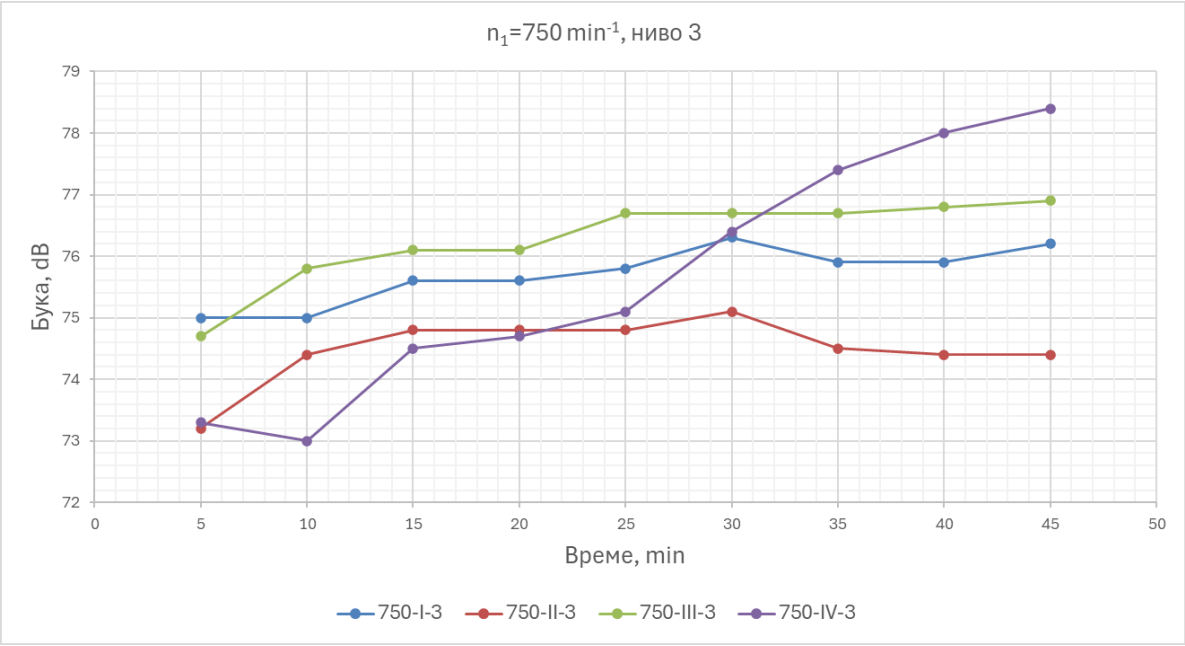
Зависности промене нивоа буке при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при максималном нивоу уља +12 mm су приказане на сликама 7.63, 7.64 и 7.65.

Анализа буке при максималном нивоу уља показује следеће трендове у зависности од улазног броја обртаја:

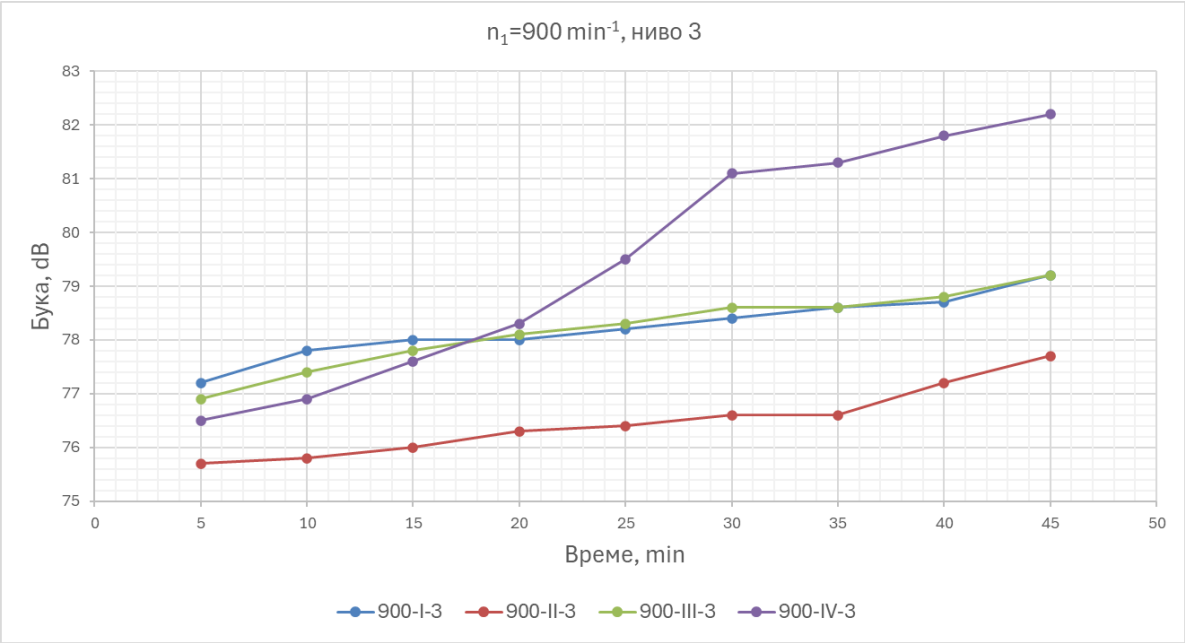
- При 500 min^{-1} највиши ниво буке поново је забележен у првом степену преноса. У четвртом степену, максимални ниво буке се постиже тек након осмог мерања. До петог мерења, четврти степен преноса показује најнижи ниво буке, а након тога најтиши рад има трећи степен преноса.
- При 750 min^{-1} трећи степен преноса има највећи ниво буке до шестог мерења након чега четврти степен преноса поново преузима примат. Најниже вредности буке се јављају у четвртом степену преноса до четвртог мерења, а након тога најтиши рад има други степен преноса.
- При 900 min^{-1} највећи ниво буке бележи се у четвртом степену преноса након четвртог мерења. Најнижи ниво буке је поново забележен у другом степену преноса.



Слика 7.63 Промена нивоа буке при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3



Слика 7.64 Промена нивоа буке при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

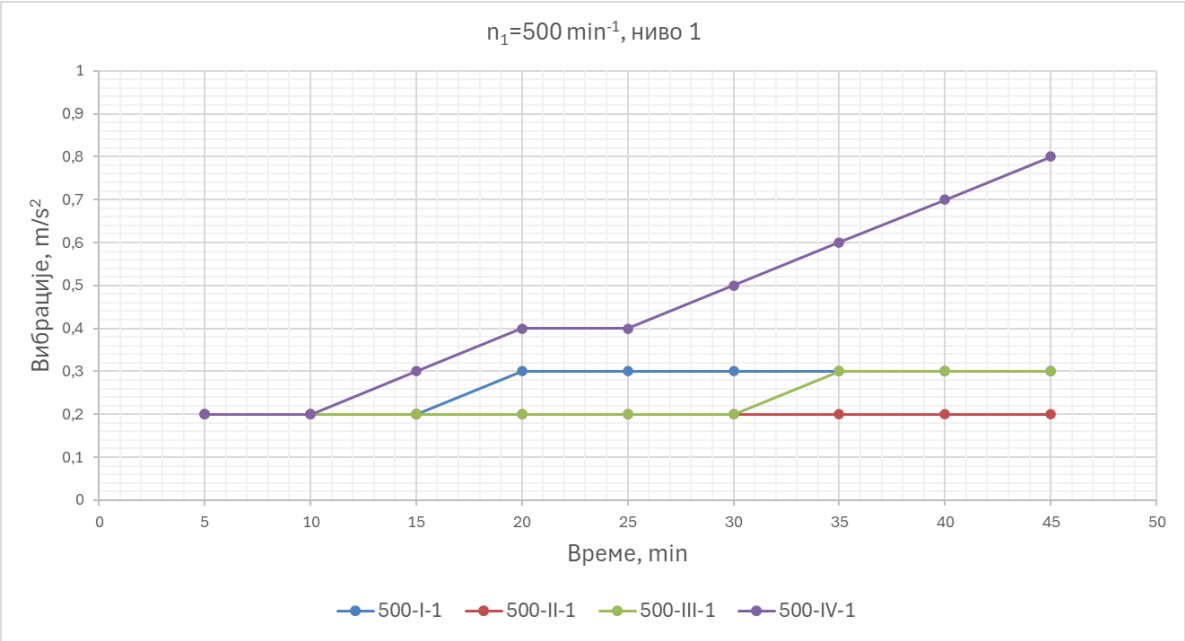


Слика 7.65 Промена нивоа буке при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

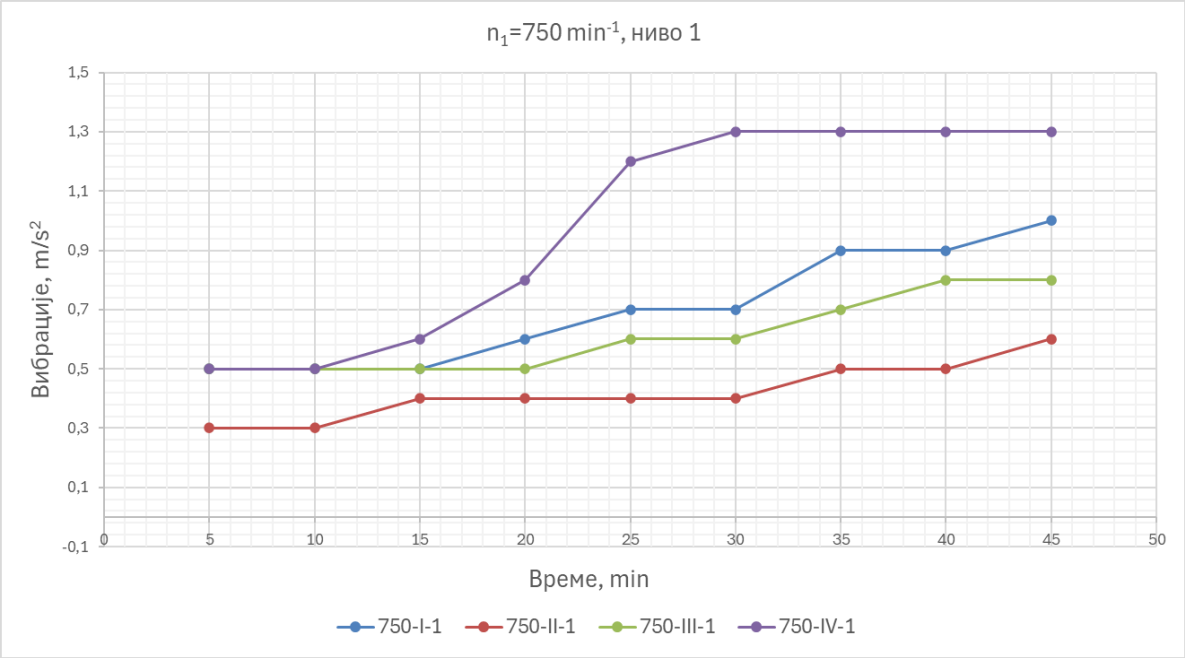
7.7 Промена нивоа вибрација у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља

На сликама 7.66, 7.67 и 7.68 су приказане зависности промене нивоа вибрација при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при минималном нивоу уља -12 mm.

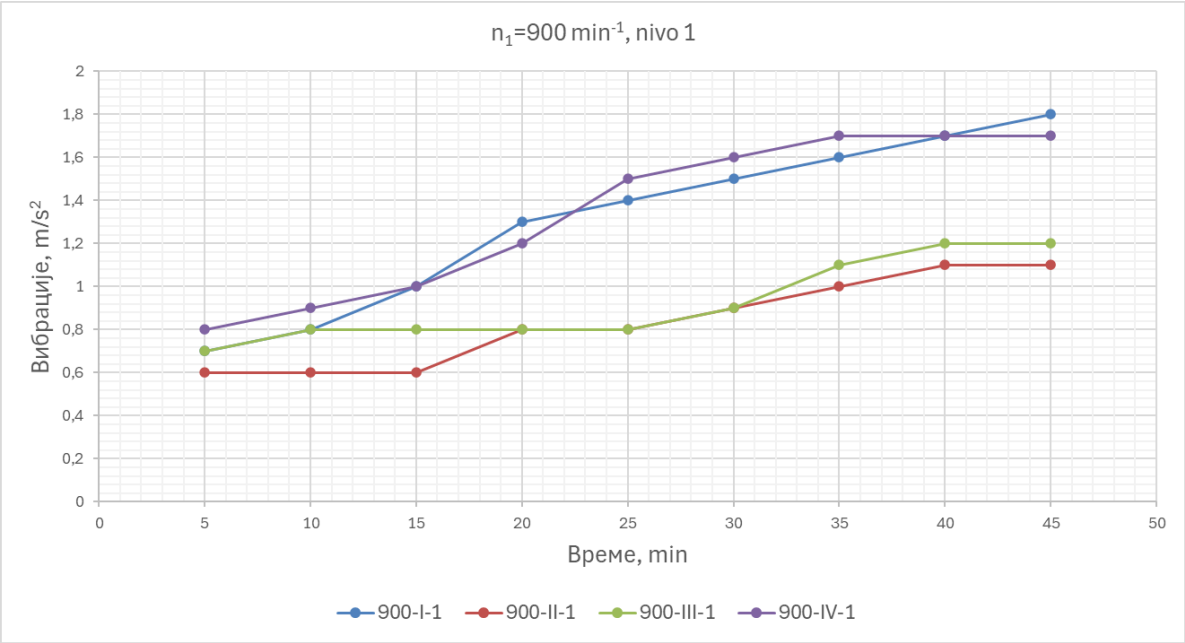
Анализом нивоа вибрација при минималном нивоу уља за сва три наведена броја обртаја утврђено је да се највећи ниво вибрација јавља у четвртом степену преноса, а најмањи ниво се јавља у другом степену преноса.



Слика 7.66 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1



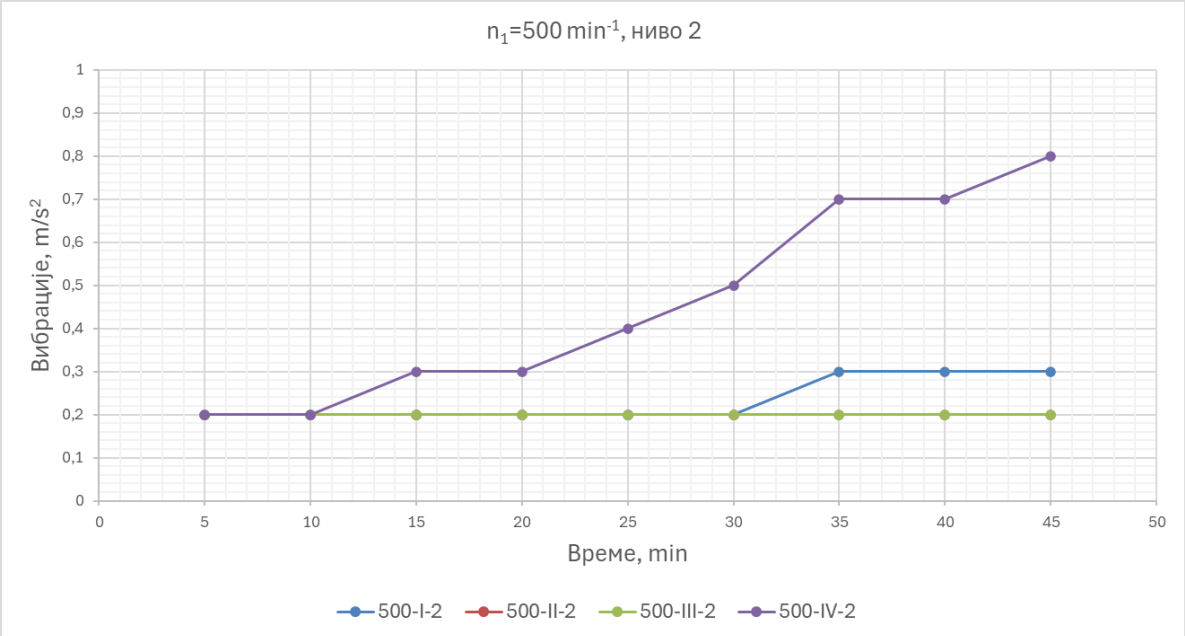
Слика 7.67 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1



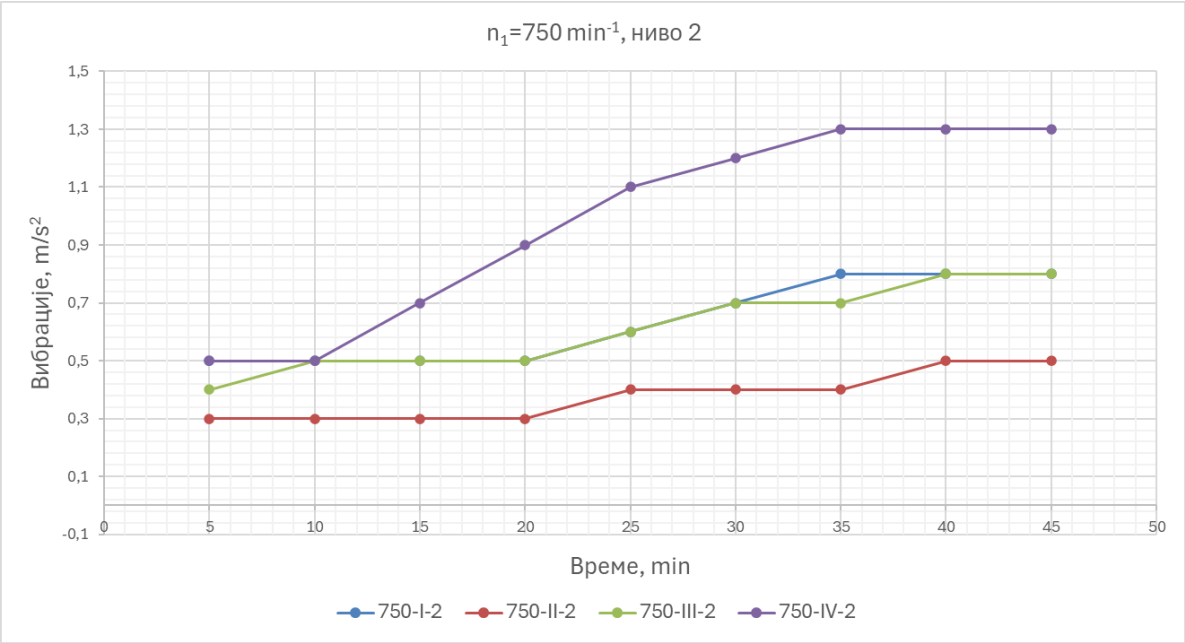
Слика 7.68 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

Зависности промене нивоа вибрација при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при средњем нивоу уља 0 mm су приказане на сликама 7.69, 7.70 и 7.71.

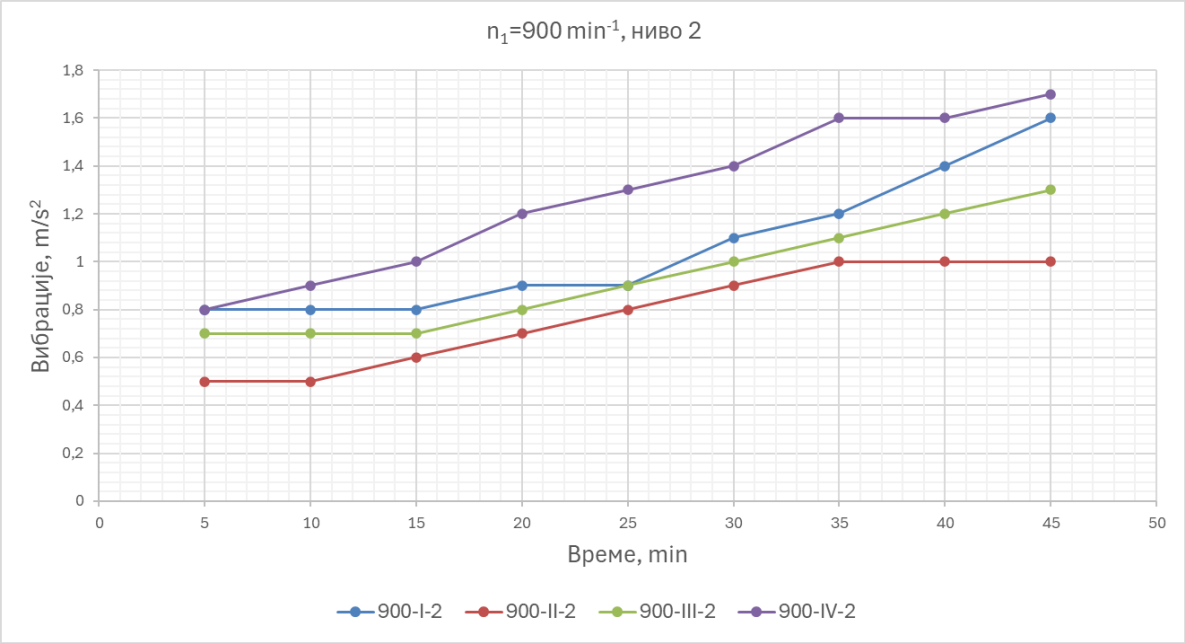
Анализа нивоа вибрација, извршена при средњем нивоу уља за сва три наведена броја обртаја, показује исти тренд као и при минималном нивоу. Највиши ниво вибрација је забележен у четвртом степену преноса, а најнижи ниво у другом степену преноса.



Слика 7.69 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2



Слика 7.70 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

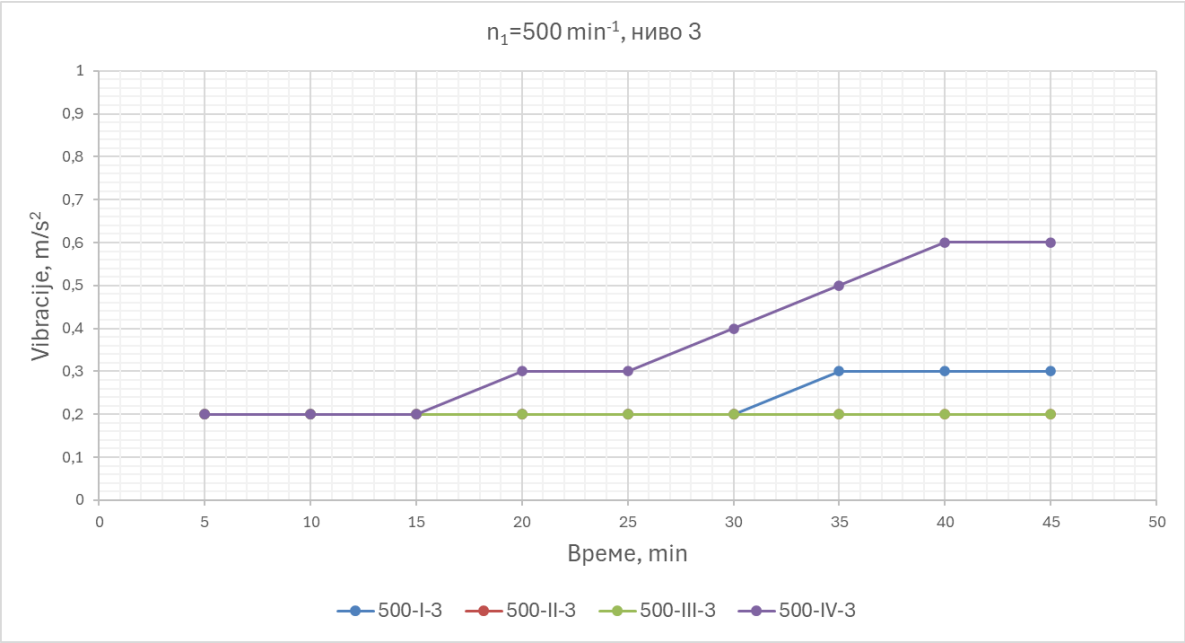


Слика 7.71 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

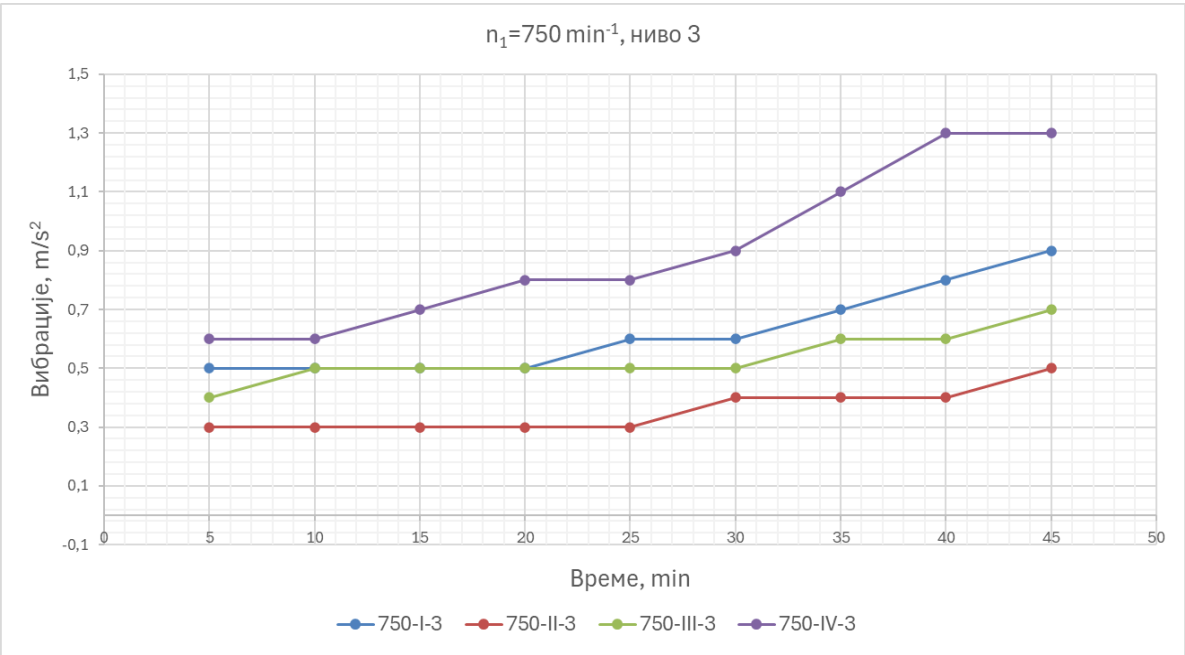
Зависности промене нивоа вибрација при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при максималном нивоу уља +12 mm су приказане на сликама 7.72, 7.73 и 7.74.

Анализа нивоа вибрација при максималном нивоу уља за бројеве обртаја од 500 min^{-1} и 750 min^{-1}, показује исти тренд као и при претходним мерењима (минималном и средњем нивоу). Највиши ниво вибрација је забележен у четвртом степену преноса, а

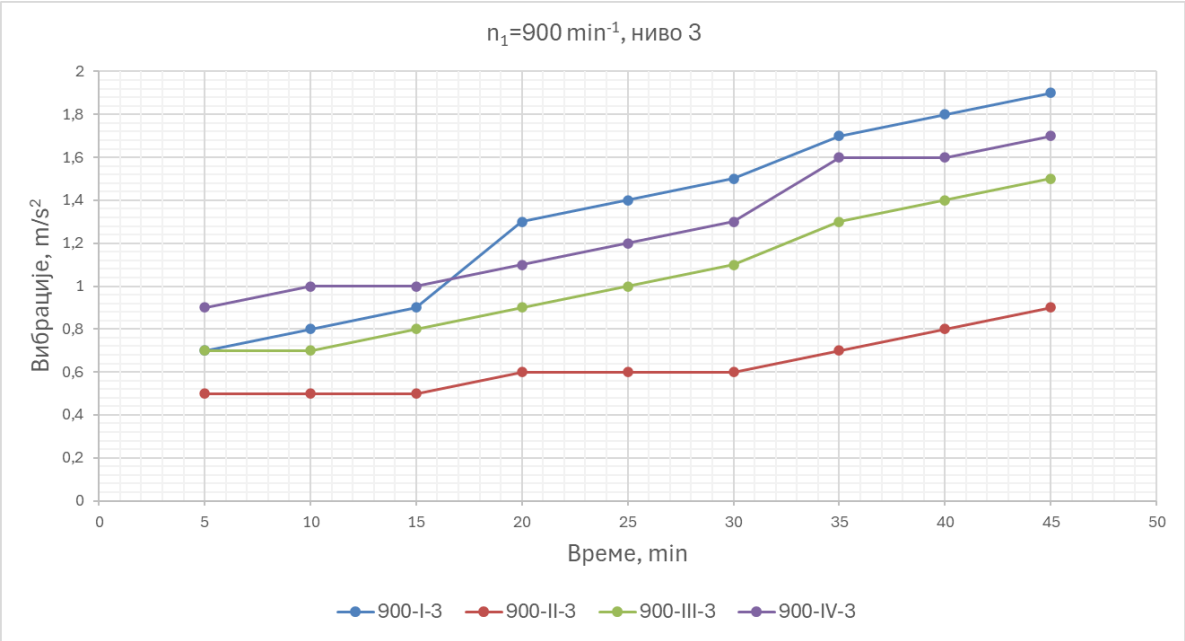
најнижи ниво у другом степену преноса. При анализи нивоа вибрација са максималним нивоом уља и бројем обртаја од 900 min^{-1} примећена је промена, до трећег мерења се потврђује тренд, међутим након трећег мерења, највиши ниво вибрација се помера у први степен преноса.



Слика 7.72 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максималнии ниво уља 3



Слика 7.73 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максималнии ниво уља 3



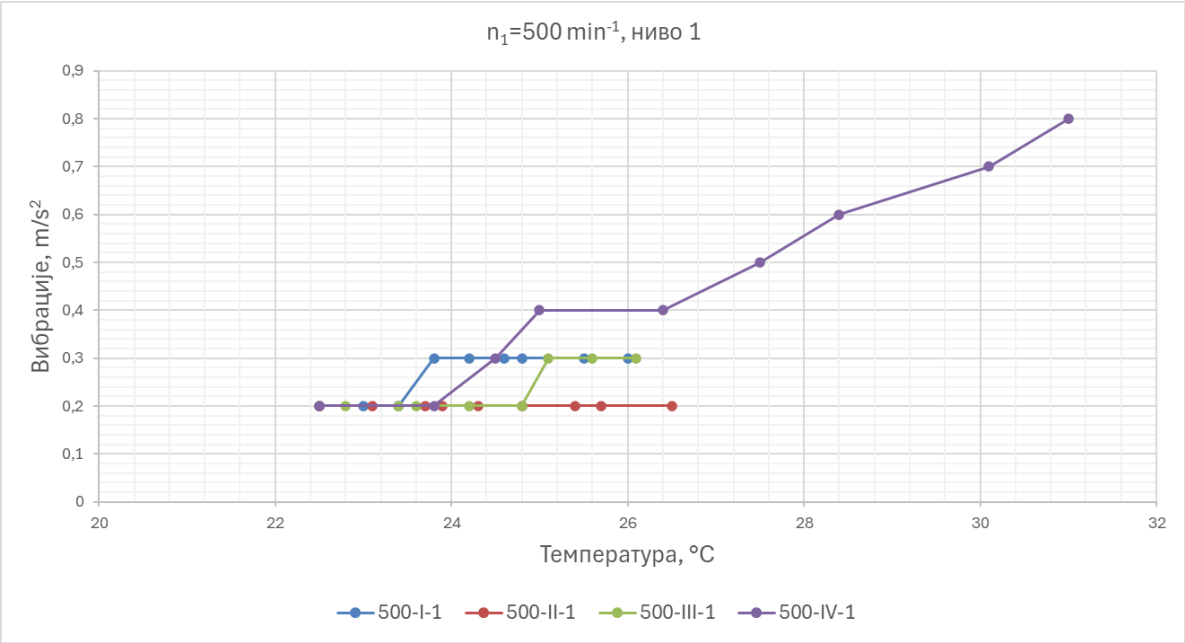
Слика 7.74 Промена нивоа вибрација при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

7.8 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре у различитим степенима преноса при одређеном броју обртаја и при истим нивоима уља

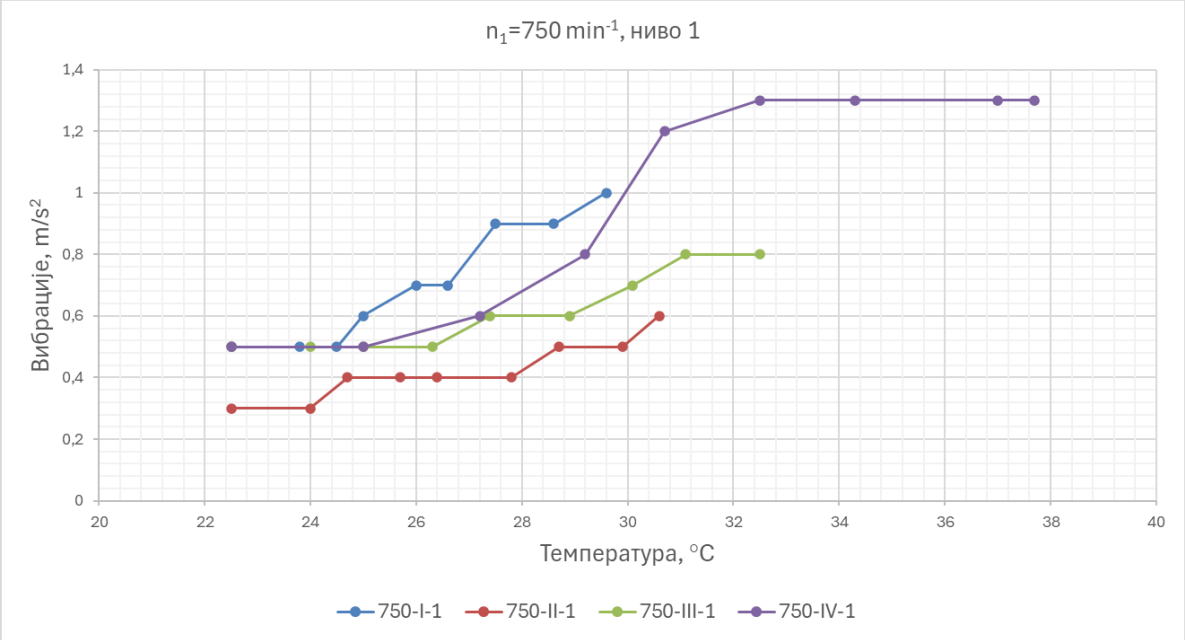
На сликама 7.75, 7.76 и 7.77 су приказане промене нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при минималном нивоу уља -12 mm.

При минималном нивоу уља, анализом је утврђено да се са порастом температуре мењају трендови вибрација у зависности од улазног броја обртаја:

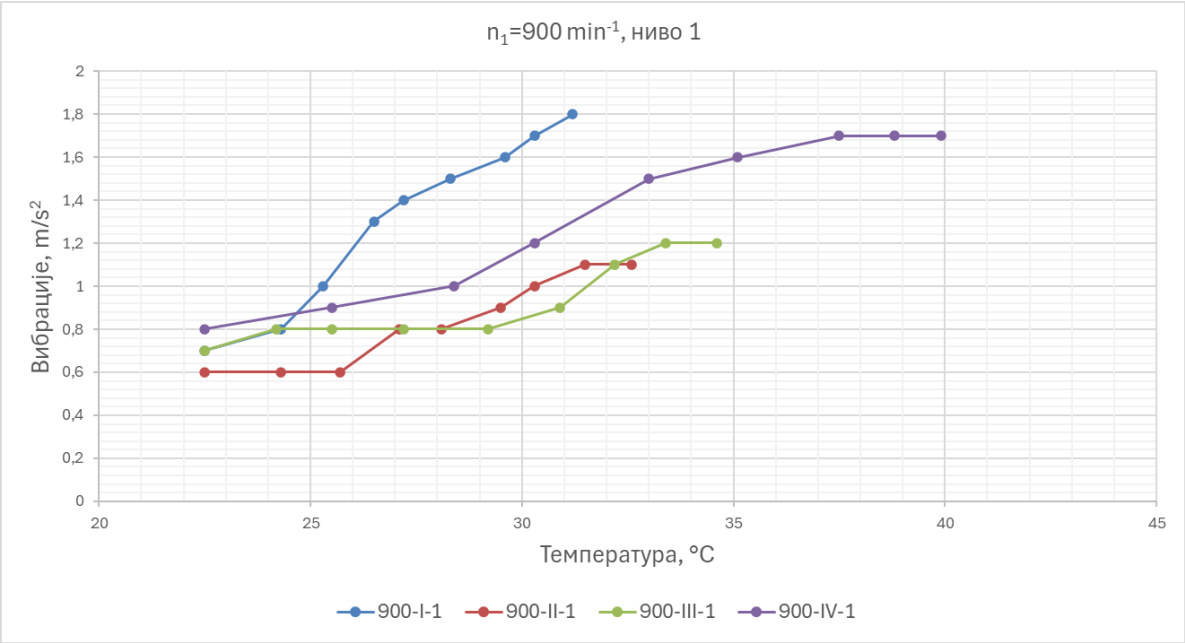
- При 500 min^{-1} са повећањем температуре расте ниво вибрација. Највиши ниво вибрација је у четвртом, а најнижи у другом степену преноса.
- При 750 min^{-1} у температурном опсегу од 24,4°C до 30°C, највиши ниво вибрација је у првом степену преноса. После 30°C, највиши ниво вибрација се помера у четврти степен преноса. Најнижи ниво вибрација се константно јавља у другом степену преноса.
- При 900 min^{-1} од температуре 24,5°C, највиши ниво вибрација је у првом степену преноса. Најнижи ниво вибрација се мења у зависности од температуре па је између 22,5°C и 27°C најнижи ниво у другом, а након 27°C се помера у трећи степен преноса.



Слика 7.75 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1



Слика 7.76 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

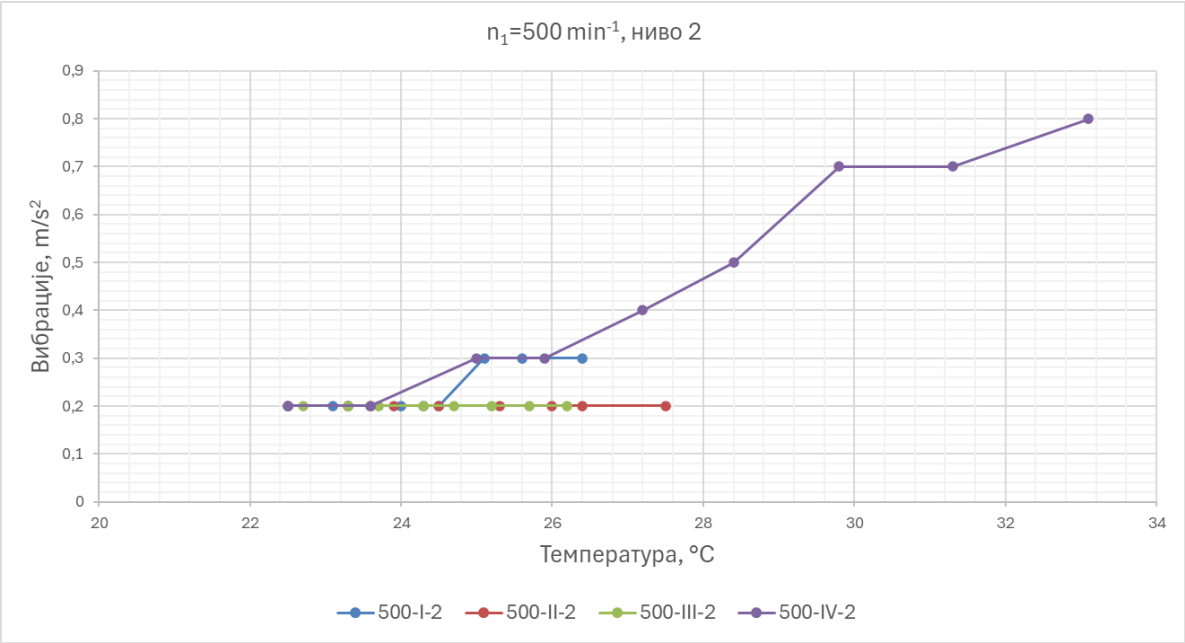


Слика 7.77 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за минимални ниво уља 1

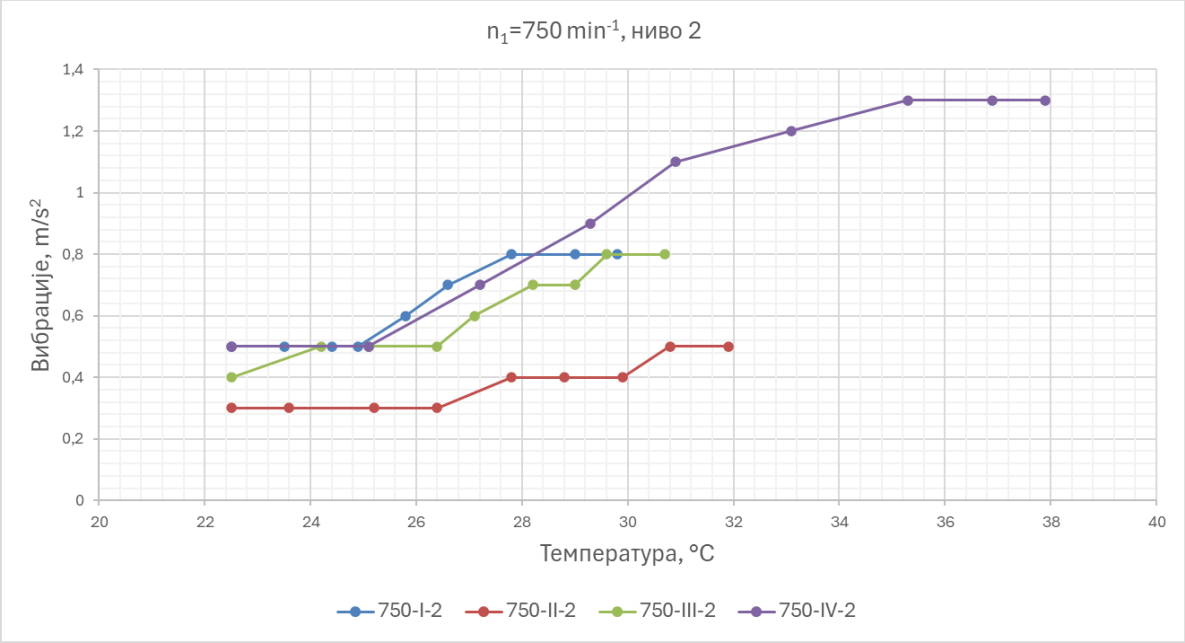
Зависности промене нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при средњем нивоу уља 0 mm су приказане на сликама 7.78, 7.79 и 7.80.

За средњи ниво уља, анализом је утврђено да се са порастом температуре мењају трендови вибрација у зависности од улазног броја обртаја:

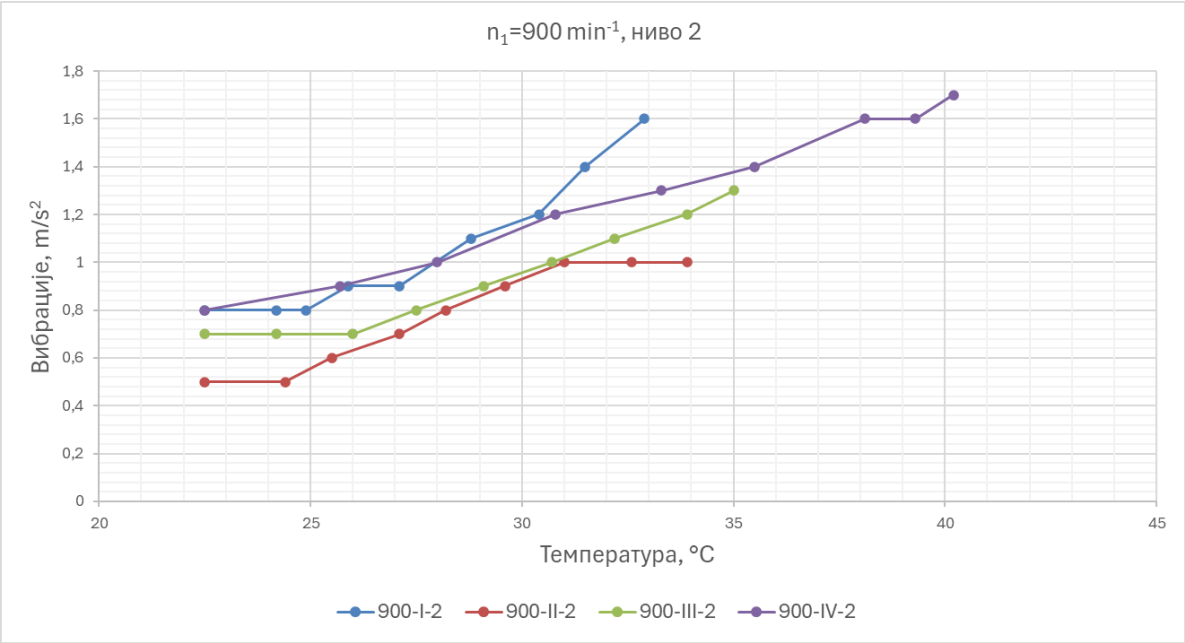
- При 500 min^{-1} са повећањем температуре расте ниво вибрација. Овај тренд је исти као и код минималног нивоа уља. Највиши ниво вибрација је забележен у четвртом степену преноса, а најнижи у другом степену преноса.
- При 750 min^{-1} до температуре од 29°C, највиши ниво вибрација је у првом степену преноса. После 29°C, највиши ниво вибрација се помера у четврти степен преноса. Најнижи ниво вибрација се константно јавља у другом степену преноса.
- При 900 min^{-1} до температуре од 28°C, највиши ниво вибрација је у четвртом степену преноса. После 28°C највиши ниво вибрација се помера у први степен преноса. Најнижи ниво вибрација је у другом степену преноса.



Слика 7.78 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2



Слика 7.79 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

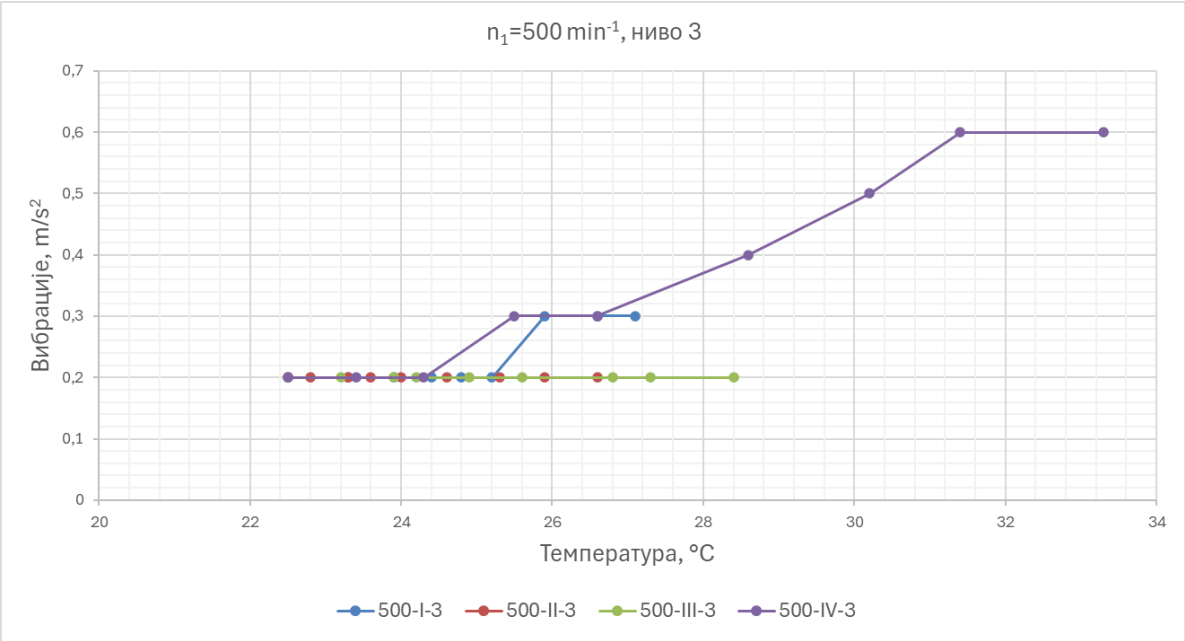


Слика 7.80 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за средњи ниво уља 2

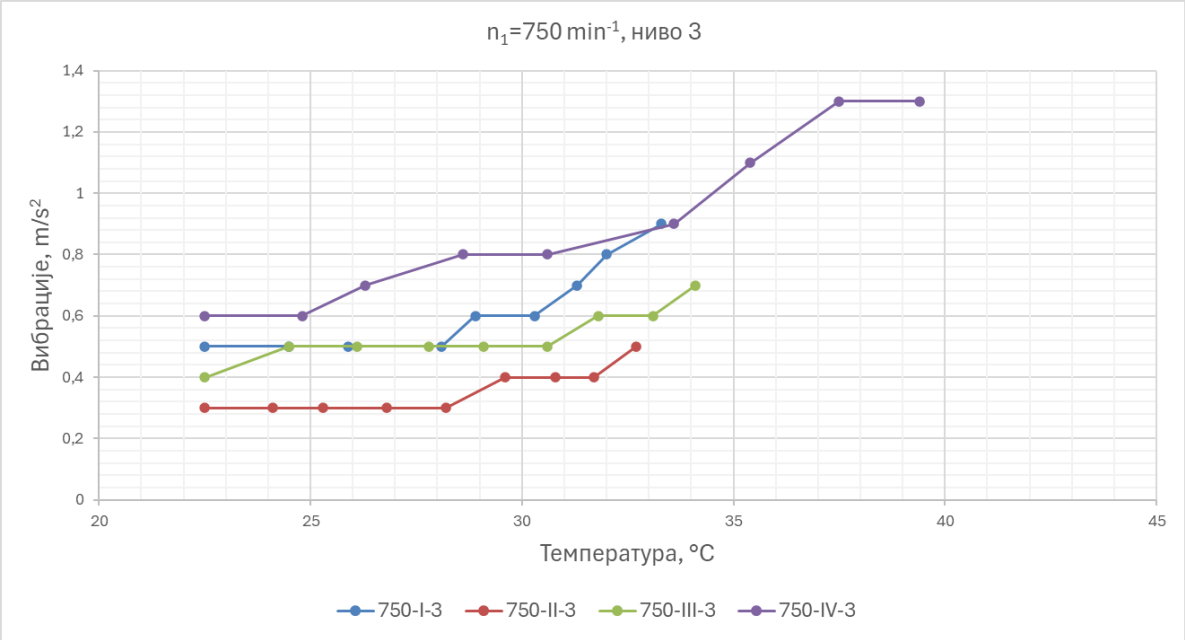
Зависности промене нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја на улазу од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса при максималном нивоу уља +12 mm су приказане на сликама 7.81, 7.82 и 7.83.

За максимални ниво уља, анализом је утврђено да се са порастом температуре мењају трендови вибрација у зависности од улазног броја обртаја:

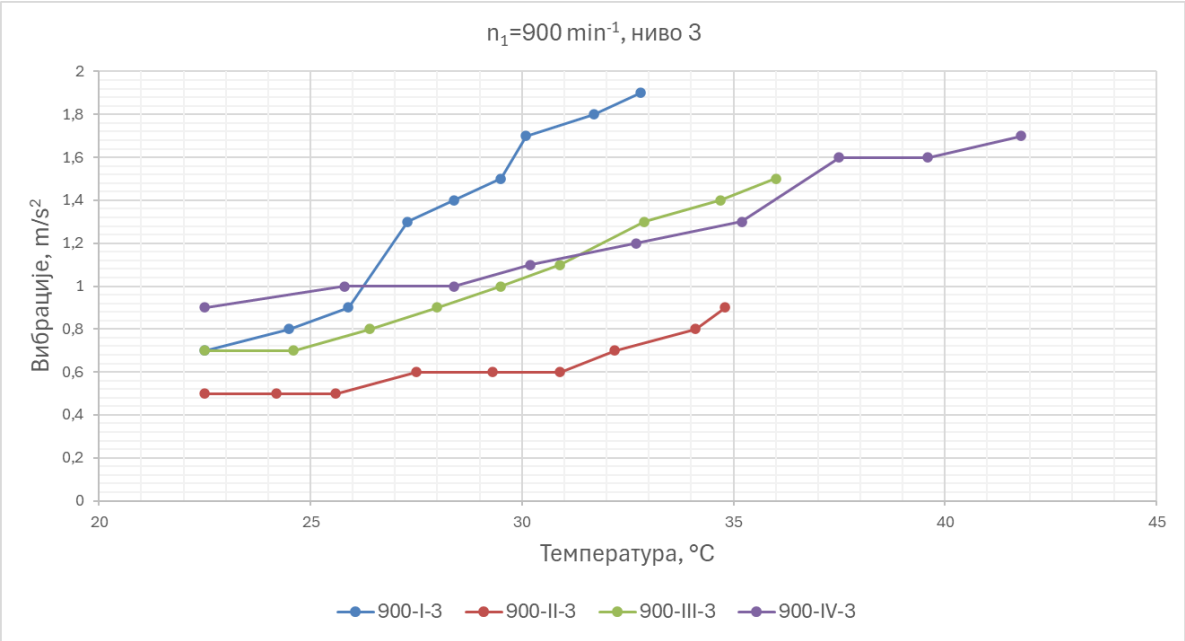
- При 500 min^{-1} са повећањем температуре расте ниво вибрација. Овај тренд је исти као и код минималног и средњег нивоа уља. Такође, примећује се да се са повећањем нивоа уља смањује ниво вибрација. Највиши ниво вибрација је забележен у четвртом степену преноса, а најнижи у другом степену преноса.
- При 750 min^{-1} највиши ниво вибрација је у четвртом степену преноса, а најнижи ниво вибрација се константно јавља у другом степену преноса.
- При 900 min^{-1} до температуре од 26,4°C, највиши ниво вибрација је у четвртом степену преноса. После 24,6°C највиши ниво вибрација се помера у први степен преноса. Најнижи ниво вибрација је у другом степену преноса.



Слика 7.81 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 500 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3



Слика 7.82 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 750 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3



Слика 7.83 Промена нивоа вибрација у зависности од температуре при броју обртаја од 900 min^{-1} за сва четири степена преноса и за максимални ниво уља 3

8. СТАТИСТИЧКА ОБРАДА ПОДАТАКА И ПРЕДВИЂАЊЕ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА

8.1 Корелациона анализа резултата испитивања

Корелациона анализа је један од значајних статистичких алата који омогућава анализу јачине и смера везе између две различите варијабле. Корелација пре свега може бити позитивна и негативна. Позитивна корелација представља такву корелацију да са порастом једне варијабле расте и вредност друге варијабле. Са друге стране негативна корелација представља такву везу између две варијабле да са порастом једне варијабле друга вредност варијабле опада. Јачина корелационе везе између две варијабле се исказује вредностима од -1 до 1. Уколико вредност корелације има знак минус (-) онда то указује да је корелација негативна, док позитивне вредности са или без знака (+) показују да постоји позитивна корелациона веза. Било да је вредност позитивна или негативна, вредност од ±1 означава савршену везу, а 0 значи да не постоји линеарна веза између две варијабле. Вредности између -1 и 1 се могу различито интерпретирати. У табели 8.1 је приказан начин интерпретације вредности корелације између 0 и 1, међутим исти принцип и иста интерпретација важи и за вредности између -1 и 0, осим што се односи на негативну вредност корелације [90-95].

Табела 8.1 *Интерпретација корелационе везе*

Вредност коефицијента корелације	Интерпретација корелационе везе
0,00 до ±0,30	Веома слаба корелациона веза
±0,31 до ±0,50	Слаба корелациона веза
±0,51 до ±0,70	Умерена корелациона веза
±0,71 до ±0,90	Јака корелациона веза
±0,91 до ±1,00	Веома јака корелациона веза

У статистичкој анализи, ниво статистичке значајности (често означен као α) је кључни параметар који помаже у процени да ли су резултати добијени из узорка репрезентативни за целу популацију или су само последица случајности. Најчешће коришћене вредности за α су 0,01 (1%) и 0,05 (5%). Уколико је вредност статистичке значајности 0,05 (5%), то значи да се прихвата хипотеза и да постоји 5% шансе да су добијени резултати случајни, односно 0,01 (1%) представља један строжи критеријум где је мања вероватноћа грешке. У истраживањима, статистичка значајност се изражава као p-вредност. Ако је $p \leq \alpha$, резултат се сматра статистички значајним, онда веза постоји, а ако је $p > \alpha$ нема доказа за значајну везу. Резултати некада могу бити негативни, односно да нема везе услед мањка података, па могу бити потребна додатна истраживања [96-98].

У овој докторској дисертацији коришћене су три различите методе за рачунање корелационих коефицијената како би се обезбедила свеобухватнија анализа и омогућила упоредивост резултата. Први метод је Пирсонов коефицијент корелације (енгл. *Pearson's r*) који је најчешће коришћен за процену јачине и смера линеарне везе између двеју варијабли. Он је идеалан за податке који прате нормалну расподелу и немају екстремне вредности. Као други метод је коришћен Спирманов коефицијент корелације рангова (енгл. *Spearman's ρ*). То је начин да се види да ли са порастом једне варијабле, друга

варијабла доследно такође расте или опада, користећи рангове уместо тачних вредности података. Овај начин прорачуна не захтева нормалну расподелу података, а због тога је мање осетљив на екстремне вредности и може бити погодан за широк спектар истраживања. Трећи метод је Кендалов тау (енгл. *Kendall's τ*), који се заснива на процени сагласности и несагласности између варијабли које се посматрају. Поред тога што је овај метод значајан када постоји мањи број узорака, значајан је и у ситуацијама када постоји већи број једнаких вредности. Применом сва три метода омогућено је детаљније разумевање односа варијабли и свеобухватнија анализа и могућност поређења различитих резултата [99-102].

8.2 Резултати корелационе анализе података из истраживања

У овом поглављу приказани су резултати корелационе анализе која је извршена између експерименталних параметара и резултата мерења. Анализа је имала за циљ да испита утицај различитих степена преноса на кључне параметре као што су степен искоришћења преносника, температура, бука и вибрације. Резултати корелације су представљени симболима који указују на њихову статистичку значајност. Битно је напоменути да ознака код вредности корелације са једном звездицом (*) представља податак који указује да је корелациона веза статистички значајна на нивоу 0,05 (5%), док вредности са две звездице (**) означавају статистичку значајност на нивоу 0,01 (1%).

8.2.1 Резултати корелационе анализе за први степен преноса

Корелациона анализа за први степен преноса показала је јасну зависност између посматраних параметара и фактора. Степен искоришћења је у позитивној корелацији са већином фактора. Најснажнија корелациона веза је успостављена са обртним моментом и са јачином струје. Постоји значајна позитивна корелација са температуром, што може указивати на сложене утицаје топлотних губитака. Са друге стране, ниво уља показује негативну корелацију са степеном искоришћења. Температура у првом степену преноса показује статистички значајну и позитивну корелацију са већином фактора, изузев са временом. Најјача веза је забележена са вибрацијама, што указује на директну повезаност између механичког оптерећења и топлоте. Бука има снажну позитивну корелацију са бројем обртаја и снагом, док је у негативној корелацији са нивоом уља и моментом. Ови резултати су у складу са очекивањима, с обзиром на то да се бука обично повећава са интензитетом рада машине. Вибрације у све три анализе показују сличне утицајне факторе као и бука, мада се интензитет корелације може разликовати. Ова подударност је очекивана, с обзиром на то да су бука и вибрације међусобно у снажној корелацији. Међутим, анализа је показала да ниво уља нема статистички значајан утицај на вибрације.

Резултати добијени коришћењем све три методе анализе корелације (Пирсонове, Спирманове и Кендалове) у првом степену преноса се подударају у погледу постојања корелационе везе, уз мање варијације у интензитету. Коментарисани резултати су детаљно приказани у Табелама 8.2, 8.3 и 8.4.

Табела 8.2 *Пирсонов коефицијент корелације у првом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Pearson's r	-0,299**	-0,239**	0,881**	0,881**	0,719**	0,161**	0,031			
	Sig. (2-tailed)	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,006	0,601			
	N	288	288	288	288	288	288	288			
Вибр. (m/s^2)	Pearson's r	-0,078	-0,130*	0,849**	0,849**	0,745**	0,313**	0,013	0,793**		
	Sig. (2-tailed)	0,185	0,028	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,821	<0,001		
	N	288	288	288	288	288	288	288	288		
Темп. (°C)	Pearson r	0,215**	0,220**	0,552**	0,552**	0,671**	0,540**	0,045	0,460**	0,808**	
	Sig. (2-tailed)	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,443	<0,001	<0,001	
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	
Степен искоришћења	Pearson's r	-0,063	0,798**	0,110	0,110	0,662**	0,983**	0,002	0,256**	0,421**	0,609**
	Sig. (2-tailed)	0,284	<0,001	0,061	0,061	<0,001	<0,001	0,973	<0,001	<0,001	<0,001
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288

Табела 8.3 *Спирманов коефицијент корелације у првом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Spearman's ρ	-0,311**	-0,231**	0,856**	0,856**	0,715**	0,191**	0,037			
	Sig. (2-tailed)	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,001	0,536			
	N	288	288	288	288	288	288	288			
Вибр. (m/s^2)	Spearman's ρ	-0,084	-0,106	0,889**	0,889**	0,793**	0,349**	0,016	0,850**		
	Sig. (2-tailed)	0,154	0,073	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,789	<0,001		
	N	288	288	288	288	288	288	288	288		
Темп. (°C)	Spearman's ρ	0,224**	0,206**	0,598**	0,598**	0,673**	0,547**	0,045	0,499**	0,805**	
	Sig. (2-tailed)	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,451	<0,001	<0,001	
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	
Степен искоришћења	Spearman's ρ	-0,072	0,787**	0,119*	0,119*	0,648**	0,989**	0,004	0,315**	0,456**	0,593**
	Sig. (2-tailed)	0,222	<0,001	0,044	0,044	<0,001	<0,001	0,953	<0,001	<0,001	<0,001
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288

Табела 8.4 *Кендалов коефицијент корелације у првом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Kendall's τ	-0,242**	-0,157**	0,723**	0,723**	0,536**	0,138**	0,028			
	Sig. (2-tailed)	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,001	0,536			
	N	288	288	288	288	288	288	288	288		
Вибр. (m/s^2)	Kendall's τ	-0,071	-0,058	0,761**	0,761**	0,646**	0,267**	0,013	0,673**		
	Sig. (2-tailed)	0,127	0,156	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,783	<,001		
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	
Темп. (°C)	Kendall's τ	0,174**	0,166**	0,456**	0,456**	0,483**	0,426**	0,035	0,341**	0,610**	
	Sig. (2-tailed)	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,438	<0,001	<0,001	
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288
Степен искоришћења	Kendall's τ	-0,057	0,571**	0,095*	0,095*	0,512**	0,929**	0,003	0,229**	0,339**	0,444**
	Sig. (2-tailed)	0,207	<0,001	0,031	0,031	<0,001	<0,001	0,949	<0,001	<0,001	<0,001
	N	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288

8.2.2 Резултати корелационе анализе за други степен преноса

Резултати корелационе анализе, приказани у табелама 8.5, 8.6 и 8.7, показују да се односи између параметара и фактора у другом степену преноса разликују у односу на први степен преноса. Иако су неки утицаји задржани, уочене су промене у јачини и статистичком значају појединих корелационих веза. Степен искоришћења показује веома јаку позитивну корелацију са јачином струје и јаку корелацију са моментом. Такође, значајна позитивна корелација постоји и са температуром. Занимљиво, применом Спирмановог и Кендаловог тау коефицијента, утврђена је негативна корелација између степена искоришћења и нивоа уља. То сугерише да са порастом нивоа уља опада степен искоришћења, што може указивати на постојање нелинеарне зависности. Температура у другом степену преноса има позитивну корелацију са значајним бројем фактора, иако је њихов интензитет на умереном нивоу. То указује на постојање утицаја, али он није тако изражен као у првом степену преноса. У другом степену преноса, бука показује мањи број утицајних фактора у односу на први степен. Међутим, и даље је у јакој корелацији са угаоном брзином, бројем обртаја и снагом. Вибрације су, у овом случају у корелацији са буком и јачином струје. У другом степену преноса се јасно показује да степен преноса директно утиче на односе између посматраних параметара.

Табела 8.5 *Пирсонов коефицијент корелације у другом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Pearson's r	-0,103	-0,119	0,873**	0,873**	0,856**	0,142	0,037			
	Sig. (2-tailed)	0,168	0,112	<0,001	<0,001	<0,001	0,057	0,626			
	N	180	180	180	180	180	180	180	180		
Вибр. (m/s^2)	Pearson's r	-0,051	0,024	0,787**	0,787**	0,811**	0,335**	0,034	0,874**		
	Sig. (2-tailed)	0,497	0,754	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,654	<0,001		
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	
Темп. (°C)	Pearson r	0,095	0,396**	0,583**	0,583**	0,715**	0,696**	0,088	0,636**	0,821**	
	Sig. (2-tailed)	0,206	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,241	<0,001	<0,001	
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
Степен искоришћења	Pearson's r	-0,081	0,772**	0,036	0,036	0,275**	0,991**	0,001	0,190*	0,368**	0,710**
	Sig. (2-tailed)	0,278	<0,001	0,635	0,635	<0,001	<0,001	0,985	0,011	<0,001	<0,001
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180

Табела 8.6 *Спирманов коефицијент корелације у другом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Spearman's ρ	-0,100	-0,040	0,879**	0,879**	0,865**	0,173*	0,043			
	Sig. (2-tailed)	0,180	0,595	<0,001	<0,001	<0,001	0,020	0,563			
	N	180	180	180	180	180	180	180	180		
Вибр. (m/s^2)	Spearman's ρ	-0,073	0,112	0,869**	0,869**	0,902**	0,365**	0,035	0,907**		
	Sig. (2-tailed)	0,332	0,135	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,640	<0,001		
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	
Темп. (°C)	Spearman's ρ	0,089	0,513**	0,599**	0,599**	0,759**	0,725**	0,097	0,663**	0,839**	
	Sig. (2-tailed)	0,236	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,193	<0,001	<0,001	
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
Степен искоришћења	Spearman's ρ	-0,150*	0,812**	0,074	0,074	0,373**	0,979**	-0,001	0,257**	0,440**	0,747**
	Sig. (2-tailed)	0,044	<0,001	0,323	0,323	<0,001	<0,001	0,992	<0,001	<0,001	<0,001
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180

Табела 8.7 *Кендалов коефицијент корелације у другом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)	Ниво уља
Бука (dB)	Kendall's τ	-0,067	-0,020	0,751**	0,751**	0,678**	0,127*	0,034				
	Sig. (2-tailed)	0,249	0,700	<0,001	<0,001	<0,001	0,021	0,561				
	N	180	180	180	180	180	180	180	180			
Вибр. (m/s^2)	Kendall's τ	-0,057	0,086	0,748**	0,748**	0,746**	0,279**	0,028	0,746**			
	Sig. (2-tailed)	0,336	0,113	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,635	<0,001			
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180		
Темп. (°C)	Kendall's τ	0,071	0,381**	0,444**	0,444**	0,578**	0,582**	0,078	0,461**	0,658**		
	Sig. (2-tailed)	0,218	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,176	<0,001	<0,001		
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	
Степен искоришћења	Kendall's τ	-0,124*	0,614**	0,062	0,062	0,277**	0,898**	0,000	0,176**	0,317**	0,555**	
	Sig. (2-tailed)	0,033	<0,001	0,268	0,268	<0,001	<0,001	0,994	<0,001	<0,001	<0,001	
	N	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180

8.2.3 Резултати корелационе анализе за трећи степен преноса

Резултати корелационе анализе између фактора и параметара за трећи степен преноса су приказани у табелама 8.8, 8.9 и 8.10, потврђују постојање значајне корелационе везе, сличне онима добијеним за први и други степен преноса. Ипак, запажене су одређене разлике у интензитету корелационе везе међу појединим факторима и параметрима. Степен искоришћења у трећем степену преноса има најјачу корелациону везу са температуром и јачином струје. Такође је у корелацији са вибрацијом и моментима. Важан налаз је негативна корелација између степена искоришћења и нивоа уља. Температура је у корелацији са већином фактора, али је у најјачој корелацијоној вези са вибрацијом и јачином струје. Бука је у корелацији за факторима као што су број обртаја, угаона брзина и снага, а значајан утицај показује и јачина струје. Посебно је занимљиво да је бука у корелацији са моментом према Спирмановом и Кендаловом тау коефицијенту, што сугерише да та веза није линеарна. Вибрације су такође у корелационој вези са свим претходно наведеним факторима, али такође показују значајну корелацију са буком.

Табела 8.8 *Пирсонов коефицијент корелације у трећем степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)
Бука (dB)	Pearson's r	-0,066	0,174	0,854**	0,854**	0,874**	0,282**	0,038		
	Sig. (2-tailed)	0,499	0,071	<0,001	<0,001	<0,001	0,003	0,695		
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	
Вибр. (m/s^2)	Pearson's r	-0,027	0,258**	0,763**	0,763**	0,805**	0,472**	0,056	0,837**	
	Sig. (2-tailed)	0,781	0,007	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,563	<0,001	
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108
Темп. (°C)	Pearson r	0,134	0,523**	0,409**	0,409**	0,506**	0,799**	0,151	0,623**	0,790**
	Sig. (2-tailed)	0,168	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,118	<0,001	<0,001
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108
Степен искоришћења	Pearson's r	-0,080	0,514**	0,056	0,056	0,152	0,987**	-0,002	0,354**	0,539**
	Sig. (2-tailed)	0,413	<0,001	0,564	0,564	0,117	<0,001	0,980	<0,001	<0,001
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108

Табела 8.9 *Спирманов коефицијент корелације у трећем степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Spearman's ρ	-0,045	0,233*	0,848**	0,848**	0,867**	0,301**	0,046			
	Sig. (2-tailed)	0,644	0,015	<0,001	<0,001	<0,001	0,002	0,635			
	N	108	108	108	108	108	108	108	108		
Вибр. (m/s^2)	Spearman's ρ	-0,030	0,212*	0,858**	0,858**	0,874**	0,429**	0,053	0,892**		
	Sig. (2-tailed)	0,756	0,028	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,584	<0,001		
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108	
Темп. (°C)	Spearman's ρ	0,117	0,519**	0,394**	0,394**	0,539**	0,844**	0,181	0,620**	0,749**	
	Sig. (2-tailed)	0,229	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,060	<0,001	<0,001	
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
Степен искоришћења	Spearman's ρ	-0,178	0,406**	0,116	0,116	0,239*	0,968**	0,000	0,413**	0,527**	0,854**
	Sig. (2-tailed)	0,066	<0,001	0,230	0,230	0,013	<0,001	0,999	<0,001	<0,001	<0,001
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108

Табела 8.10 *Кендалов коефицијент корелације у трећем степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Kendall's τ	-0,029	0,163*	0,713**	0,713**	0,672**	0,231**	0,035			
	Sig. (2-tailed)	0,701	0,019	<0,001	<0,001	<0,001	0,001	0,638			
	N	108	108	108	108	108	108	108	108		
Вибр. (m/s^2)	Kendall's τ	-0,025	0,164*	0,749**	0,749**	0,724**	0,355**	0,043	0,756**		
	Sig. (2-tailed)	0,750	0,023	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,79	<0,001		
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108	
Темп. (°C)	Kendall's τ	0,092	0,380**	0,306**	0,306**	0,409**	0,708**	0,146	0,456**	0,577**	
	Sig. (2-tailed)	0,220	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,052	<0,001	<0,001	
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
Степен искоришћења	Kendall's τ	-0,146	0,278**	0,093	0,093	0,156*	0,873**	0,000	0,286**	0,398**	0,643**
	Sig. (2-tailed)	0,052	<0,001	0,215	0,215	0,020	<0,001	0,995	<0,001	<0,001	<0,001
	N	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108

8.2.4 Резултати корелационе анализе за четврти степен преноса

Резултати корелационе анализе између фактора и параметара за четврти степен преноса (приказани у табелама 8.11, 8.12 и 8.13) показују општу сличност са претходно анализираним степенима преноса. Међутим, приметне су значајне разлике у интензитету корелационе везе, посебно када су у питању бука и вибрације. Степен искоришћења има најзначајније позитивне корелационе везе са температуром, вибрацијама и јачином струје. Остали фактори показују мањи утицај, али позитиван интензитет корелације, осим нивоа уља који показује негативну корелациону везу са степеном искоришћења. Температура показује корелациону везу са већим бројем фактора и то на вишем нивоу интензитета у односу на све претходне степене преноса. Ово указује на изражен значај утицаја различитих фактора на њену вредност. Нарочито је изражена веза са јачином струје и вибрацијама. Корелациона веза буке и вибрација са факторима у овом степену преноса је слична претходним, али постоји разлика у интензитету у односу на први, други и трећи степен преноса.

Табела 8.11 *Пирсонов коефицијент корелације у четвртом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Ниво уља
Бука (dB)	Pearson's r	-0,089	0,201	0,814**	0,814**	0,829**	0,436**	0,120			
	Sig. (2-tailed)	0,428	0,071	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,285			
	N	81	81	81	81	81	81	81	81		
Вибр. (m/s^2)	Pearson's r	-0,073	0,173	0,786**	0,786**	0,798**	0.561**	0,133	0,911**		
	Sig. (2-tailed)	0,517	0,122	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,237	<0,001		
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	
Темп. (°C)	Pearson r	0,033	0,277*	0,417**	0,417**	0,438**	0,832**	0,277*	0,726**	0,856**	
	Sig. (2-tailed)	0,769	0,012	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,012	<0,001	<0,001	
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	81
Степен искориш ћења	Pearson's r	-0,054	0,382**	0,190	0,190	0,218	0,969**	-0,004	0,578**	0,700**	0,879**
	Sig. (2-tailed)	0,632	<0,001	0,090	0,090	0,050	<0,001	0,974	<0,001	<0,001	<0,001
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	81

Табела 8.12 *Спирманов коефицијент корелације у четвртом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Spearman's ρ	-0,095	0,194	0,796**	0,796**	0,828**	0,432**	0,115			
	Sig. (2-tailed)	0,397	0,083	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,305			
	N	81	81	81	81	81	81	81	81		
Вибр. (m/s^2)	Spearman's ρ	-0,067	0,163	0,784**	0,784**	0,807**	0,553**	0,140	0,915**		
	Sig. (2-tailed)	0,550	0,145	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,213	<0,001		
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	
Темп. (°C)	Spearman's ρ	0,033	0,270*	0,383**	0,383**	0,454**	0,846**	0,282*	0,711**	0,835**	
	Sig. (2-tailed)	0,770	0,015	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,011	<0,001	<0,001	
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	81
Степен искориш ћења	Spearman's ρ	-0,157	0,303**	0,255*	0,255*	0,336**	0,943**	-0,003	0,617**	0,722**	0,878**
	Sig. (2-tailed)	0,163	0,006	0,022	0,022	0,002	<0,001	0,979	<0,001	<0,001	<0,001
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	81

Табела 8.13 *Кендалов коефицијент корелације у четвртом степену преноса*

		Ниво уља	Момент (T_1)	Број обртаја (n_1)	Угаона брзина (ω_1)	Снага (P_1)	Јачина струје (A)	Време (t)	Бука (dB)	Вибр. (m/s^2)	Темп. (°C)
Бука (dB)	Kendall's τ	-0,073	0,150	0,655**	0,655**	0,671**	0,340**	0,091			
	Sig. (2-tailed)	0,398	0,094	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,294			
	N	81	81	81	81	81	81	81	81		
Вибр. (m/s^2)	Kendall's τ	-0,055	0,113	0,657**	0,657**	0,657**	0,457**	0,111	0,772**		
	Sig. (2-tailed)	0,537	0,221	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,212	<0,001		
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	
Темп. (°C)	Kendall's τ	0,027	0,215*	0,306**	0,306**	0,352**	0,715**	0,233**	0,526**	0,678**	
	Sig. (2-tailed)	0,758	0,017	<0,001	<0,001	<0,001	<0,001	0,008	<0,001	<0,001	
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	81
Степен искоришћења	Kendall's τ	-0,134	0,249**	0,206*	0,206*	0,235**	0,827**	-0,002	0,452**	0,569**	0,697**
	Sig. (2-tailed)	0,124	0,006	0,018	0,018	0,004	<0,001	0,986	<0,001	<0,001	<0,001
	N	81	81	81	81	81	81	81	81	81	81

8.3 Креирање регресионог модела за степен искоришћења у појединим степенима преноса

Поред корелације, регресија представља веома значајну статистичку меру за одређивање утицаја фактора на параметар. Њена суштина није само у утврђивању тог утицаја, већ и у генерисању предикционог модела параметра. Овај метод омогућава креирање математичке функције која најбоље апроксимира експерименталне податке и омогућава предвиђање вредности зависне променљиве (нпр. степена искоришћења) на основу познатих вредности независних фактора.

На основу експерименталних података из докторске дисертације, за генерисање једначина и предвиђање степена искоришћења коришћен је софтверски пакет *Minitab 19*. Применом овог софтвера, генерисано је више различитих регресионих модела за сваки степен преноса. Овај приступ омогућава већи избор модела и прецизније добијене резултате приликом даље примене једначина.

Регресионе једначине добијају следећи облик у зависности од степена преноса:

$$\eta = 0{,}000168 \cdot A - 0{,}511 \cdot B + 4{,}884 \cdot C + 0{,}001547 \cdot D - 0{,}00286 \cdot E + F \qquad (8.1)$$

где су:

A – улазни број обртаја n_1 (min^{-1}),
B – обртни момент на улазу T_1 (Nm),
C – јачина струје I (A),
D – снага на улазу P_1 (W),
E – ниво уља (минимални – 1, средњи – 2 и максимални – 3) и
F – фактор који зависи од степена преноса.

Вредност фактора F се мења и директно је везана за степен преноса. У табели 8.14 су приказане вредности фактора F и квалитет нелинеарног регресионог модела (изражен коефицијентом детерминације R^2) у зависности од степена преноса (први, други, трећи и четврти).

Табела 8.14 *Вредности фактора F и коефицијента детерминације R^2 за прва четири степена преноса*

Степен преноса	Први	Други	Трећи	Четврти
Фактор F	0,338	0,618	0,648	0,776
Коефицијент R^2	0,980	0,977	0,963	0,954

У табели 8.15 приказане су вредности степена искоришћења добијене експериментално и на основу модела предвиђања у првом степену преноса.

Табела 8.15 *Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у првом степену преноса*

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	I, A	P_1, W	Ниво уља	η	Предвиђање	Грешка, %
500	0,86	0,07	45,02949	1	0,221705	0,223221	0,683806
750	0,87	0,09	68,32964	1	0,325011	0,309836	4,669145
900	0,90	0,125	84,82300	1	0,468423	0,465761	0,568174
500	0,88	0,07	46,07669	2	0,214922	0,211761	1,470785
750	1,12	0,15	87,96459	2	0,511323	0,502641	1,697992
900	1,05	0,15	98,96016	2	0,532254	0,530221	0,381918
500	1,17	0,15	61,26105	3	0,494718	0,474921	4,001618
750	1,165	0,15	91,49888	3	0,496257	0,482254	2,821808
900	1,20	0,175	113,09733	3	0,582686	0,594682	2,058682

Вредности степена искоришћења добијене експериментално и на основу модела предвиђања за други степен преноса су дате у табели 8.16.

Табела 8.16 *Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у другом степену преноса*

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	I, A	P_1, W	Ниво уља	η	Предвиђање	Грешка, %
500	1,10	0,09	57,59586	1	0,504366	0,497701	1,321576
750	1,10	0,09	86,39379	1	0,512648	0,500251	2,418122
900	1,08	0,09	101,78760	1	0,513706	0,509085	0,899488
500	1,10	0,09	57,59586	2	0,473522	0,494841	4,502225
750	1,08	0,09	41,15599	2	0,485199	0,505181	4,118445
900	1,08	0,09	101,78760	2	0,490726	0,506225	3,158450
500	1,16	0,09	60,73745	3	0,472862	0,466181	1,412199
750	1,125	0,09	88,35729	3	0,482825	0,484794	0,407771
900	1,17	0,10	110,26990	3	0,553132	0,519338	6,109740

У табели 8.17 су приказане експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у трећем степену преноса.

Табела 8.17 *Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у трећем степену преноса*

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	I, A	P_1, W	Ниво уља	η	Предвиђање	Грешка, %
500	1,15	0,09	60,21385	1	0,514358	0,506201	1,585905
750	1,11	0,09	87,17919	1	0,532892	0,526356	1,226565
900	1,11	0,09	104,61503	1	0,548453	0,528129	3,705615
500	1,18	0,09	61,78465	2	0,501281	0,490441	2,162520
750	1,15	0,09	90,32078	2	0,511292	0,507916	0,660198
900	1,15	0,09	108,38494	2	0,520181	0,510662	1,829941
500	1,20	0,09	62,83185	3	0,495570	0,478981	3,347543
750	1,20	0,05	94,24777	3	0,276720	0,290221	4,879119
900	1,20	0,09	0,495569	3	0,495569	0,489542	1,216212

Вредности степена искоришћења добијене експериментално и на основу модела предвиђања за четврти степен преноса су дате у табели 8.18.

Табела 8.18 *Експерименталне и предвиђене вредности степена искоришћења у четвртом степену преноса*

n_1, min^{-1}	T_1, Nm	I, A	P_1, W	Ниво уља	η	Предвиђање	Грешка, %
500	1,20	0,07	62,83185	1	0,499018	0,515021	3,206862
750	1,20	0,07	94,24777	1	0,494884	0,521621	5,402810
900	1,20	0,07	113,09733	1	0,563193	0,525582	6,678184
500	1,20	0,07	62,83185	2	0,482481	0,512161	6,151602
750	1,20	0,07	94,24777	2	0,486615	0,518761	6,606118
900	1,20	0,07	113,09733	2	0,554465	0,522722	5,724970
500	1,20	0,07	62,83185	3	0,478760	0,509301	6,379238
750	1,24	0,07	97,38937	3	0,482921	0,500321	3,603212
900	1,24	0,05	116,86724	3	0,396988	0,407574	2,666458

На основу приказане анализе може се закључити да су предложени нелинеарни регресиони модели поуздани за одређивање степена искоришћења у сва четири степена преноса.

Анализа регресионих модела показала је да су добијене високе вредности коефицијента детерминације (R^2) за сва четири степена преноса. Закључује се да су предложени нелинеарни регресиони модели високо поуздани и адекватни за прецизно одређивање степена искоришћења.

9. ЗАКЉУЧАК

Планетарни преносници представљају незаобилазну компоненту савремених аутоматских мењача, омогућавајући аутомобилској индустрији да задовољи све строже захтеве за еколошку и енергетску ефикасност. Њихова компактна конструкција и висока густина снаге чине их идеалним за смањење укупне масе и габарита возила. Омогућавајући широк опсег преносних односа, пружају инжењерима велику слободу у пројектовању, док равномерна расподела оптерећења значајно доприноси поузданости и издржљивости система.

Иако је степен искоришћења висок, губици од трења и хидрауличких отпора су неизбежни. Стална истраживања фокусирана су на оптимизацију подмазивања и избор материјала како би се ови губици минимизирали. Како је тачна процена степена искоришћења кључна, теоријске методе се често допуњују експерименталним тестирањима која обезбеђују најпоузданије податке за даље усавршавање. Улога планетарних преносника превазилази само пренос снаге; они су темељ за развој ефикасних и поузданих возила будућности.

Развој аналитичког модела за прорачун губитака снаге у вишестепеним планетарним преносницима обухватио је детаљну анализу свих кључних извора губитака. Модел прецизно разматра губитке на зупчастим паровима, као и оне у котрљајним и клизним лежајима и на заптивачима вратила. Као практичан резултат овог истраживања, креиран је специјализовани софтверски алат који омогућава брз и прецизан прорачун укупних губитака, чиме се значајно доприноси оптимизацији и развоју ефикаснијих система преноса снаге. Експериментална валидација софтверског модела показала је изузетно подударање, са максималним одступањем од 6,19% између прорачунатог и експериментално добијеног степена искоришћења. Овај низак ниво грешке не само да у потпуности задовољава инжењерске стандарде, већ и чврсто потврђује адекватност, тачност и поузданост аналитичких основа уграђених у програм.

Корелациона анализа спроведена у дисертацији јасно је демонстрирала да различити степени преноса значајно утичу на кључне радне параметре, укључујући степен искоришћења преносника, температуру, буку и вибрације. Истовремено, анализа предложених нелинеарних регресионих модела показала је изузетну адекватност. Високе вредности коефицијента детерминације (R^2) добијене за сва четири степена преноса чврсто потврђују да су ови модели високо поуздани и прецизни за одређивање степена искоришћења у свим режимима рада. Развијене математичке функције представљају прецизну апроксимацију експерименталних података и служе као поуздан алат за предиктивну анализу степена искоришћења.

Експериментална испитивања, спроведена на вишестепеном планетарном преноснику коришћењем уређаја AT 200, била су усмерена на детаљну анализу карактеристика система. Утврђиван је степен искоришћења под различитим режимима рада, као и утицај промене температуре на ниво буке и вибрација. Анализирани су кључни параметри као што су степен преноса, број обртаја, ниво уља и оптерећење, чиме је добијен прецизан увид у понашање преносника под разним условима, потврђујући важност експерименталног приступа у оцени поузданости конструкције.

На основу спроведеног истраживања, развијеног аналитичког модела, корелационе анализе, извршених мерења и детаљно анализираних експерименталних резултата проистекли су следећи закључци:

- Највећи степен искоришћења преносника се постиже у највишем степену преноса, што одговара најмањој вредности преносног односа.
- Повећањем нивоа уља долази до пораста хидродинамичких губитака и смањује се степен искоришћења преносника. Ово је евидентно у свим анализираним случајевима, при улазним бројевима обртаја од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, где је у сва четири степена преноса степен искоришћења увек већи при минималном нивоу уља у односу на максимални. Разлике у степену искоришћења су значајне и крећу се од 0,8% до 10,3% у зависности од степена преноса и броја обртаја.
- У првом степену преноса, степен искоришћења преносника се повећава са порастом броја обртаја на улазу за сва три испитивана нивоа уља.
- У другом степену преноса, повећањем нивоа уља, хидродинамички губици постају значајнији, што узрокује да губици због трења брже доминирају у односу на ефекат повећања броја обртаја. То резултира ранијом стабилизацијом степена искоришћења при нижим излазним обртним моментима. При минималном нивоу уља стабилизација се дешава на T_5=1,9 Nm, при средњем нивоу уља на T_5=1,7 Nm и при максималном нивоу уља при T_5=1,6 Nm.
- У трећем степену преноса тачка стабилизације степена искоришћења се помера на још ниже вредности излазног обртног момента. За минимални ниво уља је то вредност од T_5=1,4 Nm, а за средњи и максимални ниво уља T_5=1,2 Nm. Иако се ефикасност преносника стабилизује, утицај броја обртаја остаје значајан. После стабилизације, степен искоришћења је и даље највећи при највећем броју обртаја, што указује да губици због трења постају доминантнији, али не поништавају у потпуности позитиван утицај већег броја обртаја.
- У четвртом степену преноса, утицај броја обртаја на степен искоришћења је доминантан за сва три нивоа уља.
- У свим случајевима у првом степену преноса за испитиване вредности улазних бројева обртаја од 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1}, при минималном нивоу уља добијају се већи степени искоришћења у односу на средњи и максимални ниво. Разлика у степену искоришћења између минималног и максималног нивоа уља варира са бројем обртаја и оптерећењем: при 500 min^{-1} највећи пораст је 8,82% за T_5=2,1 Nm; при 750 min^{-1} највећи пораст је 11,76% при T_5=2 Nm; при 900 min^{-1} највећи пораст је 13,46% при T_5=3,6 Nm и при 1000 min^{-1} највећи пораст је 6,45% при T_5=4,3 Nm. За 1000 min^{-1}, пораст степена искоришћења се смањује, што значи да утицај хидродинамичких губитака није линеаран и да може бити мањи при одређеним оптерећењима и вишим бројевима обртаја.
- У анализираним случајевима, при улазним бројевима обртаја од 500 min^{-1}, 750 min^{-1}, 900 min^{-1} и 1000 min^{-1}, у другом степену преноса се наставља доследан тренд. Највећи пораст степена искоришћења при минималном у односу на максимални ниво уља варира: 8,8 % при 500 min^{-1} и при T_5=1,25 Nm; 5,63% при 750 min^{-1} и при T_5=2,75 Nm; 7,3% при 900 min^{-1} и при T_5=1,6 Nm и 8,7% при 1000 min^{-1} и при T_5=1,7 Nm.
- За спроведену анализу при улазним бројевима обртаја од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, у трећем степену преноса се наставља исти тренд да ефекат нивоа уља

није статичан, већ зависи од броја обртаја и оптерећења. Највећи пораст степена искоришћења при 500 min^{-1} је 9,2% при T_5=1,2 Nm, при 750 min^{-1} је 9,8% при T_5=1,7 Nm и при 900 min^{-1} је 8% при T_5=1,7 Nm.

- На основу извршеног испитивања у четвртом степену преноса ниво уља има мањи утицај на степен искоришћења у поређењу са другим степенима преноса. При 500 min^{-1} промена степена искоришћења између различитих нивоа уља је незнатна. Повећењем броја обртаја на 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, највећи пораст степена искоришћења износи 4% у оба случаја.
- При минималном нивоу уља, за испитиване улазне бројеве обртаја 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1}, се може закључити да у четвртом степену преноса долази до највећег пораста температуре, док је у осталим степенима преноса (првом, другом и трећем), пораст температуре знатно мањи и сличан један другом. Ово објашњава да губици који се претварају у топлоту нису само функција нивоа уља и броја обртаја, већ и специфичне конфигурације зупчаника и оптерећења унутар сваког степена преноса.
- При средњем нивоу уља, при свим испитиваним улазним бројевима обртаја, се константно понавља тренд да у четвртом степену преноса долази до највећег пораста температуре, док је најнижи пораст температуре забележен у првом степену преноса.
- При максималном нивоу уља се, на основу испитивања, може закључити да у четвртом степену преноса долази до највећег пораста температуре, док је најмањи пораст температуре забележен у другом степену преноса при улазним бројевима обртаја 500 min^{-1} и 750 min^{-1} и у првом степену преноса при 900 min^{-1}.
- У зависности од степена преноса, ниво уља има нелинеаран утицај на пораст температуре у преноснику. При 500 min^{-1}, у првом и трећем степену преноса, се највећи пораст температуре дешава при максималном нивоу уља. При истом броју обртаја, у другом степену преноса, се највећи пораст температуре неочекивано јавља при средњем нивоу уља, што указује на сложеност механизма губитака снаге. У четвртом степену преноса, највећи пораст температуре се смењује између средњег и максималног нивоа уља, што додатно потврђује нелинеарну везу између нивоа уља и термичких перформанси.
- При 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у првом, другом и трећем степену преноса се јавља највећи пораст температуре при максималном нивоу уља. У четвртом степену преноса, највећи пораст температуре се смењује између средњег и максималног нивоа уља. Иако ова појава указује на сложенији однос, ипак потврђује да веће количине уља утичу на термичке карактеристике преносника.
- Ниво буке варира у зависности од степена преноса, нивоа уља, броја обртаја и температуре. Највећи ниво буке често, али не увек, долази из четвртог, а најмањи из другог степена преноса. Овај пораст буке је често повезан са повећањем температуре. При средњем и максималном нивоу уља, први степен може имати највиши ниво буке у почетним фазама рада, али га четврти степен преноса често надмашује касније са повећањем температуре. Ово указује на комплексну везу између механичких и хидродинамичких губитака, који заједно доприносе укупној буци и загревању преносника.
- За сва три нивоа уља и при улазним бројевима обртаја 500 min^{-1} и 750 min^{-1}, највећи ниво вибрација је забележен у четвртом степену преноса, док је најмањи ниво вибрација константно у другом степену преноса. Једини изузетак од овог правила се јавља при максималном нивоу уља и улазном броју обртаја од 900 min^{-1}, где се највиши ниво вибрација премешта у први степен преноса.

- Ниво вибрација расте са повећањем температуре. Занимљиво је да се са повећањем нивоа уља, са минималног на максимални, примећује смањење нивоа вибрација при 500 min^{-1}. Ово указује на то да већа количина уља може помоћи у амортизацији вибрација, иако истовремено повећава температуру и губитке.

9.1 Научни допринос дисертације

Овим истраживањем и израдом докторске дисертације, аутор је дао значајан допринос у неколико кључних области:

- Извршен је прорачун и израда комплетне техничке документације на основу које је извршена израда вишестепеног планетарног преносника са пет степени преноса и једним степеном за ход уназад. Поред развоја Равињоновог планетарног преносника, било је неопходно и израдити оригинално конструкционо решење за компоненте неопходне за промену степена преноса и заустављање појединих елемената планетарног преносника.
- Да би се верификовала ефикасност новопројектованог планетарног преносника, спроведено је експериментално одређивање степена искоришћења. Експерименти су омогућили прецизно одређивање степена искоришћења и анализу кључних фактора као што су степен преноса, број обртаја, ниво уља у преноснику, оптерећења и вредности сила кочења.
- Експерименталном анализом је показано да се максимални степен искоришћења преносника постиже у највишем степену преноса, што је у директној корелацији са најмањом вредношћу преносног односа. Ово откриће представља кључни налаз истраживања, јер дефинише оптималне радне услове за постизање највеће ефикасности преносника.
- Анализом је недвосмислено утврђено да повећање нивоа уља директно доводи до пораста хидродинамичких губитака, што резултира смањењем степена искоришћења.
- Потврђено је да пораст температуре смањује вискозност уља, што директно доводи до повећања нивоа вибрација.

9.2 Анализа постављених хипотеза

Анализом резултата истраживања представљених у овој дисертацији, а у контексту постојећих студија о губицима снаге и степену искоришћења планетарних преносника, доносе се следећи закључци у вези са постављеним хипотезама:

Спровођењем експерименталног истраживања могуће је одредити најважније утицајне факторе на губитке снаге и степен искоришћења, као и на промену температуре, интензитета буке и нивоа вибрација у вишестепеном планетарном преноснику.

На основу софтверске анализе, експерименталних резултата и статистичке обраде података идентификовани су и анализирани најважнији фактори који утичу на степен искоришћења вишестепеног планетарног преносника. Утврђен је значајан утицај степена преноса, преносног односа, улазног броја обртаја, нивоа уља и дефинисаних вредности

сила кочења, односно обртног момента. Сви добијени резултати потврђују почетну хипотезу.

Постоји узајамна зависност између губитака снаге, тј. степена искоришћења од степена преноса планетарног преносника, односно преносног односа.

Спроведена мерења и детаљна истраживања показала су да је степен искоришћења преносника максималан у највишем испитиваном степену преноса, што одговара најмањој вредности преносног односа. Тиме је постављена хипотеза потврђена.

Постоји узајамна зависност између губитака снаге, односно степена искоришћења од нивоа уља, при истом броју обртаја у вишестепеном планетарном преноснику.

Експериментална истраживања су потврдила да постоји узајамна зависност између нивоа уља и степена искоришћења вишестепеног планетарног преносника. Показано је да повећање нивоа уља доводи до раста хидродинамичких губитака и смањења степена искоришћења. Овај тренд је константан у свим анализираним случајевима, при улазним бројевима обртаја од 500 min^{-1}, 750 min^{-1} и 900 min^{-1} у сва четири степена преноса, где је степен искоришћења увек виши при минималном нивоу уља у односу на максимални. Тиме је постављена хипотеза у потпуности потврђена.

Утицај промене радне температуре на ниво вибрација и буке у вишестепеном планетарном преноснику је доминантан.

Детаљном анализом добијених експерименталних резултата, недвосмислено је доказано да постоји директна веза између повећања температуре и пораста нивоа буке и вибрација. Ово је посебно евидентно у четвртом степену преноса, где је највећи пораст температуре праћен највишим вредностима буке и вибрација. Иако су и други фактори, попут нивоа уља и броја обртаја, важни, њихов утицај на динамичко понашање преносника често се манифестује управо кроз промене температуре. Ови налази потврђују да температура игра доминантну улогу као кључни фактор који утиче на динамичко понашање вишестепеног планетарног преносника, чиме је постављена хипотеза у потпуности доказана.

9.3 Правци даљих истраживања

Постигнути циљеви у овој дисертацији, развој и израда вишестепеног планетарног преносника са уређајем за промену степена преноса и контролисано заустављање појединих елемената преносника, као и успостављање модела за предвиђање губитака снаге и степена искоришћења отварају нове могућности за будућа истраживања.

Правци даљих истраживања могли би обухватити следеће:

- Оптимизацију карактеристика планетарних преносника са циљем смањења губитака снаге. То се може постићи употребом квалитетније завршне обраде зупчаника и клизних чаура.

- Побољшање мерне опреме, коришћењем електомотора веће снаге, што би омогућило прецизније мерење у ширем опсегу оптерећења.
- Верификацију и проширење развијеног модела на друге конфигурације планетарних преносника, ради утврђивања његове универзалности и поузданости у ширем спектру примена.
- Коришћење постојећих резултата за развој алгоритама за оптимизацију, у циљу пројектовања преносника са максималним степеном искоришћења и минималним губицима.
- Спровођење анализе степена искоришћења планетарних преносника при употреби уља веће вискозности.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Hildebrand L., Liu H., Paschold C., Lohner T., Stahl K.: *Classification of numerical, experimental, and analytical approaches for gearbox oil flow and no-load gear power loss,* Engineering Science and Technology, an Internacional Journal, Vol. 53, pp. 1-16, 2024, https://doi.org/10.1016/j.jestch.2024.101661

[2] Concli F., Gorla C.: *A new methodology for the prediction of the no-load losses of gears: CFD and experimental investigation of the efficiency of a planetary gearbox,* Conference: international conference on gears, Vol. 2, 2013,

[3] Zhu X., Dai Y.: *Development of an analytical model to predict the churning power losses of an orthogonal face gear,* Engineering Science and Technology, an International Journal, Vol. 41, pp. 1-9, 2023, https://doi.org/10.1016/j.jestch.2023.101383

[4] Mastrone M. N., Hildebrand L., Paschold C., Lohner T., Stahl K. Concli F.: *Numerical and Experimental Analysis of the Oil Flow in a Planetary Gearbox,* MDPI Applied Sciences Vol. 13, pp. 1-18, 2023, https://doi.org/10.3390/app13021014

[5] Stavytskyi V., Bashta O., Nosko P., Tsybrii Y.: *Determination of hydrodynamic power losses in a gearing*, Acta Mechanica at Automatica Vol. 16, No. 1 pp. 1-7, 2022, DOI: 10.2478/ama-2022-0001

[6] Tamada S., Chandra M., Patra P., Mandol S., Bhattacharjee D., Dan P. K.: *Modeling for Design Simplification and Power-Flow Efficiency Improvement in an Automotive Planetary Gearbox: A Case Example*, FME Transactions, Vol. 48, pp. 707-715, 2020, DOI: 10.5937/fme2003707T

[7] Ali Hussen H., Lauibi Esmail E., Ali Hussen R.: *Power Flow Simulation for Two-Degree-of-Freedom Planetary Gear Transmissions with Experimental Validation*, Hindawi Modelling and Simulation in Engineering, Volume 2020, Article ID 8837605, pp. 1-14, 2020, https://doi.org/10.1155/2020/8837605

[8] Duan Q. H., Yang S. R.: *A study on power flow and meshing efficiency of 3K type epicyclic gear train*, Mechanical Science and Technology, Vol. 21, No. 3, pp. 360–362, 2002,

[9] Hsieh L. C., Chen T. H.: *The design and efficiency analysis of Planetary gear reducer*, Journal of Advanced Materials Research, Vol. 317-319, pp. 2226–2229, 2011, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.317-319.2226

[10] Esmail E. L.: *Hybrid transmission for mobile robot*, Journal of Mechanical Design, Vol. 134, No. 2, article 021001, 2012, https://doi.org/10.1115/1.4005590

[11] Hsieh L. C., Chen T. H.: *On the meshing efficiency of 3K-type Planetary simple gear reducer*, Journal of Advanced Science Letters, Vol. 12, No. 1, pp. 34–39, 2012, DOI: 10.1166/193666112800850446

[12] Hsieh L. C., Tang H. C.: *On the meshing efficiency of 2K-2H type Planetary gear reducer*, Advances in Mechanical Engineering, Vol. 5, Article ID 686187, 2015, DOI: 10.1155/2013/686187

[13] Esmail E. L.: *Meshing efficiency analysis of two degree-of-freedom epicyclic gear trains*, Journal of Mechanical Design, Vol. 138, No. 8, 2016, https://doi.org/10.1115/1.4033693

[14] Esmail E. L., Pennestrì E., Juber A. H., *Power losses in two-degrees-of-freedom planetary gear trains: a critical analysis of Radzimovsky's formulas*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 128, No. 2, pp. 191–204, 2018, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.015

[15] Yu D., Beachley N.: *On the mechanical efficiency of differential gearing*, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, No. 1, pp. 61–67, 1985, ISSN 2161-9573

[16] Chen C., Liang T. T.: *Theoretic study of efficiency of two-dofs of epicyclic gear transmission via virtual power*, Journal of Mechanical Design, Vol. 133, No. 3, article 031007, 2011, https://doi.org/10.1115/1.4003568
[17] Chen C.: *Power analysis of epicyclic transmissions based on constraints*, Journal of Mechanisms and Robotics, Vol. 4, No. 4, article 041004, 2012, DOI: 10.1115/1.4007308
[18] Boni J. P., Neurouth A., Changenet C., Ville F.: *Experimental investigations on churning power losses generated in a planetary gear set*, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol. 11, No. 6, pp. 1-12, 2017, DOI: 10.1299/jamdsm.2017jamdsm0079
[19] Clavac B., Korka Z.: *Efficiency Investigation on a Helical Gear Transmission*, Analele Universitatii „Eftimie Murgu“, Vol. 24, No. 1, pp. 55-66, 2017, ISSN 1453-7397
[20] Concli F., Coenen J.: *Low-loss gears for precision planetary gearboxes: Influence of the gear design on the meshing and the churning power losses*, International Conference on Gears, 2015, DOI: 10.13140/RG.2.1.1431.4725
[21] Höhn B. R., Michaelis K. Hinterstoißer M.: *Optimization of gearbox efficiency*, GOMABN, 48, 4, pp. 441-480, 2009, ISSN 0350-350X
[22] Pennestrì E., Valentini P. P.: *A Review of Formulas for the Mechanical Efficiency Analysis of Two Degrees-of-Freedom Epicyclic Gear Trains*, Journal of Mechanical Design, Vol. 125, pp. 602-608, 2003, DOI: 10.1115/1.1587157
[23] Radzimovsky E. I.: *How to Find Efficiency, Speed and Power in Planetary Gear Drives*, Machine Design, June 11, pp. 144-153, 1959
[24] Merrit H. E.: *Gears*, Sir I. Pitman & Sons, London, 1947,
[25] Macmillan R. H., *Epicyclic Gear Efficiencies*, The Engineer, Dec. 23, pp. 727-728, 1949
[26] Strauch, H.: *Theorie und Praxis der Planetengetriebe*, Krauskopf-Verlag, 1970,
[27] Maggiore A.: *The Efficiency of Epicyclic Two d.o.f. Gear Trains*, Atti I Congresso Nazionale di Meccanica Teorica ed Applicata, Vol. III, pp. 65-85, Udine, 1971,
[28] Monastero R.: *The Efficiency of Series Connected Epicyclic Gear Trains*, Rivista Associazione Tecnica dell'Automobile ATA, Italy, Torino, Luglio-Agosto 1976,
[29] Lucas G. G.: *Road Vehicle Performance*, Gordon and Breach Science Publishers, Transportation Studies, Vol. 7, pp. 166-172, 1986,
[30] Henriot G.: *Traite ´ The ´ orique et Pratique Des Engranages*, 6th ed., Bordas, pp. 609-612, Paris 1979,
[31] Hsieh, H. L., and Tsai, L. W.: *The Selection of a Most Efficient Clutching Sequence Associated with Automatic Transmissions*, ASME J. Mech. Des. 120, pp. 514-519, 1998
[32] Jianying L., Qingchun H.: *Power Analysis and Efficiency Calculation of the Complex and Closed Planetary Gears Transmission,* Energy Procedia, Vol. 100, pp. 423-433, 2016, DOI: 10.1016/j.egypro.2016.10.197
[33] Pennestrì E., Mariti L., Valentini P. P., Mucino V. H.: *Efficiency evaluation of gearboxes for parallel hybrid vehicles*, Theory and application Mechanism and Machine Theory, Vol. 49, pp. 157-176, 2012, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.10.012
[34] Del Pio G., Pennestrì E., Valentini P. P.: *Kinematic and power-flow analysis of bevel gears planetary gear trains with gyroscopic complexity,* Mechanism and Machine Theory, Vol. 70, pp. 523-537, 2013, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.08.016
[35] Del Castillo J. M.: *The analytical expression of the efficiency of planetary gear trains*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 37, pp. 197-214, 2002, DOI: 10.1016/S0094-114X(01)00077-5
[36] Salgado D.R., Del Castillo J. M.: *Selection and design of planetary gear trains based on power flow maps*, Journal of Mechanical Design, Vol. 127, No. 1, pp. 120-134, 2005, https://doi.org/10.1115/1.1828458

[37] Salgado D.R., Del Castillo J. M.: *Analysis of the transmission ratio and efficiency ranges of the four-, five-, and six-link planetary gear trains*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 73, pp. 218-243, 2014, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.11.001
[38] Kurth F.: *Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound PlanetaryGear Transmissions*, TU München 2012,
[39] Niemann G., Winter H.: *Maschinenelemente, Band 2,* Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe; Vol. 2; Berlin: Springer-Verlag (2003)
[40] Michaelis K., Höhn B. R., Hinterstoißer M.: *Influence factors on gearbox power loss*, Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 63 Iss 1, pp. 46 – 55, 2011, https://doi.org/10.1108/00368791111101830
[41] Wang Y., Yang W, Tang X., Lin X., He Z.: *Power Flow and Efficiency Analysis of High-Speed Heavy Load Herringbone Planetary Transmission Using a Hypergraph-Based Method*, Applied Scientes 2020, 10, 5849, 2020, https://doi.org/10.3390/app10175849
[42] McDonald K.: *An Experimental Study of Spin Power Losses of a High-Speed Gearbox*, Undergraduate Program in Mechanical Engineering, The Ohio State University, 2018, http://rave.ohiolink.edu/etdc/view?acc_num=osu1523371969014841
[43] Talbot D., Kahraman A.: *A Methodology to Predict Power Losses of Planetary Gear Sets*, Int. Gear Conf. 2014 26th–28th August 2014, Lyon, pp. 625–635, 2014, DOI: 10.1533/9781782421955.625
[44] Talbot D., Kahraman A., Singh A.: *An Experimental Investigation of the Efficiency of Planetary Gear Sets*, J. Mech. Des., Vol. 134, No. 2, p. 21003, 2012, https://doi.org/10.1115/1.4005599
[45] Del Castillo J. M.: *Symbolic computation of planetary gear train efficiency,* European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering ECCOMAS 2000, Barselona, 2000,
[46] Massot M. P.: *Influence du Frottement sur le fonctionnement des Trains Epicycloideaux,* Societ´ e des Ingenieuers Civils de France, pp. 576-593, 1936,
[47] Razimovsky E. I.: *A Simplified Approach for Determining Power Losses and Efficiencies of Planetary Gear Drives*, Machine Design, Vol. 9, pp. 101-110, 1956,
[48] Razimovsky E. I.: *How to Find Efficiency, Speed and Power Losses in Planetary Gear Drives*, Machine Design, Vol. 11, pp. 144-153, 1959,
[49] Tuplin W. A.: *Designing Compound Epicyclic Gear Trains for Maximum Speed at High Velocity Ratios*, Machine Design, Vol. 4, pp. 100-104, 1957,
[50] Glover J. H.: *Efficiency and speed-ratio formulas for Planetary gear systems*, Product Engineering, Vol. 27, pp. 72-79, 1965,
[51] Jensen P. W.: *Kinematic Space Requirement and Efficiency of Coupled Planetary Gear Trains*, ASME Paper Vol. 68-MECH-45, 1969,
[52] Sanger D. J.: *The Determination of Power Flow in multiple Path transmission Systems*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 7, pp. 103-109, 1972,
[53] Shen Y., Rinderknecht S., Hoppert M.: *General Modeling Method of Power Losses in Transmission with Parameter Identification*, Power Transmission Engineering, October 2019,
[54] Sedlmair M.; Geiger J., Stemplinger J. P. Stahl K.: *Efficiency Potential of a Manual Transmission: Simulation of Optimization Measures in Gears and Lubricants*, 15th Intern. VDI-Congress Drivetrain for Vehicles, 2015,
[55] ISO BS.: *TR 14179-2: 2001 Gear Thermal capacity, Part 2: Thermal Load Carrying Capacity*, 2001,
[56] Fernandes C., *Gearbox Power Loss, Part III: Application to a Parallel Axis and a Planetary Gearbox*, Tribology International 88 pp. 317–326, 2015, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.03.029

[57] Rosander P.: *Entwicklung eines Wirkungsgrad-modells für Schaltgetriebe*, ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 110.4 pp. 346–357, 2008,
[58] Verbelen F, Defreyne P., Sergeant P., Stockman K.: *Efficiency measurement strategy for a planetary gearbox with 2 degrees of freedom*, Energy Efficiency in Motor Systems , pp. 257-270, 2021, DOI: 10.1007/978-3-030-69799-0_20
[59] Dereyne S., Algoet E., Defreyne P., Stockman K.: *An energy efficiency measurement test bench for gearboxes,* Energy efficiency of Motor Driven Systems, 2013,
[60] Concli F.: *Low-loss gears precision planetary gearboxes: reduction of the load dependent power losses and efficiency estimation through a hybrid analytical-numerical optimization tool*, Forsch Ingenieurwes No. 81 pp. 395–407, 2017, DOI: 10.1007/s10010-017-0242-0
[61] Concli F.: *Thermal and efficiency characterization of a low-backlash planetary gearbox: an integrated numerical-analytical prediction model and its experimental validation,* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology, Vol. 230, No 8, pp. 996–1005, 2016, DOI: 10.1177/1350650115622363
[62] Talbot D., Kahraman A., Singh A.: *An Experimental Investigation of the Efficiency of Planetary Gear Sets*, ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Vol. 8, pp. 523-538, 2011, DOI: 10.1115/DETC2011-47126
[63] Ligata H., Kahraman A., Singh A.: *An Experimental Study of the Influence of Manufacturing Errors on the Planetary Gear Stresses and Planet Load Sharing*, ASME J. Mech. Des., Vol. 130, No. 4, pp. 041701, 2008, DOI: 10.1115/1.2885194
[64] Singh A., Kahraman A., Ligata H.: *Internal Gear Strains and Load Sharing in Planetary Transmissions–Model and Experiments*, J. Mech. Des., Vol. 130, p. 072602, 2008, DOI: 10.1115/1.2890110
[65] Ligata H., Kahraman A., Singh A.: *A Closed-Form Planet Load Sharing Formulation for Planetary Gear Sets Using a Translational Analogy*, ASME J. Mech. Des., Vol. 131, pp. 021007, 2009, https://doi.org/10.1115/1.3042160
[66] Dobratić P.: *Nosivost i stepen iskorišćenja cilindričnih zupčastih parova u uslovima višestruke sprege*, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 2019,
[67] Stanojević M., Tomović R., Ivanović L., Stojanović B.: *Critical analysis of design of Ravigneaux planetary gear trains*, Applied Engineering Letters, Vol. 7, No. 1, pp. 32-44, 2022, ISSN: 2466-4677, https://doi.org/10.18485/aeletters.2022.7.1.5
[68] Magalhaes L., Martins R., Locateli C., Seabra J.: *Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss*; Tribology International Vol. 43 No. 10, pp. 1861-1871, 2010, DOI: 10.1016/j.triboint.2009.10.001
[69] Magalhaes L., Martins R., Locateli C., Seabra J.: *Influence of tooth profile on gear power loss*, Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 63 No. 1, pp. 27-33, 2011, https://doi.org/10.1108/00368791111101812
[70] Pleguezuelos M., Pedrero H. I., Sanchez M. B.: *Analytical Expressions of the Efficiency of Standard and High Contact Ratio Involute Spur Gears*, Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2013, Article ID 142849, 14 pages, 2013, DOI: 10.1155/2013/142849
[71] Dong H., Liu Z.-Y., Ling-ling Duan L.-l., Hu Y.-h.: *Research on the sliding friction associated spur-face gear meshing efficiency based on the loaded tooth contact analysis,* Plos one, 26. June 2018, https://doi.org/10.1371/journal.pone.0198677
[72] Liao Y. G., Hou W. W.: *Experimental and analytical evaluations of planetary gear trains with different multiple-pinion carrier arrangements*, International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing, Vol. 1 No.4, pp. 301-311, 2006, DOI: 10.1504/IJVSMT.2006.009607

[73] Mastrone M. N., Hartano E. A., Chernoray V., Concli F.: *Oil distribution and churning losses of gearboxes: Experimental and numerical analysis,* Tribology International, Vol. 151, No. 2, p.106496, 2020, DOI: 10.1016/j.triboint.2020.106496
[74] Jovanović J., Gajević S., Miladinović S., Ivanović L., Blagojević J., Bukvić M., Stojanović B.: *Optimization of Gear Pairs in the Two Stage Planetary Gearbox Using AHP and TOPSIS Method*, Communications - Scientific letters of the University of Zilina, pp. B65-B74, 2025, DOI: 10.26552/com.C.2025.014
[75] Novaković M., Stojanović B., Milisavljević M., Miladinović S.: *The kinematic analysis of Ravigneaux planetary gear set,* Technical Diagnostic, Vol.15, No.1, p.p. 7-12, 2016, https://www.researchgate.net/publication/311949225
[76] Tanasijević S., Vulić A.: *Mehanički prenosnici – planetarni prenosnici i varijatori,* YU ISBN 86 – 23 -43041 -7, Kragujevac, 2006,
[77] Janković J.: *Calculation and construction of Ravigneaux planetary gearset,* Master's thesis, 2023,
[78] DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von ZylinderSchneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzden Achsen, September, 9/2012,
[79] Živković P., Dašić B., Makragić S.: *Analiza i proračun gubitaka snage kod planetarnih zupčastih prenosnika snage,* IMK 14 Istraživanje i razvoj, Vol. 15, No. 3-4, p.p. 147-152, Kruševac, 2009, UDK/UDC: 621.83.058.1
[80] Niemann G., Winter H.: *Maschinenelemente: Schraubrad, Kegelrad, Schnecken, Ketten, Riemen, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe,* Springer Verlag, Berlin Heidelberg, Germany, Volume 3, Edition 2, 1983,
[81] Kim S.-c., Moon S.-g., Sohn J.-h., Park Y.-j., Choi C.-h, Lee G.-h.: *Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error,* Mechanism and Machine Theory, Vol. 144, 2020, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103634
[82] Miltenović Đ.: *Istraživanje termičke stabilnosti i habanja pužnih prenosnika,* Doktorska disertacija, Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, 2017,
[83] Nikolić V.: *Mašinski elementi*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac, 2004,
[84] Kettler J.: *Planetengetriebe-Sumpftemperatur*, FVA - Forschungs vorhaben Nr. 313, Heft 639, Forschungsbericht, 2002,
[85] Monz A.: *Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten,* Doctoral dissertation, Technische Universität München, 2012,
[86] Skulić A., Milojević S., Marić D., Ivanović L., Krstić B., Radojković M., Stojanović B.: *The Impact of Lubricant Viscosity and Materials on Power Losses and Efficiency of Worm Gearbox,* Tehnički vjesnik, 29(6), 1853-1860, 2022, https://doi.org/10.17559/TV-20220207092015
[87] GUNT, *Experiment Instructions,* AT 200 Apparatus for Determination of Gear Efficiency, 2011,
[88] Stanojević M., Milojević S., Marić D., Stojanović B.: *Influence of Gears and Oil levels Upon Efficiency of Ravigneaux Gearset*, Tehnički vjesnik, 32(6), 2048-2055, 2025, https://doi.org/10.17559/TV-20250311002455
[89] Stanojević M., Stojanović B., Đorđević Z., Žarevac Bošković M.: *Stepen iskorišćenja zupčastih parova,* 24. Naučni stručni skup Sistem kvaliteta uslov za uspešno poslovanje i konkurentnost, pp. 311-321, Kopaonik 18-20. maj 2022, ISBN-978-86-80164-18-2
[90] Cohen J., Cohen P., West G. S., Aiken S. L.: *Applied Multiple Regression/Correlation Analysis for the Behavioral Sciences,* Lawrence Ealbaum Associates, 2003, ISBN 0-8058-2223-2

[91] Pearson's correlation. Доступно на: https://www.statstutor.ac.uk/resources/uploaded/pearsons.pdf, (Приступљено 01.09.2025.)
[92] Correlation, Chapter 6 Statistics for economics. Доступно на: https://ncert.nic.in/textbook/pdf/kest106.pdf, (Приступљено 01.09.2025.)
[93] Rodgers L. J., Nicewander A. W.: *Thirteen Ways to Look at the Correlation Coefficient,* The American Statistician, Vol. 42, No. 1. (Feb. 1988), pp. 59-66, http://links.jstor.org/sici?sici=0003305%28198802%2942%3A1%3C59%3ATWTLAT%3E2.0.CO%3B2-9
[94] Hercog H. M., Francis G., Clarke A.: *Understanding Statistics and Experimental Design,* Chapter, Open Access, First Online: 14 August 2019, pp 95–102, ISBN 978-3-030-03499-3 (eBook), https://doi.org/10.1007/978-3-030-03499-3_8
[95] Navarro J. D., Foxcroft R. D.: *Learning Statistics with jamovi: A Tutorial for Beginners in Statistical Analysis*, Cambridge, UK: Open Book Publishers, 2025, https://doi.org/10.11647/OBP.0333
[96] Schober P., Boer C., Schwarte A. L.: *Correlation Coefficients: Appropriate Use and Interpretation,* Anesthesia & Analgesia, Vol. 126, No: 1, February 2018, DOI: 10.1213/ANE.0000000000002864
[97] Khan N.: *Introduction to Statistical Tests of Significance*, Research & Reviews: Journal of Statistics, 2022, Vol. 10, No. 2, pp. 17-22, DOI (Journal): 10.37591/RRJoST
[98] Mahuli V. A., Mahuli S.: *Significance of statistical significance,* Journal of Applied Dentistry and Oral Sciences, Vol. 2, No. 1, First published online September 1, 2015, https://doi.org/10.4103/2348-2915.169828
[99] Kumar C., Gautam A.: *Correlation, In book: Encyclopedia of Animal Cognition and Behavior,* Springer Nature Switzerland AG 2020, pp. 1-4, DOI: 10.1007/978-3-319-47829-6_214-1
[100] El-Hashasha F. E., Ali Shiekh H. R.: *A Comparison of the Pearson, Spearman Rank and Kendall Tau Correlation Coefficients Using Quantitative Variables,* Asian Journal of Probability and Statistics, October 2022, Vol. 20, No. 3, pp. 36-48, DOI: 10.9734/AJPAS/2022/v20i3425
[101] Xu W., Hou Y., Hung S. Y., Zou Y.: *A comparative analysis of Spearman's rho and Kendall's tau in normal and contaminated normal models,* Signal Processing, January 2013, Vol. 93, No. 1, pp. 261-276, https://doi.org/10.1016/j.sigpro.2012.08.005
[102] El-Hashasha F. E., Ali Shiekh H. R.: *A Comparison of the Pearson, Spearman Rank and Kendall Tau Correlation Coefficients Using Quantitative Variables,* Asian Journal of Probability and Statistics, 2022, Vol. 20, No. 3, pp. 36-48, DOI: 10.9734/AJPAS/2022/v20i3425

ПРИЛОЗИ

Прилог П1. Налепница за избор степена преноса преносника

Прилог П2. Приказ конфигурација свих шест степени преноса

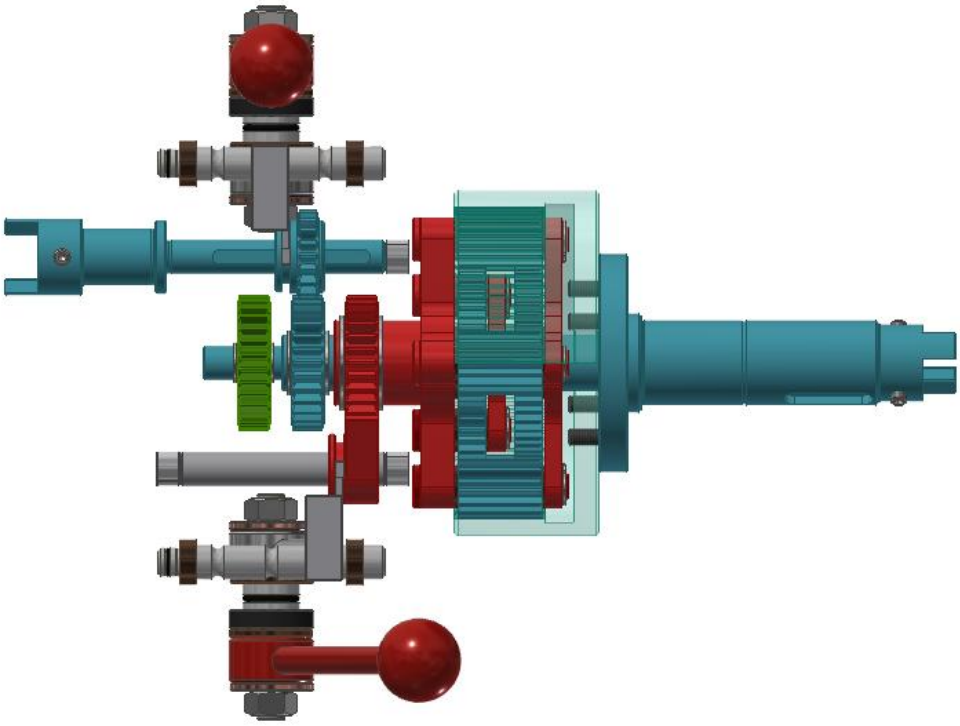
Прилог П3. Мерна опрема за мерење температуре и нивоа буке и вибрација

Прилог П1. Налепница за избор степена преноса преносника

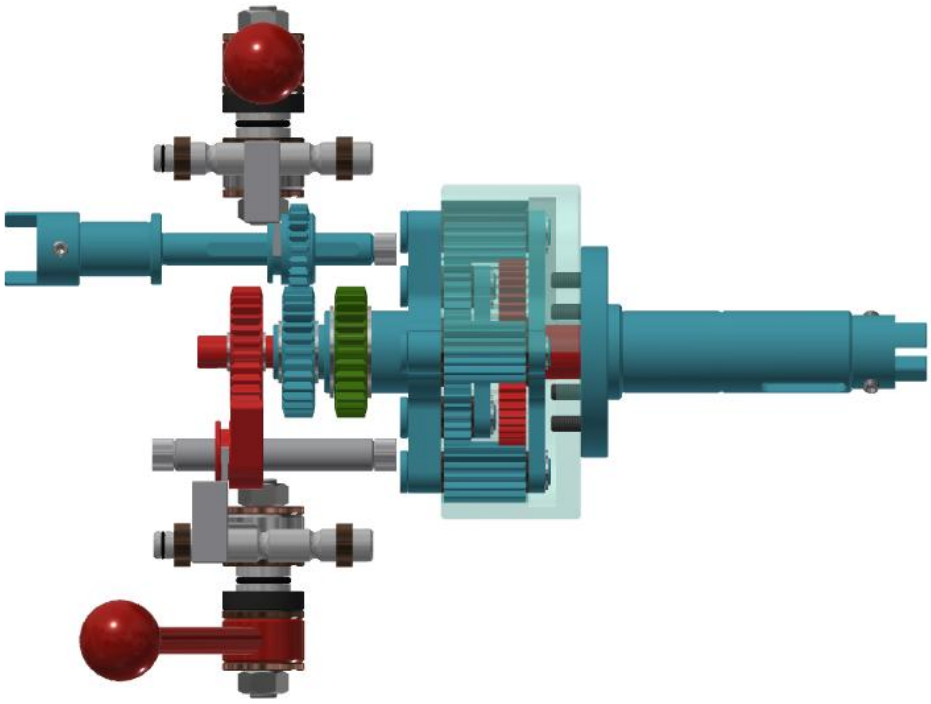
BRZINA	POGON	BLOKIRAN	IZLAZ
1	1	H	5
2	1	4	5
3	4	1	5
4	H	1	5
5	H	4	5
6	4	H	5

Слика П1-1. Шематски приказ за избор степена преноса, погонски елемент, блокирани елемент и излаз

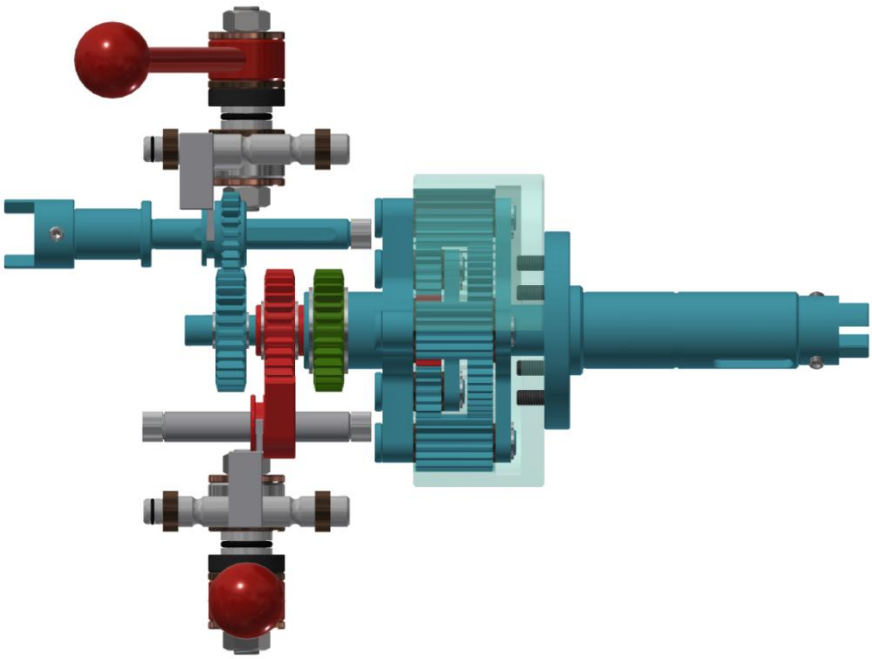
Прилог П2. Приказ конфигурација свих шест степени преноса



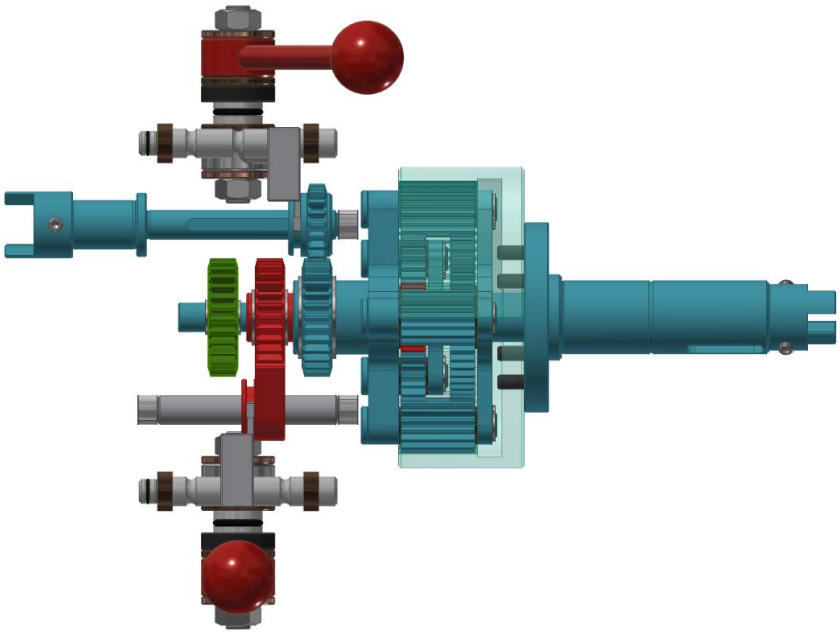
Слика П2-1. Приказ конфигурација првог степена преноса



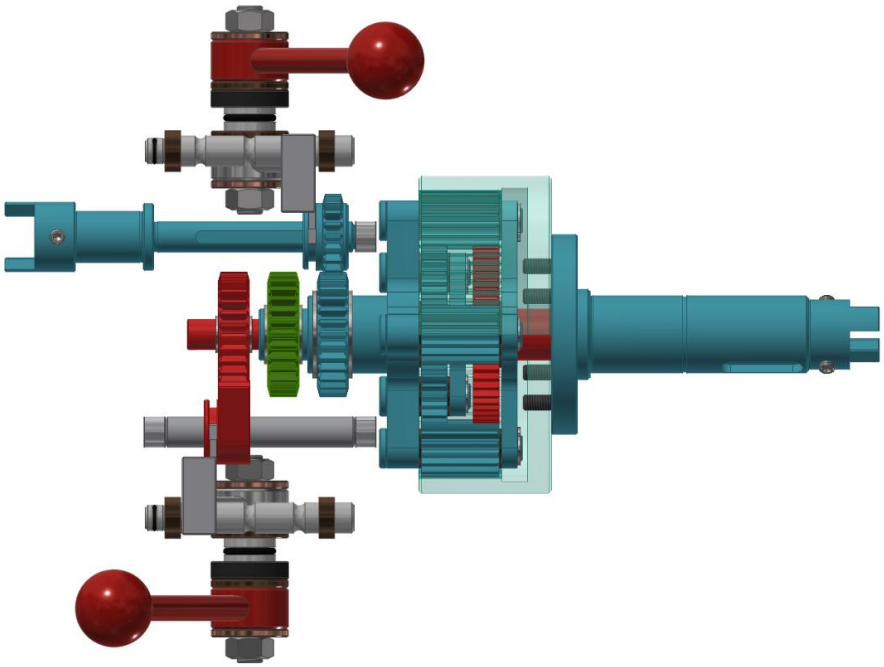
Слика П2-2. Приказ конфигурација другог степена преноса



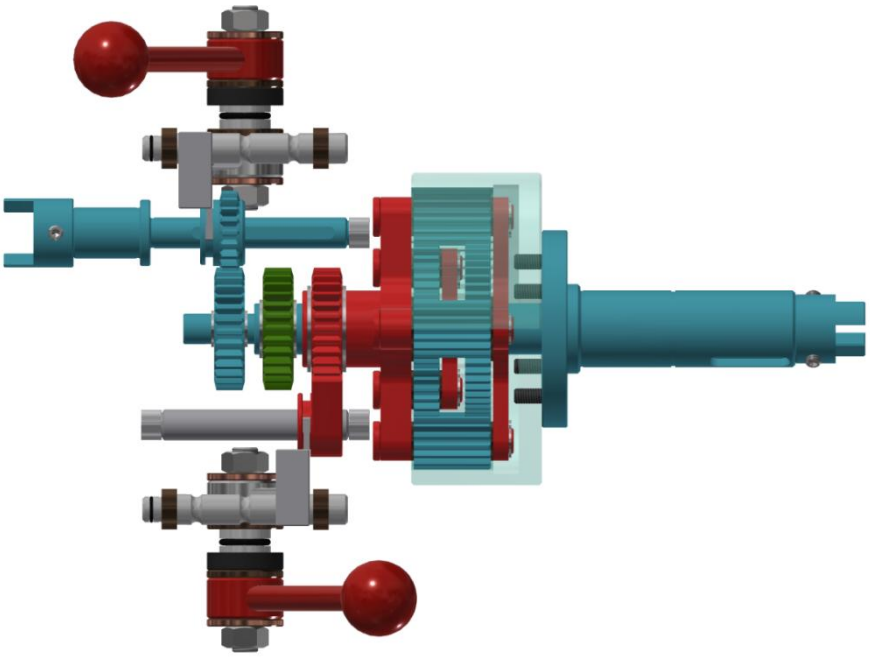
Слика П2-3. Приказ конфигурација трећег степена преноса



Слика П2-4. Приказ конфигурација четвртог степена преноса



Слика П2-5. Приказ конфигурација петог степена преноса



Слика П2-6. Приказ конфигурација шестог степена преноса

Прилог П3. Мерни уређаји за мерење температуре и нивоа буке и вибрација

Прилог П3.1 Мерни уређаји за мерење температуре

Мерење вредности температуре је вршено на истој позицији кућишта преносника помоћу термовизијске камере FLUS IR-895.

Слика П3-1. Термовизијска камера FLUS IR-895

У табели П3.1 су дате њене основне карактеристике.

Табела П.3.1 *Основне карактеристике термовизијске камере FLUS IR-895*

Технички подаци	
Инфрацрвена резолуција слике	160x120, 300000 пиксела
Екран	3,5'' TFT екран у боји
LCD резолуција	320x240
Угао поља	35°x26°
Најкраћа дужина фокуса	0,15 m
Термичка осетљивост	0,07 °C
Температурни мерни опсег	-20 до 450 °C
Тачност	±2%
Брзина кадрова термичких слика	9 Hz
Капацитет складиштења	Уграђени 3G (преко 20000 сачуваних слика)
Формат датотеке	JPG

Табела П.3.1 (наставак)

USB	Type-C
Аутоматско искључење	Може се изабрати: 5 минута / 20 минута / не искључује се аутоматски
Димензије В x Ш x Д	221x96x88 mm
Маса	374 g
Радна температура	0 до 45 °C
Температура складиштења	-20 до 60 °C

За мерење и контролу температуре електромотора и електромагнетне кочнице је коришћен ласерски инфрацрвени термометар BP15 фирме TROTEC.

Слика П3-2. Ласерски инфрацрвени термометар BP15

Технички подаци	
Температурни мерни опсег	-30 до 260 °C
Тачност	±2% од измерене вредности
Приказ мерног опсега	0,1 °C
Радна температура	0 до 50 °C
Време одзива	≤ 1 s
Напајање	9V батерија
Степен емисије	0,95
Величина мерне тачке у односу на удаљеност	8:1
Искључивање	После 8 секунди од искључивања
Димензије В x Ш x Д	135x95x28 mm
Маса	127 g

Прилог П3.2 Мерни уређај за мерење нивоа буке

За мерење нивоа буке коришћен је дигитални мерач нивоа буке BS02 фирме TROTEC помоћу кога се може одредити ниво буке у реалном времену.

Слика П3-3. Дигитални мерач нивоа буке BS06

Технички подаци	
Мерни опсег	30 до 130 dB
Тачност	±3,5 dB
Резолуција мерног опсега	0,1 dB
Радна температура	0 до 40 °C
Време одзива	125 ms
Микрофон	1/2 инч електро кондензаторски микрофон
Напајање	једна алкална 9V батерија
Животни век батерије	5000 до 8000 мерења
Надморска висина	максимално 2000 m
Температура складиштења	-10 до 60 °C
Аутоматско искључивање уређаја	После око 15 минута од некоришћења
Димензије В x Ш x Д	132x56x33 mm
Маса	140 g

Прилог П3.3 Мерни уређај за мерење нивоа вибрација

За мерење нивоа вибрација је употребљаван мерач нивоа вибрација Lutron VB-8216SD са спољном сондом.

Слика П3-4. Мерач вибрација Lutron VB-8216SD са спољном сондом

Технички подаци	
Фреквенцијски опсег инструмента	10 Hz до 1 kHz
Осетљивост	У складу са ISO 2954
Тачност	5%
Резолуција	0,1 mm/s
Подесив интервал снимања	1 до 3600 s
Напајање	6 x 1,5V AA батерије
Искључивање	аутоматско
Димензије монитора	LCD 52x38 mm
Димензије В x Ш x Д	203x76x38 mm
Маса	515 g

БИОГРАФИЈА АУТОРА

Милан Станојевић је рођен 21.11.1970. године у Крагујевцу. Основну школу „Живадинка Дивац“ завршио је у Крагујевцу 1985. године са одличним успехом.

Прву фазу средњег образовања завршио је у Образовно-техничком центру „25. мај“ у Крагујевцу са одличним успехом. Другу фазу средњег образовања је завршио у Машинско-саобраћајној школи „Застава“ у Крагујевцу са одличним успехом.

Дипломирао је на Машинском факултету у Крагујевцу 27.06.1997. године из предмета Машински елементи са темом „Упоредни приказ прорачуна зупчастих преносника применом AGMA и ISO стандарда“ са оценом 10 (десет) и стекао звање дипломираног машинског инжењера. Просечна оцена у току студија је била 8,59.

Последипломске студије, на смеру за Машинске конструкције на Машинском факултету у Крагујевцу, уписао је школске 1997/98. године. Магистарску тезу „Оптимизација геометријско конструкционих параметара зупчастих преносника према расположивом ресурсу“ је одбранио 06.03.2006. године са оценом 10 (десет) и стекао звање магистра техничких наука. Просечна оцена на последипломским студијама је била 9,67.

Докторске академске студије уписао је у октобру 2020. године на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу на студијском програму Машинско инжењерство. Положио је све испите предвиђене наставним планом и програмом са просечном оценом 10 (десет) и тако стекао услов за пријаву теме докторске дисертације.

Професионалну инжењерску каријеру, градио је у следећим компанијама:

- ЗАСТАВА АУТОМОБИЛИ (ИНСТИТУТ ЗА АУТОМОБИЛЕ) од 1999. до 2010.
- FCA SRBIJA D.O.O. од 01.02.2010. до 18.06.2019.

Од 19.06.2019. запослен је на Академији струковних студија Шумадија у одсеку Крагујевац као предавач у области машинско инжењерство.

Аутор је или коаутор двадесет четири научноистраживачка рада.

Образац 1

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

АНАЛИЗА ГУБИТАКА СНАГЕ КОД ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ 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 повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

У Крагујевцу, 17.11.2025 године,

потпис аутора

Образац 2

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

АНАЛИЗА ГУБИТАКА СНАГЕ КОД ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ ПРЕНОСНИКА

истоветне.

У Крагујевцу, 17.11.2025. године,

потпис аутора

Образац 3

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Милан Станојевић,

[X] дозвољавам

[ ] не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

АНАЛИЗА ГУБИТАКА СНАГЕ КОД ВИШЕСТЕПЕНОГ ПЛАНЕТАРНОГ 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

[X] дозвољавам

[ ] не дозвољавам[1]

[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 прерада[2]

У Крагујевцу, 17.11.2025 године,

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/