



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА

Тихомир П. Мачкић

**АНАЛИЗА РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА И
УНУТРАШЊИХ ТОКОВА СНАГЕ СЛОЖЕНИХ
ЦИКЛОПРЕНОСНИКА**

докторска дисертација

Крагујевац, 2023.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF ENGINEERING

Tihomir P. Mačkić

**ANALYSIS OF OPERATING CHARACTERISTICS AND
INTERNAL POWER FLOWS OF COMPOUND CYCLOID
TRANSMISSIONS**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2023.

Аутор
Име и презиме: Тихомир Мачкић
Датум и место рођења: 25. јануар 1973. Бања Лука
Садашње запослење: виши асистент, Машински факултет у Бањој Луци
Докторска дисертација
Наслов: Анализа радних карактеристика и унутрашњих токова снаге сложених циклопреносника
Број страница: 176
Број слика: 97
Број библиографских података: 100
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Машински факултет у Бањој Луци
Научна област: Машинске конструкције и механизација
Ментор: Др Ненад Марјановић, редовни професор
Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 21. 5. 2020.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске дисертације: 01-1/2534-14, 27. 8. 2020.
<p>Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Др Ненад Марјановић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; 2. Др Мирко Благојевић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; 3. Др Лозица Ивановић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; 4. Др Блажа Стојановић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; 5. Др Милан Рацков, ванредни професор, Факултет техничких наука Универзитета у Новом Саду.
<p>Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Др Лозица Ивановић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; 2. Др Блажа Стојановић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; 3. Др Милан Рацков, ванредни професор, Факултет техничких наука Универзитета у Новом Саду; 4. Др Милан Тица, ванредни професор, Машински факултет Бања Лука, Универзитет у Бањој Луци; 5. Др Милош Матејић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.
Датум одбране дисертације:

Захваљујем се ментору проф. др Ненаду Марјановићу на несебичној помоћи у току израде дисертације, као и на искреним, корисним и добронамерним сугестијама и саветима.

Такође, захваљујем се проф. др Мирку Благојевићу и проф. др. Лозици Ивановић на помоћи у појединим фазама израде дисертације, као и професорима и сарадницима са Катедре за механику и конструкције, Катедре за производне и рачунаром подржане технологије и Катедре за индустријско инжењерство на Машинском факултету у Бањој Луци.

АНАЛИЗА РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА И УНУТРАШЊИХ ТОКОВА СНАГЕ СЛОЖЕНИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Резиме

У овом раду представљен је математички модел који омогућује процену основног степена искоришћења за две варијанте једностепеног циклопреносника, од којих је једна сасвим нова концепција са степенастим циклозупчаницима. Ради једноставније анализе, класична варијанта је названа „ВД“, док је варијанта са степенастим циклозупчаницима названа „2В“. Објашњени су услови при којима може наступити самокочивост преносника. Приказан је начин одређивања тока релативне снаге и изрази за рачунање степена искоришћења свих радних режима. Показано је да вратило венца, за тип „ВД“ и вратило венца 1 (венца са мањим бројем ваљчића) за тип „2В“, представљају збирна вратила, а да су остала два вратила диференцијална. Изведени су изрази за интензитете релативних брзина спрегнутих профила, у тачки додира, и интензитете брзине клизања и збирне брзине котрљања. Дефинисани су обртни momenti и силе које делују на елементе простог циклопреносника и изведени изрази за одређивање интензитета сила. Сагледан је утицај зазора и деформација на величину и промену контактних сила.

Представљен је теоријски модел који одређује губитке услед постојања релативне снаге, како за ограничене, тако и за диференцијалне једностепене циклопреноснике. Израђен је алгоритам и програм, који се базира на представљеном моделу и изразима за одређивање геометријских, кинематичких, статичких и триболошких величина и урађена је анализа утицаја ових величина на основни степен искоришћења. Уочене су много боље карактеристике, ако циклопреносници користе игличасте лежајеве као ваљчиће на венцима.

Приказани су могући режими тока унутрашње снаге диференцијалног циклопреносника и зависност ових токова од положаја збирног вратила и вратила укупне снаге. Уочено је постојање тзв. „бескорисне снаге“, која представља мању парцијалну снагу, која је усмерена супротно од ефективне снаге. Дефинисане су структуре двостепених циклопреносника и начин означавања структурних слогова и вратила, уз коришћење Волфовог симбола. Детаљно су сагледани могући токови снаге кроз ограничени двостепени циклопреносник и објашњен је услов појаве поделе и циркулације унутрашње снаге. Издвојено је укупно 8 шема где долази до поделе снаге и 13 шема у којима се јавља циркулација снаге.

Дефинисана је методологија за одређивање радних карактеристика, губитака и унутрашњих токова снаге сложених циклопреносника. Креиран је програм који омогућава избор варијанте и вањског тока снаге, унос улазних параметара, одређивање тока релативне снаге кроз структурне слокове и процену вредности степена искоришћења циклопреносника. Извршена је анализа 21 варијанте ограниченог двостепеног циклопреносника. Израђени су физички модели циклопреносника и експериментално проверени, како би се потврдили математички модели и верификовала дефинисана методологија. Констатована је веома добра корелација између теоријских и експерименталних резултата, при чему фактор средњих губитака не прелази 3%, за сва мерења.

Кључне речи: сложени циклопреносници, степен искоришћења, самокочивост, бескорисна снага, Волфов симбол, циркулација снаге, релативна снага.

ANALYSIS OF OPERATING CHARACTERISTICS AND INTERNAL POWER FLOWS OF COMPOUND CYCLOID TRANSMISSIONS

Summary

In this paper, a mathematical model is presented that enables the assessment of the basic efficiency for two types of simple cycloid drive train, one of which is a completely new concept with stepped cycloid gears. To simplify the analysis, the classical type is named "VD", while the type with stepped cycloid gears is named "2V". The conditions under which self-locking can occur are explained. The method of determining the internal power flow and expressions for calculating the efficiency of all operating modes are presented. It is shown that the central gear shaft, for the type "VD" and the central gear shaft 1 (the central gear with a smaller number of rollers) for the "2V" type, are summation shaft, and the other two are differential shafts. Expressions were derived for the intensities of the relative speeds at the point of contact of the coupled profiles and the intensities of the sliding speed and the total rolling speed. Torques and forces acting on the elements of a simple cycloid drive train are defined and expressions for determining the intensity of forces are derived. The influence of clearances and deformations on the size and change of contact forces is shown.

A theoretical model is presented that determines losses due to the existence of rolling power, both for simple and differential cycloid drive trains. An algorithm and program based on the presented model and expressions for determining geometric, kinematic, static and tribological parameters were developed and the influence of these parameters on the basic efficiency was analyzed. Much better characteristics have been observed if the cycloid drive trains use needle bearings as rollers on the central gears.

The possible modes of the internal power flow of the differential cycloid drive train and the dependence of these flows on the position of the summation shaft and the total power shaft are shown. It was observed the existence of the so-called "futile power", which represents a smaller partial power, which is directed opposite to the effective power. The structures of bicoupled cycloid transmissions and the way of denotation of a simple cycloid drive train and shafts are defined, using the Wolf symbol. Possible internal power flows through the constrained bicoupled cycloid drive trains are reviewed in detail and the condition for the appearance of division and circulation of internal power flow is explained. A total of 8 schemes where power division occurs and 13 schemes in which power circulation occurs were singled out.

A methodology for determining the operating characteristics, losses and internal power flows of compound cycloid transmissions is defined. A program was created that enables selection of the variant and external power flow, entry of input parameters, determination of the flow of rolling power through the structural cycloid drives and evaluation of the efficiency of the bicoupled cycloid drive train. An analysis of 21 variants of the constrained bicoupled cycloid drive train was performed. Physical models of bicoupled cycloid drive trains were created and experimentally verified, in order to confirm the mathematical models and verify the defined methodology. A very good correlation between theoretical and experimental results was established, with the average loss factor not exceeding 3% for all measurements.

Key words: compound cycloid transmission, efficiency, self-locking, futile power, Wolf symbol, circulating power, rolling power.

САДРЖАЈ

	Страна
СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА	iv
СПИСАК СЛИКА	ix
СПИСАК ТАБЕЛА	xii
1. УВОД	1
1.1. ПРИМЕНА ПРЕНОСНИКА СА ЦИКЛОЗУПЧАНИЦИМА	1
1.2. СТАЊЕ ИСТРАЖИВАЊА	1
1.3. ПРЕДМЕТ И ЦИЉ РАДА	6
1.4. МЕТОДОЛОГИЈА ИСТРАЖИВАЊА	8
1.5. САДРЖАЈ РАДА	9
2. ЈЕДНОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК	11
2.1. ОГРАНИЧЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК	13
2.1.1. Преносни односи ограниченог циклопреносника	13
2.1.2. Релативна и преносна снага	16
2.1.3. Обртни моменти	17
2.1.4. Степени искоришћења ограниченог циклопреносника	21
3. ГЕОМЕТРИЈСКЕ, КИНЕМАТИЧКЕ И СТАТИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПРОСТОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	25
3.1. ГЕОМЕТРИЈА УНУТРАШЊЕГ ЗУПЧАНИКА	25
3.2. ГЕОМЕТРИЈА СПОЉАШЊЕГ ЗУПЧАНИКА	27
3.3. КИНЕМАТСКА АНАЛИЗА СПРЕЗАЊА	30
3.4. ОПТЕРЕЂЕЊА КОЈА ДЕЛУЈУ НА ЦИКЛОЗУПЧАНИК	35
4. ОСНОВНИ СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА	41
4.1. ФАКТОРИ КОЈИ УТИЧУ НА СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА	41
4.2. АНАЛИТИЧКИ ИЗРАЗИ ЗА ПРОРАЧУН ПАРЦИЈАЛНИХ ГУБИТАКА	42
4.3. ПОДМАЗИВАЊЕ И ТРЕЊЕ КОД ЦИКЛОЗУПЧАНИКА	45
4.3.1. Еластохидродинамички (ЕХД) слој уља	45
4.3.2. Изрази за рачунање тренутног коефицијента трења	48
4.4. ЗАЗОРИ И ДЕФОРМАЦИЈЕ	51
4.5. АЛГОРИТАМ И ПРОГРАМ ЗА РАЧУНАЊЕ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА	56
4.5.1. Примена алгорита на конкретним примерима и анализа утицаја различитих параметара на степен искоришћења	63
5. ДИФЕРЕНЦИЈАЛНИ ЈЕДНОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК	68
5.1. СТЕПЕН СЛОБОДЕ ПРЕНОСНИКА	68

5.2. ПРЕНОСНИ ОДНОС ДИФЕРЕНЦИЈАЛНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	69
5.3. СТЕПЕНИ ИСКОРИШЋЕЊА ДИФЕРЕНЦИЈАЛНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	70
5.4. ТОК СНАГЕ КРОЗ ЈЕДНОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК	73
6. ДВОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИЦИ	77
6.1. СТРУКТУРА ДВОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	77
6.2. СЛИЧНОСТ ЈЕДНОСТЕПЕНИХ И ДВОСТЕПЕНИХ ПРОСТИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	80
6.2.1. Брзине и преносни односи	82
6.2.2. Обртни моменти	83
6.2.3. Снаге, степени искоришћења и самокочивост	84
6.3. ПРОСТИ ДВОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК	86
6.3.1. Одређивања угаоних брзина, обртних момената и степена искоришћења на примеру простог двостепеног циклопреносника	87
6.4. ОГРАНИЧЕНИ ДВОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК	90
6.4.1. Ток снаге кроз ограничени двостепени циклопреносник	91
7. МЕТОДОЛОГИЈА ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА, ГУБИТАКА И УНУТРАШЊИХ ТОКОВА СНАГЕ СЛОЖЕНИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	93
7.1. МАТРИЧНИ ЗАПИС КИНЕМАТИЧКИХ И СТАТИЧКИХ ЈЕДНАЧИНА	93
7.1.1. Кинематички систем једначина	93
7.1.2. Статички систем једначина	96
7.1.3. Пример матричног записа четворовратилног двостепеног циклопреносника	102
7.2. СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА СЛОЖЕНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	105
7.2.1. Директна метода	105
7.2.2. Индиректна метода	106
7.3. КОРАЦИ ИМПЛЕМЕНТАЦИЈЕ МЕТОДОЛОГИЈЕ	110
8. АНАЛИЗА РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА, ГУБИТАКА И ТОКОВА СНАГЕ ОГРАНИЧЕНИХ ДВОСТЕПЕНИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА	112
8.1. Примена методологије на варијантама ограниченог двостепеног циклопреносника	132
9. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВЕРИФИКАЦИЈА	140
9.1. Анализа резултата мерења простих циклопреносника и поређење са теоријским моделима	146
9.2. Анализа резултата мерења сложених циклопреносника и поређење са теоријским моделима	149

10. ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА	154
ЛИТЕРАТУРА	159
ПРИЛОГ 1. ТАБЕЛАРНИ ПРИКАЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ И ТЕОРИЈСКИХ РЕЗУЛТАТА, ПРИКАЗАНИХ У ПОГЛАВЉУ 9	165

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА:

- $[B_F]$ - Матрица коефицијената познатих угаоних брзина димензије $F_k \times N$
- $[B_M]$ - Матрица коефицијената веза димензије $M \times N$
- $[B_P]$ - Матрица основних коефицијената угаоних брзина, димензије $K \times N$
- B_{HN} - Бринелова тврдоћа зупчаника мање тврдоће
- b - Ширина зупца
- $[C]$ - Квадратна матрица кинематичких коефицијената димензије $(P + M + F_k) \times N$
- $[C_N]$ - Матрица коефицијената кинематичког система линеарних једначина
- c - Коефицијент полупречника еквиливанте
- c_K - Крутост између елемената у контакту (диска и зупчаника)
- c_N - Крутост између елемената у контакту (унутрашњег и спољашњег зупчаника)
- D_{cz} - Пречник отвора на циклозупчанику
- D_p - Спољашњи пречник лежаја циклозупчаника
- $[D_T]$ - Матрица коефицијената статичког система линеарних једначина
- d_{ap} - Пречник теменог круга циклозупчаника
- d_{fp} - Пречник подножног круга циклозупчаника
- d_{m2} - Подеони пречник осовиница диска
- d_{mp} - Подеони пречник отвора на циклозупчанику
- d_{o1} - Пречник осовинице спољашњег зупчаника
- d_{o2} - Пречник осовиница диска 2
- d_{v1} - Пречник ваљка спољашњег зупчаника
- d_{v2} - Спољашњи пречник ваљчића диска
- E_1, E_2 - Модули еластичности материјала зупчаника
- E_q - Редуковани модул еластичности
- e - Ексцентрицитет
- e_n - Вектор са вредношћу брзине улазног вратила и нулама
- e_t - Вектор са вредношћу познатог обртног момента и нулама
- F_E - Сила ексцентра
- F_K - Нормална сила у тачки додира отвора циклозупчаника и ваљчића диска
- F_k - Кинематички степени слободе
- F_N - Нормална сила у тачки спрезања зупчаника
- F_{Ni} - Нормална сила на i -том ваљчићу венца 1
- F_{Nj} - Нормална сила на i -том ваљчићу венца 2

F_o - Оперативни степени слободе
 F_s - Степен слободе сложеног преносника
 g_o - Основни релативни преносни однос
 g_{xy} - Релативни преносни однос између вратила x и y
 h_{min} - Минимални слој уља
 e_p - Колона вектор са нулама димензије K
 e_m - Колона вектор са нулама димензије M
 i - Преносни однос
 $i_{A,B}$ - Серијски преносни однос
 $\overline{i_{A,B}}$ - Енергетски серијски преносни однос
 i_o - Основни преносни однос
 $\overline{i_o}$ - Основни енергетски преносни однос
 $\overline{i_{ok}}$ - Енергетски преносни однос k -тог слога
 i_{xy} - Кинематски преносни однос између вратила чланова x и y
 $\overline{i_{xy}}$ - Енергетски преносни однос између вратила чланова x и y
 i_{xy} - Преносни однос између вратила x и y ограниченог циклопреносника
 i_{1p} - Преносни однос између венца и циклозупчаника
 i_{p2} - Преносни однос између циклозупчаника и излазног механизма (диска)
 i_{11p} - Преносни однос између венца 1 и циклозупчаника 1
 i_{2p2} - Преносни однос између циклозупчаника 2 и венца 2
 k - Број ваљчића диска који учествују у спрезању
 k_{iD} - Зазор између циклозупчаника и ваљчића на венцу (у i -тој контактної тачки)
 k_{xy} - Преносни однос између вратила x и y диференцијалног циклопреносника
 Δl_N - Померање у правцу нормале у тачки спрезања зубаца
 N, N_k, N_s - укупни, кинематски и статички степен слободе, респективно
 n - Вектор непознатих брзина вратила основних чланова,
 n_s - Број обртаја вратила носача S
 n_1 - Број обртаја вратила зупчаника 1
 n_2 - Број обртаја вратила зупчаника 2
 n'_1 - Релативни бројеви обртаја зупчаника 1 у односу на носач S
 n'_2 - Релативни бројеви обртаја зупчаника 2 у односу на носач S
 P_{L1} - Губици снаге у лежају између циклозупчаника и ексцентар вратила
 P_{L2} - Губици снаге између ваљчића диска и отвора циклозупчаника

P_{L3} - Губици снаге између ваљчића и осовинице диска
 P_{L4} - Губици снаге између циклозупчаника и диска, ако се користе ексцентар осовинице
 P_{L5} - Губици снаге између циклозупчаника и централног зупчаника (венца)
 P_{L6} - Губици снаге између ваљчића и осовиница централног зупчаника (венца)
 P_{max} - Максимални Херцов контактни притисак
 P_{R1} - Релативна снага вратила венца 1
 P_{R2} - Релативна снага вратила венца 2 (диска 2)
 P_{S1} - Преносна снага вратила венца 1
 P_{S2} - Преносна снага вратила венца 2
 P_{SS} - Преносна снага вратила носача S
 P_{ul} - Улазна снага
 P_1 - Снага на вратилу венца 1
 P_2 - Снага на вратилу венца (диска) 2
 R_a - Резултујућа средња вредност површинске храпавости
 R_{a1}, R_{a2} - Средња вредност површинске храпавости појединих површина
 r - Полупречник подеоног круга централног зупчаника (венца)
 r_a - Полупречник покретне кружнице
 r_c - Полупречник кривине спољашњег зупчаника
 r_{m2} - Полупречник подеоног круга по коме су смештени ваљчићи диска
 r_t - Полупречник непокретне кружнице
 S_V - Број вањских вратила преносника
 T_1 - Обртни момент на вратилу венца 1
 T_2 - Обртни момент на вратилу венца 2 или диска 2
 T_S - Обртни момент на вратилу ексцентар вратила S
 $[T_F]$ - Матрица коефицијената познатих обртних момената димензије $N \times F_k$
 $[T_M]$ - Матрица коефицијената веза димензије $N \times M$
 $[T_P]$ - Матрица основних коефицијената обртних момената, димензије $N \times P$
 t - Вектор непознатих обртних момената основних чланова
 t_F - Вектор положаја обртних момената димензије F_k
 t_M - Вектор положаја обртних момената димензије M
 t_P - Вектор положаја обртних момената димензије P
 v_r - Брзина клизања зубаца
 $v_r(i)$ - Тренутна брзина клизања у тачки додира на i -том ваљчићу венца
 $v_{rt}(i)$ - Тренутна релативна брзина кретања тачке додира на i -том зупцу венца

v_{rt1} - Релативна брзина ваљчића у тачки додира Т
 v_{ra1} - Релативна брзина осовинице у тачки додира Т
 v_s - Брзина клизања спрегнутих зубаца
 v_{Σ} - Збирна брзина котрљања
 w - Општи коефицијент који дефинише ток релативне снаге
 W - Специфично оптерећење
 w_{iD} - Укупна деформација, у i -тој контактної тачки
 w_{max} - Укупна деформација
 z_1 - Број зубаца централног зупчаника (венца) 1
 z_2 - Број зубаца централног зупчаника (венца) 2
 z_{1p} - Број зубаца сателита (циклозупчаника) 1
 z_{2p} - Број зубаца циклозупчаника 2,
 x_c - Вектор вредности угаоних брзина димензије N
 x_f - Вектор са вредностима познатих угаоних брзина, димензије F_k
 y_f - Вектор са познатим величинама спољашних обртних момената и нулама
 y_0 - Вектор познатих вредности спољашњих момената, нула вектор димензије N
 α - пиезокоефицијент вискозности
 α_{kj} - Угао између покретне осе x и дужи која спаја тачку O_a са центром j -тог излазног ваљчића
 α_{ni} - Угао положаја тачке P за i -ти ваљчић венца 1
 α_{nj} - Угао положаја тачке P за j -ти ваљчић венца 2
 β_c - Угао ротације генеришућег координатног система (угао обртања)
 β_{c2} - погонски угао или угао обртања диска
 δ - Угао захвата
 δ_{ci} - Угао захвата на i -том зупцу
 δ_{rz} - Корекција профила
 $\varepsilon_{i1,j1}$ - Осетљивост између вратила $i1$ и $j1$
 $\varepsilon_{A,k1}$ - Осетљивост улазног вратила A према збирном вратилу k -тог слога $k1$
 ζ - Фактор губитка снаге
 ζ_i - Парцијални фактори губитака снаге
 ζ_d - Фактор додатних губитака снаге
 η - Укупни степен искоришћења
 $\eta_{A,B}$ - Серијски степен искоришћења
 η_o - Основни степен искоришћења

$\eta_{k1,A}$ - Парцијални степен искоришћења између вратила A и $k1$
 η_{xy} - Степен искоришћења када је вратило члана x улазно, а члана y излазно
 $\eta_{x/y}$ - Парцијални степен искоришћења диференцијалног преносника
 Λ - Специфична дебљина уљног слоја
 λ - Коефицијент епитрохоиде
 μ_{max} - Максимална вредност коефицијента трења
 μ_{r1} - Коефицијент трења котрљања за лежај на ексцентар вратилу
 $\mu_{r2}(j)$ - Коефицијент трења котрљања између j -тог ваљчића и отвора
 $\mu_{s3}(j)$ - Коефицијент трења клизања између j -тог ваљчића и осовиница
 $\mu_{s4}(j)$ - Коефицијент трења за игличасти лежај
 $\mu_{r5}(i)$ - Тренутни коефицијент трења котрљања на i -том зупцу венца
 $\mu_{s6}(i)$ - Тренутни коефицијент трења клизања између осовинице и ваљчића венца
 ν_k - Кинематичка вискозност уља
 ν_1, ν_2 - Поасонови коефицијенти за материјале зупчаника
 ξ - Коефицијент кориговања епитрохоиде
 ξ_d - Коефицијент динамичке вискозности уља
 ρ_c - Полупречник кривине унутрашњег зупчаника
 ρ_e - Еквивалентни полупречник кривине
 ρ_t - Коефицијент кривине епитрохоиде
 ρ_1, ρ_2 - Полупречници кривина спрегнутих површина
 ω - вектор положаја угаоних брзина вратила димензије $N=3 \cdot K+E$
 ω_a - Угаона брзина спољашњег зупчаника (венца)
 ω_S - Угаона брзина носача S
 ω_t - Угаона брзина унутрашњег зупчаника
 ω_{rt1} - Угаона брзина ваљчића у односу на координатни систем $Dx_d y_d$
 ω_{ra1} - угаона брзина осовинице у односу на координатни систем $Dx_d y_d$
 ω_1 - Угаона брзина венца 1
 ω_2 - Угаона брзина венца 2

СПИСАК СЛИКА

- Слика 1.1 Патентирани циклоредуктор: 1. излазно вратило, 2. циклозупчаника, 3. прстен са осовиницама, 4. улазно вратило са ексцентром, 5. погонска ременица, 6. ремен, 7. гоњена ременица, 8. гоњено ексцентар вратило.
- Слика 1.2 Једностепени и двостепени циклоредуктор са преносним односима 10:1 и 100:1
- Слика 1.3 Расподела контактнoг напона и нормалне силе на зупцу [31]
- Слика 2.1 Елементарни планетарни механизам
- Слика 2.2 Шематски приказ једноступеног или простог циклопреносника
- Слика 2.3 Промене преносних односа i_{S1} и i_{S2}
- Слика 2.4 Промене преносних односа i_{12} , i_{21} , i_{1S} и i_{2S}
- Слика 2.5 Редукторски режим – тип „2В“
- Слика 2.6 Мултипликаторски режим – тип „2В“
- Слика 2.7 Редукторски режим – тип „ВД“
- Слика 2.8 Мултипликаторски режим – тип „ВД“
- Слика 3.1 Генерисање немодификоване и модификоване епитрохоиде [27]
- Слика 3.2 Дефинисање спрегнутих профила епитрохоидног зупчастог пара [27]
- Слика 3.3 Геометријски величине циклопреносника типа „ВД“
- Слика 3.4 Карактеристични пречници циклозупчаника
- Слика 3.5 Кинематски модел трохоидног зупчастог пара са непокретним осама [28]
- Слика 3.6 Кинематски параметри трохоидног зупчастог пара
- Слика 3.7 Промена брзине клизања и збирне брзине котрљања
- Слика 3.8 Промена еквивалентног полупречника спрегнутих профила
- Слика 3.9 Брзине на осовиници и ваљчићу спољашњег зупчаника
- Слика 3.10 Силе које делују на циклозупчаник за тип „ВД“
- Слика 3.11 Нормална сила на ваљчићу венца
- Слика 3.12 Силе које делују на циклозупчаник за тип „2В“
- Слика 3.13 Нормална излазна сила на ваљчићу диска
- Слика 3.14 Промена контактне силе на ваљчићу венца F_N и ваљчићу диска F_K
- Слика 3.15 Промена нормалне силе на венцу 1 и 2, за тип „2В“
- Слика 4.1 Вредност и утицај појединачних губитака снаге за тип „ВД“
- Слика 4.2 Расподела притисака и температуре у ЕХД слоју
- Слика 4.3 Стрибекова крива [74]

- Слика 4.4 Минимални слој уља
- Слика 4.5 Однос између зазора и деформације
- Слика 4.6 Промена контактне силе при постојању зазора
- Слика 4.7 Промена губитака снаге за тип „ВД“, због постојања зазора
- Слика 4.8 Промена контактне силе при постојању зазора, за 1. и 2. венац (тип „2В“)
- Слика 4.9 Промена губитака снаге за тип 2В, због постојања зазора
- Слика 4.10 Алгоритам за рачунање степена искоришћења
- Слика 4.11 Упоредни приказ радних карактеристика за оба типа преносника
- Слика 4.12 Упоредни приказ промене сила за оба типа преносника
- Слика 4.13 Упоредни приказ промене губитака за оба типа преносника
- Слика 4.14 Упоредни приказ промене степена искоришћења за оба типа преносника
- Слика 4.15 Утицај броја обртаја и улазне снаге на основни степен искоришћења
- Слика 4.16 Утицај величине ексцентрицитета на степен искоришћења
- Слика 4.17 Утицај величине лежаја циклозупчаника на степен искоришћења
- Слика 4.18 Утицај величине ваљчића на степен искоришћења
- Слика 4.19 Утицај коефицијента трохоиде на степен искоришћења
- Слика 4.20 Утицај улазног броја обртаја на степен искоришћења
- Слика 4.21 Утицај улазне снаге на степен искоришћења
- Слика 4.22 Утицај средње храпавости површине на степен искоришћења
- Слика 4.23 Утицај корекције профила на степен искоришћења
- Слика 5.1 Могући токови спољашње снаге код тровратилног циклопреносника
- Слика 5.2 Режији тока снаге кроз једностепени циклопреносник
- Слика 5.3 Режији тока снаге код једностепеног циклопреносника
- Слика 6.1 Волфов симбол за планетарни слог за $0 < i_o < 1$
- Слика 6.2 Начини спајања и означавање вратила двостепених преносника
- Слика 6.3 Двостепени циклопреносници са два спојна вратила: а) прости, б) четворовратилни
- Слика 6.4 Ограничени двостепени циклопреносник
- Слика 6.5 Редуковани двостепени циклопреносник; шематски и симболички приказ
- Слика 6.6 Прости двостепени циклопреносник; шематски и симболички приказ
- Слика 6.7 Модификовани Волфов симбол за прости двостепени циклопреносник
- Слика 6.8 Симболички приказ и ознака простог двостепеног циклопреносника

- Слика 6.9 Символички приказ и ознака простог двостепеног циклопреносника
- Слика 6.10 Могући токови снаге кроз ограничени двостепени циклопреносник
- Слика 6.11 Међусобни положаји слогова у режиму рада са поделом снаге
- Слика 7.1 Четворовратилни двостепени циклопреносник
- Слика 7.2 Затворено коло снаге састављено од простих циклопреносника
- Слика 8.1. Програм „Siklo2“ – основне формуле и дијаграми расподеле
- Слика 8.2. Програм „Siklo2“ – основни степени искоришћења и губици
- Слика 9.1. Прости циклопреносници коришћени у експерименту
- Слика 9.2. Растављени склопови простих циклопреносника
- Слика 9.3. Израда и контрола облика циклозупчаника
- Слика 9.4. Одступање израђеног циклозупчаника од CAD модела
- Слика 9.5. Мерач храпавости Mitutoyo surftest SJ-310
- Слика 9.6. Измерене вредности храпавости за степенести циклозупчаник
- Слика 9.7. Измерене вредности храпавости за класични циклозупчаник
- Слика 9.8. Испитни сто
- Слика 9.9. Уређај и програм за аквизицију и обраду података
- Слика 9.10. Теоријски и експериментални резултати за тип „ВД“ у режиму „S1“
- Слика 9.11. Теоријски и експериментални резултати за тип „ВД“ у режиму „S2“
- Слика 9.12. Теоријски и експериментални резултати за тип „2В“ у режиму „S1“
- Слика 9.13. Теоријски и експериментални резултати за тип „2В“ у режиму „S2“
- Слика 9.14. Испитиване варијанте двостепеног циклопреносника
- Слика 9.15. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 12(SS)-CA
- Слика 9.16. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 12(SS)-CB
- Слика 9.17. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 11(SS)-CA
- Слика 9.18. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 11(SS)-CB
- Слика 9.19. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 22(SS)-CA
- Слика 9.20. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 22(SS)-CB

СПИСАК ТАБЕЛА

- Табела 2.1 Преносни односи ограниченог циклопреносника
- Табела 2.2 Изрази за степене искоришћења ограниченог циклопреносника
- Табела 3.1 Основне геометријске величине циклопреносника
- Табела 4.1 Основни подаци за посматрани прости циклопреносник тип „ВД“
- Табела 4.2 Основни подаци за посматрани прости циклопреносник тип „2В“
- Табела 4.3 Упоредни приказ радних карактеристика основних типова простог циклопреносника, са истом величином преносног односа
- Табела 5.1 Диференцијални преносни односи
- Табела 5.2 Изрази за релативне преносне односе простог циклопреносника
- Табела 5.3 Домени вредности диференцијалних преносних односа
- Табела 5.4 Изрази за степен искоришћења диференцијалног циклопреносника
- Табела 6.1 Сличност ознака простог једностепеног и двостепеног циклопреносника
- Табела 6.2 Преносни односи ограниченог двостепеног циклопреносника
- Табела 6.3 Однос између i_o или $i_{A,B}$ и положаја збирног вратила
- Табела 6.4 Изрази за степен искоришћења ограниченог двостепеног преносника
- Табела 6.5 Могуће шеме спајања простих двостепених циклопреносника
- Табела 7.1 Изрази за осетљивост ограниченог циклопреносника
- Табела 8.1. Изрази и граничне вредности за варијанте са поделом снаге
- Табела 8.2. Изрази и граничне вредности за варијанте са циркулацијом снаге
- Табела 8.3. Промена преносног односа и степена искоришћења код ограниченог двостепеног циклопреносника са поделом снаге
- Табела 8.4. Промена преносног односа и степена искоришћења код сложеног циклопреносника са циркулацијом снаге
- Табела 8.5. Резултати прорачуна за варијанту 12(SS)
- Табела 8.6. Резултати прорачуна за варијанту 1S(22)
- Табела 8.7. Резултати прорачуна за варијанту 2S(11)
- Табела 8.8. Резултати прорачуна за варијанту 11(2S)
- Табела 8.9. Резултати прорачуна за варијанту 22(SS)
- Табела 9.1. Познате величине израђених простих циклопреносника

1. УВОД

1.1 ПРИМЕНА ПРЕНОСНИКА СА ЦИКЛОЗУПЧАНИЦИМА

Зупчаници са циклоидним профилем или *циклозупчаници* су данас своју примену нашли у преносницима снаге многих компанија. Преносници снаге који користе циклозупчанике су углавном планетарни преносници и данас се најчешће користе као редуктори са једним степеном преноса или једностепени циклоредуктори.

У поређењу са конвенционалним редукторима, који користе зупчанике са еволвентним зупцима, поседују низ предности, од којих су најважније следеће:

- компактност;
- велики преносни однос;
- висок степен искоришћења;
- дуг и поуздан радни век;
- поуздан рад у условима динамичких оптерећења [1];
- мале вибрације;
- низак ниво буке;
- мања маса у односу на конвенционалне редукторе.

Немачки инжењер Лоренц Брарен (*Lorenz Braren*) је изумио јединствени принцип рада ових редуктора. Његов патент је 1937. године откупила компанија *Sumitomo*, која је и данас највећи произвођач циклоредуктора у свету [2, 3]. Њихова компактност и висок степен искоришћења чине их погодним за примену у роботизи, али су ту ипак много мање заступљени него хармоник редуктори. Циклоредуктори се углавном примењују тамо где је потребан велики обртни момент, максимални степен искоришћења и низак ниво буке [4].

Како ови преносници могу радити и као мултипликатори, али и као сложени вишестепени преносници, намеће се потреба за методологијом са којом би се извршила свеобухватна анализа кинематичких и динамичких карактеристика ових преносника. У овом раду, за планетарне преноснике са циклозупчаницима користиће се термин *циклопреносници*. У почетку, неопходно је детаљно сагледати елементе једноступеног циклопреносника, како би се олакшао методолошки приступ за изналагање потребних аналитичких израза за сложене циклопреноснике.

1.2 СТАЊЕ ИСТРАЖИВАЊА

Дуго година примена преносника са циклозупчаницима је била веома ограничена, првенствено због компликоване геометрије и велике прецизности израде зупчаника са циклоидним (трохоидним) профилем. Често су вршене апроксимације профила, тако што су се користили ваљчићи, али је степен искоришћења таквих преносника био веома низак [5].

Примена циклозупчаника у преносницима снаге је данас доста ограничена и користи се углавном у једноступеним циклоредукторима [3, 6] или у вишеступеним преносницима, где се комбинују са класичним зупчаницима [7].

Одређивање степена искоришћења је доста комплексан проблем и данас недовољно истражен. У каталозима произвођача, степен искоришћења је дат као константна вредност, без обзира на различит преносни однос и остале карактеристике циклоредуктора.

Прва значајнија истраживања степена искоришћења циклоредуктора радили су С. К. Малхотра (*S. K. Malhotra*) и М. А. Парамесваран (*M. A. Parameswaran*), где су претпоставили идеалну геометрију елемената и да је вредност нормалне силе пропорционална удаљености од кинематског пола [8]. Изведени су аналитички изрази за рачунање степена искоришћења, који се базира на прорачуну укупног рада сила трења, које се оствари за један пун обртај ексцентар вратила. Осим тога, претпостављено је да коефицијенти трења имају константну вредност. Истражен је и утицај величине ексцентрицитета и пречника ваљчића венца на промену контактне напона.

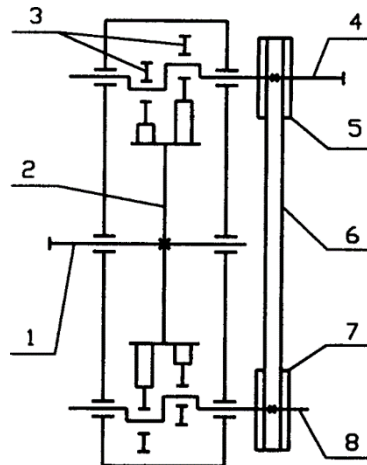
Ц. Горла (*C. Gorla*) и П. Даволи (*P. Davoli*) [9] су представили иновативни дизајн циклоредуктора, где је венац израђен са циклоидним зупцима. При анализи дистрибуције контактних сила су претпоставили да су елементи апсолутно крути, да имају идеалну геометрију и да не постоји трење. Степен искоришћења су рачунали тако што су узели у обзир све парцијалне губитке снаге. Аналитичке изразе за рачунање парцијалних губитака су добили преко кинематичке анализе и поједностављеног прорачуна за силе. Тачност аналитичких израза су експериментално потврдили на моделу циклоредуктора, при чему су мењали радне услове, односно угаону брзину и обртни моменат.

Оптерећење елемената циклопреносника је веома битно са становишта добијања прецизнијих вредности сила трења, које утичу на укупни степен искоришћења. У почетку су се користили аналитички изрази, који су претпостављали идеалну расподелу оптерећења [10, 11], док су се касније развили нумерички прорачуни напонског стања [12-15], као и прорачуни оптерећења узимајући у обзир и толеранције [16, 17].

Син ли (*Xin Li*) и др. [18] представили су прототип циклоредуктора (Слика 1.1), са двоструким ексцентар вратилом и прстеновима са осовинама, при чему је омогућено епициклично кретање венца. Предност овог преносника је да нема ограничења због величине лежаја и могућности преношења већих обртних момената у односу на класичне циклоредукторе. На прототипу је измерен степен искоришћења око 94%. Још један иновативни дизајн циклоредуктора су представили Неагое (*Neaogoe*) и др. [19], где су експериментално мерене улазне и излазне величине. Измерена је просечна вредност основног степена искоришћења од 98,45 %. Ц.Ц. Зу (*C. C. Zhu*) и др. [20] су за циклоредуктор са преносним односом 11:1 и усвојеном константном величином коефицијента трења од 0,006 аналитички добили степен искоришћења $\eta = 91,4 \%$, који се значајно разликовао од експериментално добијеног, који је износио $\eta_e = 85,1 \%$.

Мерење степена искоришћења при статичком оптерећењу урадио је В. Косе (*V. Kosse*) [21] мерењем површине петље хистерезиса, при чему је установио степен искоришћења мањи од 65%, с тим да за сложене преноснике може бити чак и испод 20%. Овај степен искоришћења је много мањи у односу на степен

искоришћења при динамичком оптерећењу, тако да није релевантан за радне услове.



Слика 1.1. Патентирани циклоредуктор [18]: 1. излазно вратило, 2. циклозупчаници, 3. прстен са осовиницама, 4. улазно вратило са ексцентром, 5. погонска ременица, 6. ремен, 7. гоњена ременица, 8. гоњено ексцентар вратило.

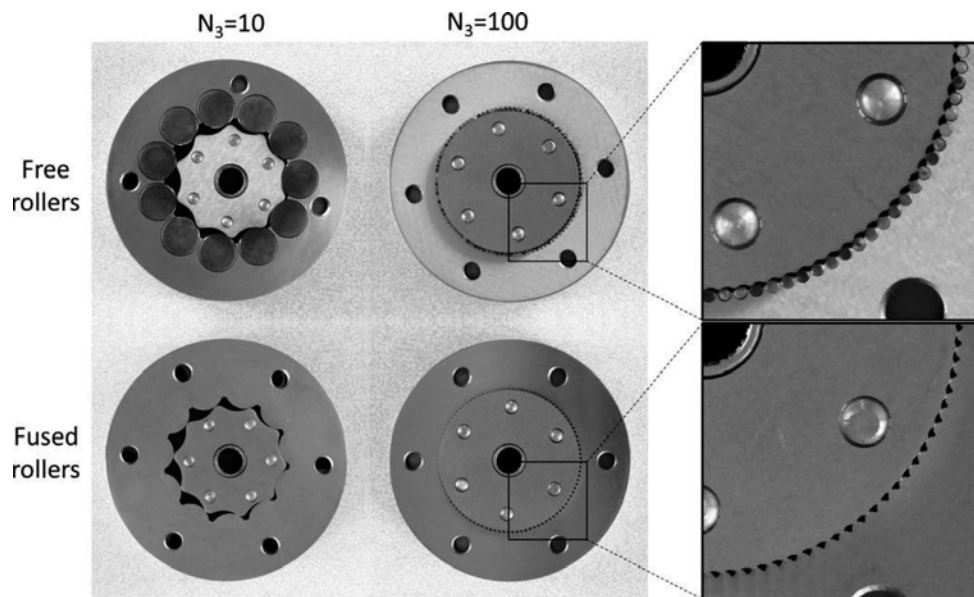
Утицај врсте мазива на степен искоришћења истраживали су Ј. Ху (*J. Hu*) и др. [22] на модификованом циклоредуктору, при чему су се резултати кретали од 80% до 96%. Т. Мачкић и др. [23] извршили су анализу режима подмазивања између спрегнутих елемената циклоредуктора, на основу математичког модела, при чему је установљен мешовити режим подмазивања. Вei Бо (*Wei Bo*) и др. истраживали су режим подмазивања на основу стварних радних услова циклоредуктора [24]. Установили су модел мешовитог режима подмазивања, узимајући у обзир макроскопску геометрију, контактне силе и површинску храпавост зубаца. Разматран је различит утицај нормалне силе, радијуса кривине и угаоних брзина на услове подмазивања.

Ј. Сенсинџер (*J. Sensinger*) [25] је коришћењем теоријске методе дате у [26] и експерименталним мерењем установио разлику у степену искоришћења између једноступеног и редукованог двоступеног циклопреносника, са истим преносним односима (10:1 и 100:1) уз подмазивање са машћу (*Mobil, XHP 461*). Осим тога, упоредио је разлику у степену искоришћења ако су у венцу циклозупчаника постављени фиксни или слободни (котрљајући) ваљчићи (Слика 1.2).

Код једноступеног циклопреносника, највећи утицај имају губици снаге услед трења између зубаца циклозупчаника и ваљчића венца. Ови губици снаге су пропорционални величини коефицијента трења, који се мења у зависности од геометријских, кинематичких и других параметара, при чему највећи значај има контактни притисак, као и брзине клизања и котрљања између контактних површина.

Л. Ивановић се бавила проучавањем геометријских и кинематичких карактеристика зупчаника са трохонидним профилем у трохонидној пумпи. У дисертацији [27] су дати аналитички изрази за одређивање збирне брзине котрљања и брзине клизања између зубаца зупчаника трохонидне пумпе. У раду је [28] дата анализа утицаја геометријских, кинематичких и других параметара на промену тренутног коефицијента трења, код четири различите конструкције трохонидне пумпе. Утврђено је да вредност коефицијента трења варира у распону

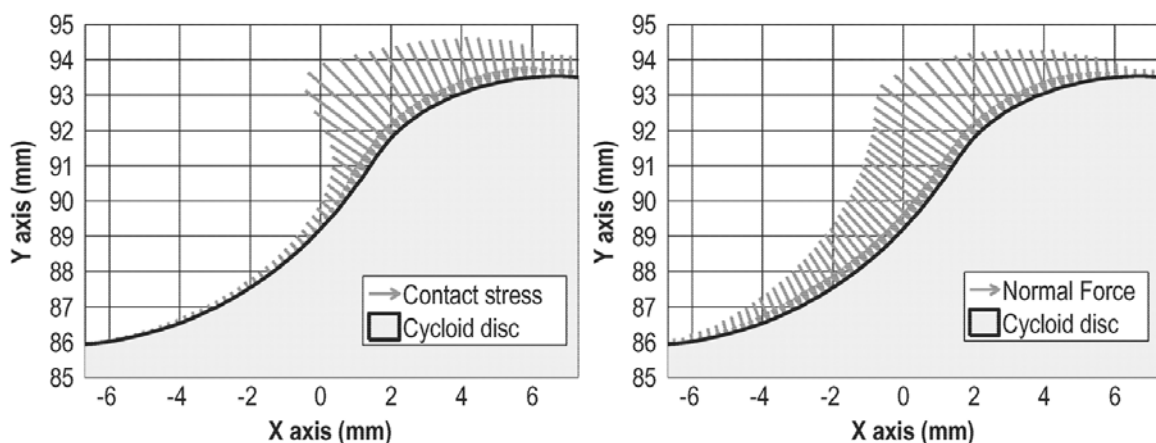
од 0,02 до 0,12 за проучаване моделе трохоидних пумпи.



Слика 1.2. Једностепени и двостепени циклоредуктор са преносним односима 10:1 и 100:1 [25]

М. Благојевић и др. [29] приказали су прорачун сила трења циклоредуктора за четири различите вредности коефицијента трења. У раду [30] је анализиран утицај геометријских и кинематичких величина на степен искоришћења циклоредуктора, при чему је коефицијент трења сматран константним.

Михаилидис А. (*Mihailidis Alex*) је користио напредни нумерички софтвер за рачунање дебљине уљног контактеног филма и трења код циклопреносника, при чему је усвојио идеалну расподелу контактеног напона у току спрезања зубаца циклозупчаника [31]. Приказао је зависност промене степена искоришћења од улазне угаоне брзине и обртног момента, као и промену тренутног коефицијента трења. Губитке је посматрао парцијално, а најнижа вредност степена искоришћења је износила $\eta = 87,7 \%$.



Слика 1.3. Расподела контактеног напона и нормалне силе на зупцу [31]

У данашње време не постоје значајнији радови који систематски изучавају токове снаге и степене искоришћења сложених (вишестепених) циклопреносника. Међутим, пошто циклопреносници припадају планетарним преносницима снаге,

могу се, уз одговарајућу аналогију и прилагођавање, користити методе које су намењене за анализу тока снаге и степена искоришћења сложених планетарних преносника класичне концепције.

Постоји много радова и публикација које се баве анализом тока снаге и степена искоришћења сложених планетарних преносника. Они се углавном базирају на два основна приступа, односно две групе метода.

Прва група обухвата методе директног приступа, где је неопходно извршити кинематичке и статичке анализе, како би се одредио ток снаге и коначно израчунао степен искоришћења. Методе су презентоване у низу радова [32-40], а неке су објављене у зборнику *VDI* [41-46]. Правила и основне једначине су систематизоване у [47]. Јан Ломан (*J. Loomann*) је приказао примену ове методе за генерални случај сложеног планетарног преносника [48], али и за редуковане планетарне преноснике [49].

Друга група обухвата методе индиректног приступа, које се базирају на Креинесовим (*Крејнес М.А.*) радовима [50, 51], који су сумирани у књизи [52]. За разлику од директне методе, ток снаге се може одредити на основу познавања основних преносних односа и улазних угаоних брзина. Полдер (*J. W. Polder*) је у својим радовима [53-56], унапредио Креинесову методу и приказао универзални математички модел за решавање сложених преносника, који укључују планетарне преноснике и варијаторе. Ли (*X. Li*) је приказао методу индиректног приступа за сложене планетарне преноснике са једним улазом и излазом [57]. Извршио је парцијалну деривацију односа улазне и излазне снаге у односу на основни преносни однос сваког простог слога, како би добио одговарајући експонент који дефинише ток снаге. Д. Дијаконеску (*D. Diaconescu*) и Ф. Дутиза (*F. Duditza*) [58, 59], а касније и Ј. М дел Касиљо (*J.M. Del Castillo*) и Салгадо (*D.R. Salgado*) [26, 60, 61], су поједноставили и унапредили Креинесову методу, дајући јасне доказе и примењујући много генералнији приступ за изналажење губитака и токова снаге сложених планетарних преносника са једним степеном слободе кретања.

К. Арнаудов (*K. Arnaudow*) и Д. Караиванов (*D. Karaivanov*) су извршили систематизацију и анализирали низ једнобрзинских двостепених планетарних преносника. При анализи су користили полужну аналогију и методу торзијских момената уз коришћење модификованог Волфовог (*Wolf A.*) симбола [62-65]. С. Троха (*S. Troha*) је проширио систематизацију на двобрзинске планетарне преносника са два планетарна слога и четири спољашња вратила и развио програм за оптимални избор мењачког планетарног преносника [66].

Већина радова је базирана на истраживању планетарних преносника са еволвентним зупчаницима, али се применом одговарајуће аналогије, резултати ових истраживања могу применити и на циклозупчанике. За анализу губитака снаге, веома важни су радови који се баве одређивањем вредности контактних сила, брзина клизања и котрљања спрегнутих профила, као и триболошких карактеристика у току спрезања. Наведена истраживања представљају основу за формирање математичких модела, који би омогућили процену губитака снаге простих али и сложених циклопреносника.

1.3 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ РАДА

У многим областима индустрије, постоји потреба за коришћењем компактнијих и јефтинијих механичких преносника снаге. Ове циљеве је веома тешко остварити са преносницима снаге са фиксним осама, па се намеће потреба замене ових преносника одговарајућим планетарним преносницима.

Планетарни преносници са циклозупчаницима (циклопреносници) имају низ предности у односу на класичне планетарне преноснике са еволвентним зупчаницима, али је њихова употреба доста ограничена и то највише у области роботике. Због компликоване и скупе израде, у прошлости се избегавала употреба циклопреносника. Често су вршене апроксимације циклоидног профила, тако што су се користили ваљчићи, али је степен искоришћења таквих преносника био значајно нижи у поређењу са класичним циклоредукторима. Развојем модерних обрадних центара, појављује се могућност јефтиније израде циклозупчаника и њихове значајније примене у комерцијалним преносницима снаге.

На тржишту се данас углавном производе и користе као редуктори са једним степеном преноса или једностепени циклоредуктори. Веома ретко се у каталозима произвођача наводе могућност рада и радне карактеристике једностепених циклоредуктора у мултипликаторском или диференцијалном режиму рада. Са практичног становишта, употреба циклопреносника у мултипликаторском режиму рада (са једним или више степени преноса) била би веома интересантна при конструисања нпр. ветротурбина или водених турбина, чиме би се омогућила уградња преносника у кућиште турбине, смањила укупна маса и олакшала монтажа.

Достизање великих преносног односа једностепених циклопреносника, захтева израду веома малих и прецизно израђених осовиница и лежајева, што знатно поскупљује израду. Због тога, постоји потреба да се једностепени циклопреносници замене двостепеним или сложеним циклопреносницима, како би се смањили габарити, повећали лежајеви и осовинице, појефтинила израда, смањиле центрифугалне силе и побољшао степен искоришћења, при истом преносном односу као код једностепених. Претпоставка је да ће ови преносници бити посебно погодни у ситуацијама где се траже велики преносни односи и прецизно померање, које се не може остварити са једностепеним преносницима.

Интересантне су и мењачке могућности вишестепених циклопреносника, које су данас недовољно истражене. Такође, због малих димензија и колинеарности вратила, могуће је директно постављање сложених циклопреносника на вратило електромотора, што би омогућило израду веома компактних уређаја. Данас је употреба сложених циклопреносника углавном у домену прототипских решења и патената.

Због свега наведеног, предмет овог рада је дефинисање методологије за одређивање радних карактеристика и унутрашњих токова снаге сложених циклопреносника. Под радним карактеристикама не мисли се само на укупни преносни однос и степен искоришћења, већ и на угаоне брзине и обртне моменте на свим вратилима преносника. Прикази структурних шема ће се базирати на структурном (Волфовом симболу), чиме се знатно олакшава анализа и формирање прилагођеног начина означавања и систематизација сложених циклопреносника.

Методологија ће олакшати анализу конструктивно изводљивих варијанти сложених циклопреносника, без обзира на број степени слободе и режим рада (редукторски или мултипликаторски). Међутим, због великих преносних односа (у једном степену преноса) и могуће широке практичне примене, акценат истраживања ће бити на једностепеним и двостепеним циклопреносницима (са једним степеном слободе кретања). Осим тога, анализираће се појава самокочивости и циркулација снаге код одређених структурних шема.

Основу структуре сложених циклопреносника чине две варијанте једно-степеног циклопреносника, од којих је једна класична варијанта, која се користи код савремених циклоредуктора. Друга варијанта је са тзв. степенастим циклозупчаницима и представља једну потпуно нову варијанту, која се први пут појављује и анализира у овој дисертацији. За обе варијанте, потребно је одредити утицај геометријских и кинематичких параметара на основни степен искоришћења, као најважније величине за даљу анализу губитака снаге. Осим тога, неопходно је и пронаћи изразе, помоћу којих се могу одредити вредности оптерећења, која делују на елементе циклопреносника.

Реализација ове докторске дисертације обухвата следеће основне циљеве:

- Формирање теоријског модела једностепеног циклопреносника (за обе варијанте), који ће омогућити процену вредности основног степена искоришћења, као најважније величине за анализу губитака снаге;
- Одређивање и приказивање утицаја различитих геометријских и кинематичких параметара на вредност основног степена искоришћења;
- Постављање теоријских основа, како би се омогућила анализа, одредиле радне карактеристике и приказали унутрашњи токови снаге код једностепених и двостепених диференцијалних циклопреносника;
- Систематизацију, означавање и примену прилагођеног начина приказивања структурних шема, различитих варијанти двостепених циклопреносника;
- Формирање математичког модела за произвољно одабрану структурну шему сложеног циклопреносника (без обзира на број степени слободе) и дефинисање методологије која се може генерално применити за одређивање непознатих преносних односа, укупног степена искоришћења, као и за добијање вредности угаоних брзина и обртних момената на појединим вратилима, узимајући у обзир губитке снаге;
- Развој алгоритма и израду рачунарског програма, који ће омогућити реализацију добијеног математичког модела и дефинисане методологије;
- Теоријску анализу радних карактеристика и унутрашњих токова снаге двостепених циклопреносника са једним степеном слободе кретања, уз помоћ развијеног математичког модела, алгоритма и имплементираног рачунарског програма. Пронаћи варијанте у којима се јавља циркулација снаге;
- Експерименталну анализу радних карактеристика и одређивање утицаја геометријских и кинематичких параметара на губитке, код обе варијанте једностепеног циклопреносника. Експериментална анализа степена искоришћења двостепених циклопреносника, са једним степеном слободе,

од којих је једна варијанта са поделом, а друга са циркулацијом унутрашње снаге. Упоредна анализа теоријских и експерименталних модела.

1.4 МЕТОДОЛОГИЈА ИСТРАЖИВАЊА

Методе које су коришћене за реализацију докторске дисертације су аналитичке, графо-аналитичке, статистичке и експерименталне методе. На почетку истраживања је извршена статичка и кинематичка анализа, као и анализа токова снаге и дефинисани су изрази за степене искоришћења једноступеног циклопреносника. При томе, циклопреносник се посматра као позитивни планетарни преносник са једним степеном слободе кретања (ограничени циклопреносник) и са два или више степени слободе кретања (диференцијални циклопреносник).

Основни степен искоришћења циклопреносника је величина која је обрнуто пропорционална губицима услед трења. Међутим, на основни степен искоришћења, али и на коефицијенте трења, директан и индиректан утицај имају и остале геометријске, кинематичке и статичке величине. Због тога је дефинисан математички модел, који повезује утицаје свих параметара и омогућава добијање што тачније теоријске вредности основног степена искоришћења. Статистичким методама је процењен утицај свих параметара на основни степен искоришћења.

Да би се олакшала анализа двоступених циклопреносника, прво је дефинисан јединствени начин означавања, док је сама анализа базирана на графо-аналитичкој методи, уз примену модификованог структурног Волфовог симбола. Овакав приступ је омогућио да се, на једноставан и прегледан начин, прикаже унутрашњи и спољашњи ток снаге и добију аналитички изрази, који дефинишу унутрашње и спољашње односе између саставних једноступених циклопреносника.

Због своје универзалности, структурне Волфове симболе је могуће применити и за приказивање структурних шема сложених циклопреносника. На основу графичког приказа, могуће је дефинисати систем линеарних једначина, који садржи кинематичке и статичке једначине за сваки слог, једначине везе између слогова, као и познате вредности угаоних брзина и обртних момената. Решавање овог система може бити веома захтеван посао и веома лако се могу десити рачунске грешке. Због тога је израђен рачунарски програм у програмском пакету Matlab, а сам систем једначина записан у матричном облику. Применом Крамеровог правила на матрицама, добијене су вредности угаоних брзина и обртних момената на свим вратилима.

Одређивање унутрашњег тока снаге и степена искоришћења вишеступеног планетарног преносника, па и циклопреносника, је веома сложен процес. У раду су коришћене две репрезентативне методе, и то:

- Директна метода или *Verein Deutscher Ingenieure (VDI)* метода, која синтетизује радове немачких научника;
- Индиректна или Креинесова метода, која се базира на теоријама контроле система.

Директна метода је погодна за анализу сложених преносника који имају

више од једног степена слободe кретања, али је рачунарски доста захтевна. За преноснике са једним степеном слободe кретања је погодније користити индиректни метод, који на једноставан начин указује и на појаву циркулирајуће снаге, даје њену вредност и слоге у којима се појављује.

Теоријски добијени резултати су проверени експерименталним путем, на пробном столу у отвореном колу снаге. Омогућена је промена улазних параметара и спољашњих токова снаге, како би се пронашао утицај кинематичких параметара на степен искоришћења. Израђене су обе варијанте једностепеног циклопреносника, уз могућност измене делова, чиме је испитан утицај геометријских параметара на основни степен искоришћења. Да би се испитао ток снаге кроз сложене циклопреноснике, израђене су варијанте са поделом и циркулацијом снаге и измерен укупни степен искоришћења ових преносника.

1.5 САДРЖАЈ РАДА

Рад је подељен у десет поглавља. У првом (уводном) поглављу се дају основне информације о планетарним преносницима са циклозупчаницима, врши се преглед стања истраживања, идентификација предмета истраживања, дефинише циљ и методологија истраживања.

У другом поглављу представљена су два типа једностепеног циклопреносника. Дефинисани су основни изрази и правила која одређују степене искоришћења, односе између угаоних брзина и обртних момената, као и услове при којима настаје самокочивост.

Детаљна анализа геометријских, кинематичких и статичких карактеристика простог циклопреносника и сагледавање њиховог утицаја на основни степен искоришћења, обрађена је у трећем поглављу. Приказани се изрази који дефинишу брзине и оптерећења, која се јављају између спрегнутих елемената.

Четврто поглавље се бави основним степеном искоришћења. Дефинисани су изрази за парцијалне губитке снаге (за обе варијанте једностепеног циклопреносника). У циљу добијања што тачнијих резултата, детаљно је истражена промена Херцовог притиска, режима подмазивања и тренутног коефицијента трења између спрегнутих елемената. На основу тога, формиран је математички модел и створена основа за израду алгорита и рачунарског програма за одређивање основног степена искоришћења, парцијалних губитака снаге и радних карактеристика. Извршена је упоредна анализа радних карактеристика за оба типа једностепеног циклопреносника, као и утицаја промене основног преносног односа на силе, губитке унутар циклопреносника и степене искоришћења.

У петом поглављу су приказани изрази који одређују преносне односе и степене искоришћења диференцијалног једностепеног циклопреносника. Урађена је анализа могућих токова спољашње и унутрашње снаге, који могу настати у диференцијалном циклопреноснику, као и појава тзв. бескорисне снаге.

У шестом поглављу извршена је систематизација и представљени двостепени циклопреносници. Посебно је анализиран двостепени циклопреносник са два спојна вратила, од којих је једно спољашње, а друго унутрашње,

тзв. прости двостепени циклопреносник. Израђен је јединствени начин означавања варијанти, коришћењем структурних симбола. Приказане су сличност које постоје између простог двостепеног и једностепеног циклопреносника. Детаљно су анализирани и приказани могући токови снаге, као и услови при којима се јавља циркулирајућа снага код простог двостепеног циклопреносника, са једним степеном слободе кретања или тзв. ограничених двостепених циклопреносника.

Математички модел, који дефинише односе између угаоних брзина и обртних момената вишестепеног циклопреносника је приказан у седмом поглављу. Представљене су две основне методе за решавање унутрашњег тока снаге и одређивање укупног степена искоришћења сложених планетарних преносника. Методе су додатно унапређене и прилагођене, како би се извршила анализа сложених циклопреносника. Дефинисана је методологија за одређивање радних карактеристика и унутрашњих токова снаге за реално изводљиве варијанте сложених циклопреносника, без обзира на број степени слободе. Методологија омогућава добијање вредности угаоних брзина и обртних момената свих вратила сложеног циклопреносника, као и вредности сила и контактних притисака на зупцима и ваљчићима.

Ограничени двостепени циклопреносници су веома интересантни за практичну примену, јер могу постићи велике преносне односе уз доста мале димензије и укупну масу. Због тога, осмо поглавље обухвата систематску анализу радних карактеристика различитих варијанти ограничених двостепених циклопреносника. Израђен је програм, који имплементира претходно приказане методологије. У саставу програма, укључен је и математички модел, који је дефинисан у четвртном поглављу. Издвојене се варијанте у којима се појављује циркулирајућа снага и извршена статистичка анализа параметара који утичу на величину циркулирајуће снаге, као и услови при којима долази до појаве самокочивости.

У деветом поглављу урађена је експериментална верификација теоријских резултата добијених помоћу примењене методологије. Детаљно је описан поступак и услови експерименталног испитивања. Испитане су обе варијанте једностепеног циклопреносника, при чему је приказан утицај појединих геометријских и кинематичких параметара на укупни степен искоришћења. У циљу експерименталне верификације методологије и математичког модела, израђене су и испитане варијанте ограниченог двостепеног циклопреносника са поделом и циркулацијом снаге. Испитивање је вршено на пробном столу у отвореном колу снаге.

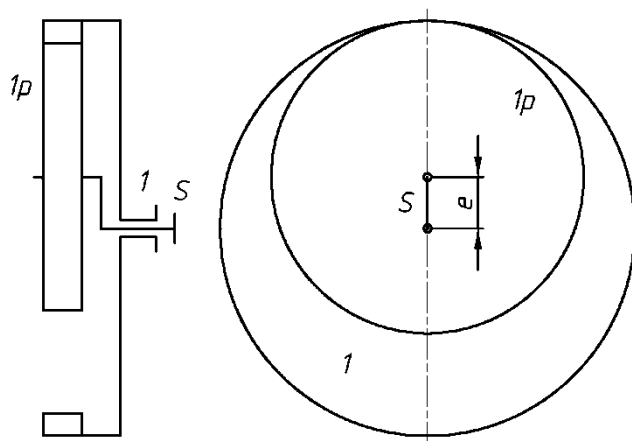
Закључна разматрања су дата у десетом поглављу, при чему су презентовани коначни закључци о радним карактеристикама и могућностима примене сложених циклопреносника. Посебан осврт при разматрању је на новој варијанти једностепеног циклопреносника (са степенастим циклозупчаницима) и варијантама ограниченог двостепеног циклопреносника. Извршена су поређења са класичним планетарним преносницима снаге. Дате се смернице за будућа истраживања.

На крају рада је приказан списак коришћене литературе и прилози.

2. ЈЕДНОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК

Механизми састављени од зупчаника или фриксионих точкава, а у којима је геометријска оса макар једног зупчаника или фриксионог точка покретна, називају се *планетарни механизми* [4]. Према томе и циклопреносници се могу посматрати као планетарни механизми, који користе циклозупчанике и дискове са ваљчићима (осовиницама) за пренос кретања и снаге.

При анализи циклопреносника, може се кренути од елементарног планетарног механизма са унутрашњим спрезањем, замењујући нпр. класичне еволвентне зупчанике циклоидним (Слика 2.1). Циклозупчаник ($1p$) се спреже са централним зупчаником или венцем (1), који по свом ободу има постављене осовинице или ваљчиће и који врши ротацију око централне осе. При томе, циклозупчаник ротира око властите осе и, заједно са чланом (S) – носачем или ексцентар вратилом, ротира око осе венца (1). Тако циклозупчаник ($1p$) представља сателит, док члан (S) представља носач сателита. На основу овога, примећује се потпуна сличност са елементарним планетарним механизмима, у којима се користе еволвентни зупчаници.



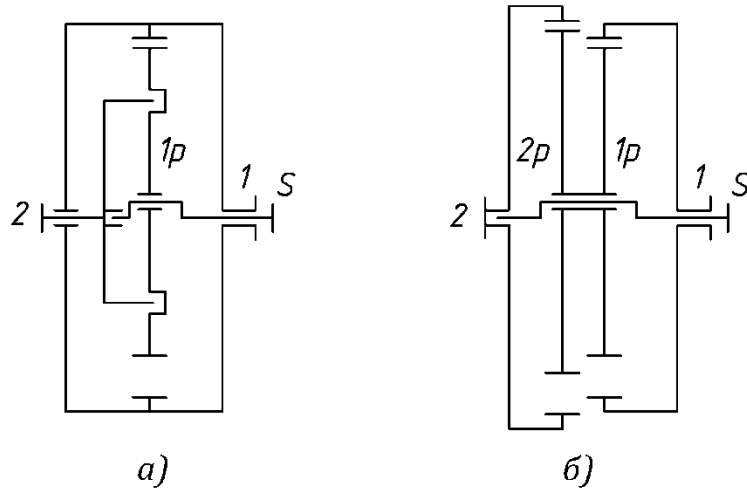
Слика 2.1. Елементарни планетарни механизам

Чланови планетарног механизма чије се осе поклапају са централном осом и примају оптерећење од спољашњег момента, називају се *основним члановима* [4]. Чланови елементарног механизма, венац (1) и носач (S), чије се осе обртања поклапају са основном осом, не могу се користити у овом случају за пренос енергије. Да би се то остварило, потребно је додати још један основни члан елементарном планетарном механизму. Тако се добија *једноступени* или *прости циклопреносник*. Ово је могуће остварити на два начина:

1. Додавањем диска са осовиницама или ваљчићима (2), који ће прихватити епициклично кретање циклозупчаника и пренети га на вратило која се поклапа са централном осом (Слика 2.2.а). Овај начин преноса се користи код данашњих циклоредуктора, а диск (2) се назива још и излазни механизам [67]. На циклозупчанику се налазе отвори, који омогућавају да се обртање циклозупчаника, око властите осе, пренесе на излазни механизам;
2. Додавањем још једног венца (2) са ваљчићима смештеним по ободу, који се спреже са другим циклозупчаником ($2p$) (Слика 2.2.б). Циклозупчаници ($1p$) и ($2p$) су у овом случају чврсто повезани. У литератури се овакви сателити

називају степенести сателити [68, 69], па ће се у овом раду за њих користити термин *степенести циклозупчаници*.

У оба случаја, добија се планетарни преносник са три основна члана: (1), (2) и (S). Вратила венаца и диска, односно основних чланова (1) и (2) су *централна вратила* преносника.



Слика 2.2. Шематски приказ једноступеног или простог циклопреносника

Пошто се ова два начина преноса енергије кроз прости циклопреносник разликују, у овом раду ће се дати скраћени називи за оба типа простог циклопреносника, јер је неопходно извршити њихову детаљну појединачну анализу. Тако, први начин рада, односно конструкцијска конфигурација, може се назвати „ВД” (прости циклопреносник са венцем и диском), а друга „2В” (прости циклопреносник са два венца).

Како би се извршила јасна разлика између простих и сложених циклопреносника, користиће се и термин *структурни слог*, када се мисли на саставни прости циклопреносник у склопу сложеног циклопреносника. Осим тога, прости циклопреносник, код кога је заустављено вратило носача, а слободна вратила венаца (за тип „2В”) или венца и диска (за тип „ВД”), зваће се *основни слог*.

Венци имају по свом ободу постављене ваљчиће, који могу бити пресовани у кућишту венца или се могу слободно обртати. У овом раду ће се анализирати само они преносници, код којих је број ваљчића венца за један већи од броја зубаца циклозупчаника, са којим се спрежу. Нпр., број ваљчића венца 1 је:

$$z_1 = z_{1p} + 1, \quad (2.1)$$

где је: z_{1p} – број зубаца циклозупчаника 1p.

Уколико је то конструкцијски изводљиво, обично су два циклозупчаника постављена на ексцентар вратило, како би се избалансирале и поништиле центрифугалне силе. Оса ротације циклозупчаника је удаљена за величину e (ексцентрицитет) од централне осе.

Основни параметри који се користе при прорачуну планетарних преносника су угаона брзина, обртни момент, снага и степен искоришћења. Уколико су покретна сва три члана простог циклопреносника, тада се ради о *диференцијалном простом циклопреноснику*, док се режим рада назива *тровратилни* или *диференцијални режим рада*. При томе, овакав преносник има

два степена слободе кретања. Блокирањем неког од основних чланова, добија се *ограничени прости циклопреносник* или само *ограничени циклопреносник* који има само један степен слободе кретања и ради у двовратилном режиму.

У наставку, приликом објашњавања основних појмова и извођења једначина, уколико није експлицитно наведено о којој конструкцијској конфигурацији простог циклопреносника се ради, користиће се термини везани за прости циклопреносник тип „2В“.

2.1 ОГРАНИЧЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК

2.1.1 Преносни односи ограниченог циклопреносника

Преносни однос неког основног зупчастог пара (са непокретним осама), дефинисан је односом броја обртаја или односом угаоних брзина зупчаника. Осим тога, преносни однос се може дефинисати односом броја зубаца зупчаника или односом пречника зупчаника [70]:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{d_2}{d_1}. \quad (2.2)$$

Како спољна вратила могу имати исти или супротан смер ротације, потребно је брзинама спољашњих вратила дати одговарајући предзнак. Уколико паралелна вратила ротирају у истом смеру, тада су и њихове брзине означене истим предзнаком. У изразу (2.2) бројеви зубаца и пречници се уписују са позитивним предзнаком за зупчанике са спољашњим озубљењем, а са негативним предзнаком за зупчанике са унутрашњим озубљењем.

Када је код циклопреносника ексцентар вратило заустављено, може се рећи да тада циклопреносник ради као класични преносник са фиксним осама, односно са једним степеном слободе кретања. Режим рада простог циклопреносника, када је заустављен носач или ексцентар вратило, може се назвати *основни режим рада* и при томе се дефинише преносни однос, који се назива *основни преносни однос*:

$$i_o = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)_{n_s=0}, \quad (2.3)$$

где је:

n_1 - број обртаја вратила венца 1,

n_2 - број обртаја вратила венца 2,

n_s - број обртаја вратила носача S.

Сложено кретање простог циклопреносника може се сагледати преко суперпозиције два парцијална кретања. Прво парцијално кретање је спрезање венаца са циклозупчаником, релативно у односу на носач. Ово кретање је једнако кретању основног слога, јер се вратило носача сматра заустављеним ($n_s=0$) и назива се *релативно кретање*.

Друго парцијално кретање је једнако заједничкој ротацији вратила венаца и носача. Тада, не постоји спрезање или релативно кретање венаца у односу на

носач, већ читав планетарни слог ротира круто везан. Ово кретање се назива *преносно кретање*.

Према томе, основни преносни однос је:

$$i_{12} = i_o = \frac{n'_1}{n'_2} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s}, \quad \text{тако да:} \quad (2.4)$$

$$n_1 - i_o n_2 + (i_o - 1)n_s = 0. \quad (2.5)$$

где су:

n'_1, n'_2 - бројеви обртаја венаца 1 и 2, релативно у односу на носач S.

У основном режиму, венац 1 се обрће у истом смеру као и диск (за тип „ВД“), односно у истом смеру као и венац 2 (за тип „2В“). Тако, прости циклопреносник спада у групу *позитивних преносника*, јер је основни преносни однос позитиван (у оба случаја).

Из израза (2.5) добијају се изрази за бројеве обртаја појединих вратила простог циклопреносника:

$$n_1 = i_o n_2 + (1 - i_o)n_s, \quad (2.6)$$

$$n_2 = \frac{n_1 - n_s(1 - i_o)}{i_o}, \quad (2.7)$$

$$n_s = \frac{n_1 - i_o n_2}{(1 - i_o)}. \quad (2.8)$$

Како је код циклопреносника број ваљчића на венцу за један већи од броја зубаца циклозупчаника, може се за тип „ВД“ писати основни преносни однос као:

$$i_o = i_{1p} i_{p2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1 - 1}{z_1}, \quad (2.9)$$

где је:

z_1 - број ваљчића венца,

i_{1p} - преносни однос између венца и циклозупчаника,

$i_{p2} = 1$ - преносни однос између циклозупчаника и диска.

Основни преносни однос простог циклозупчаника типа „2В“ је:

$$i_o = i_{11p} i_{2p2} = \frac{n_1}{n_{1p}} \frac{n_{2p}}{n_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_{1p}}{z_1} \frac{z_2}{z_{2p}} = \frac{z_2(z_1 - 1)}{z_1(z_2 - 1)}, \quad (2.10)$$

где је:

$n_{1p} = n_{2p}$ - број обртаја степенстих циклозупчаника,

$z_{1p} = (z_1 - 1)$ - број ваљчића венца 1,

$z_{2p} = (z_2 - 1)$ - број ваљчића венца 2,

i_{11p} - преносни однос између венца 1 и циклозупчаника 1,

i_{2p2} - преносни однос између циклозупчаника 2 и венца 2.

На основу израза (2.5), (2.9) и (2.10) могу се одредити сви преносни односи за двовратилни режим рада простог циклопреносника. Ови преносни односи су приказани у Табели 2.1.

Табела 2.1. Преносни односи ограниченог циклопреносника

Опис	Преносни однос	Тип „ВД“	Тип „2В“
Најмања мултипликација	$i_{12} = i_o$	$i_{12} = \frac{z_1 - 1}{z_1}$	$i_{12} = \frac{z_2(z_1 - 1)}{z_1(z_2 - 1)}$
Најмања редуција	$i_{21} = \frac{1}{i_o}$	$i_{21} = \frac{z_1}{z_1 - 1}$	$i_{21} = \frac{z_1(z_2 - 1)}{z_2(z_1 - 1)}$
Највећа мултипликација	$i_{1s} = 1 - i_o$	$i_{1s} = \frac{1}{z_1}$	$i_{1s} = \frac{z_2 - z_1}{z_1(z_2 - 1)}$
Највећа редуција	$i_{s1} = \frac{1}{1 - i_o}$	$i_{s1} = -z_1$	$i_{s1} = \frac{z_1(z_2 - 1)}{z_2 - z_1}$
Реверзивна мултипликација	$i_{2s} = 1 - \frac{1}{i_o}$	$i_{2s} = \frac{1}{1 - z_1}$	$i_{2s} = \frac{z_1 - z_2}{z_2(z_1 - 1)}$
Реверзивна редуција	$i_{s2} = \frac{i_o}{i_o - 1}$	$i_{s2} = 1 - z_1$	$i_{s2} = \frac{z_2(z_1 - 1)}{z_1 - z_2}$

Једначине које одређују брзине вратила основних чланова, неког ограниченог циклопреносника, могу се записати и у матричном облику. Ако је нпр. вратило венца 1 улазно вратило, а вратило венца 2 је заковано, тада вреде следеће једначине:

$$\begin{aligned} n_1 - i_o n_2 + (i_o - 1)n_s &= 0 \\ n_1 &= n_{ul} \\ n_2 &= 0 \end{aligned} \quad , \quad (2.11)$$

где је: n_{ul} - угаона брзина улазног вратила.

Овај систем линеарних једначина се може записати у матричном облику:

$$\begin{bmatrix} 1 & -i_o & (i_o - 1) \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ n_{ul} \\ 0 \end{bmatrix} \Rightarrow [C_N] \mathbf{n} = \mathbf{e}_n \quad , \quad (2.12)$$

где је: $[C_N]$ - матрица коефицијената,

\mathbf{n} - вектор непознатих брзина вратила основних чланова,

\mathbf{e}_n - вектор са вредношћу брзине улазног вратила и нулама.

Систем (2.12) се може решити помоћу математичких програма за рад са матрицама. Да би се добиле вредности непознатих брзина, потребно је систем поставити на следећи начин:

$$\mathbf{n} = [C_N]^{-1} \mathbf{e}_n$$

$$\begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_{ul} \\ 0 \\ \frac{n_{ul}}{1 - i_o} \end{bmatrix} \quad . \quad (2.13)$$

2.1.2 Релативна и преносна снага

Два парцијална кретања простог циклопреносника, преносе (са њима повезане) две парцијалне снаге на два различита начина.

У првом парцијалном кретању, снага се преноси са улазног вратила на излазно само преко спрезања венаца и циклозупчаника, при чему се сматра да је носач непомичан. Како је ово кретање (обртање и котрљање) релативно у односу на носач, тако се и ова парцијална снага назива *релативна снага или снага котрљања*.

Релативна снага се преноси са једног венца, који је повезан са улазним вратилом, преко циклозупчаника, на други венац, који је повезан са излазним вратилом. Вредност релативне снаге се може добити за свако вратило венца, рачунањем производа његове угаоне брзине и обртног момента, односно:

$$\begin{aligned} P_{R1} &= T_1(\omega_1 - \omega_S), \\ P_{R2} &= T_2(\omega_2 - \omega_S). \end{aligned} \quad (2.14)$$

где је:

P_{R1} - релативна снага вратила венца 1,

P_{R2} - релативна снага вратила венца 2,

ω_1, ω_2 и ω_S - угаоне брзине венца 1, венца 2 и носача S, респективно.

Приликом спрезања циклозупчаника са венцима, јављају се губици снаге услед трења P_L , који се претварају у топлоту.

Када би се свим вратилима основних чланова придружила иста брзина, тада вредности парцијалних брзина $(n_1 - n_S)$ и $(n_2 - n_S)$ вратила венаца остају непромењене у односу на носач. Ако при томе, моменти вратила остану непромењени, тада тангенцијалне силе које делују на подеони круг венаца такође остају константне. Стога, губици услед трења, који настају спрезањем зубаца и ваљчића, остају непромењени и поред промене брзине. На основу тога, може се закључити да друго парцијално кретање не утиче на губитке преносника.

Када прости циклопреносник ради само у другом парцијалном кретању, односно без релативног кретања између носача и венаца, тада се он понаша као крута спојница. Ова снага, која је везана за друго парцијално кретање, се назива *преносна снага*. Сва три основна члана ротирају истом угаоном брзином, тако да је однос њихових обртних момената константан, односно:

$$P_{s1} : P_{s2} : P_{sS} = T_1 \omega_S : T_2 \omega_S : T_S \omega_S = T_1 : T_2 : T_S = const., \quad (2.15)$$

где је: P_{s1}, P_{s2}, P_{sS} - преносна снага вратила венца 1, 2 и носача S, респективно.

Збрајањем парцијалних снага, добија се укупна снага на вратилима основних чланова, тако да је:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{s1} + P_{R1} = T_1 \omega_S + T_1(\omega_1 - \omega_S) = T_1 \omega_1, \\ P_2 &= P_{s2} + P_{R2} = T_2 \omega_S + T_2(\omega_2 - \omega_S) = T_2 \omega_2, \\ P_S &= P_{sS} + 0 = T_S \omega_S. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Ако се примени принцип о очувању енергије на парцијална кретања, следи

да збир релативних снага, укључујући и придружене губитке услед трења, и збир преносних снага мора бити једнака нули, односно:

$$\begin{aligned}
 - \text{Преносне снаге:} & \quad P_{S1} + P_{S2} + P_{SS} = 0, \\
 - \text{Релативне снаге:} & \quad P_{R1} + P_{R2} + P_L = 0, \\
 - \text{Укупна снага вратила:} & \quad P_1 + P_2 + P_S + P_L = 0.
 \end{aligned}
 \tag{2.17}$$

У случају да се обрћу сва три вратила (тровратилни или диференцијални режим рада), тада преносник ради као диференцијал. Спољашња снага улазног вратила се може поделити између два излазна вратила (деоба снаге) или се спољашња снага два улазна вратила може пренети на излазно вратило (збрајање снаге).

У диференцијалном режиму рада, било које вратило може бити самостално улазно или излазно вратило и пошто преноси укупну снагу, назива се *вратило укупне снаге*. Друга два вратила називају се *вратила парцијалне снаге*. Ову деобу и збрајање снаге у диференцијалу могуће је остварити само ако постоји преносна снага.

Преносна снага основних чланова зависи само од угаоне брзине носача, под условом да су константни спољашњи обртни моменти. Насупрот томе, релативна снага је пропорционална релативној брзини. При било којој апсолутној брзини носача, величина и смер релативних брзина се може мењати, променом броја обртаја вратила венаца 1 и 2. Спајањем константног тока преносне снаге и променљивог тока релативне снаге, може се добити било који произвољан екстерни ток снаге [69].

2.1.3 Обртни моменти

Из услова равнотеже, за стационарно радно стање, сума свих спољашњих момената на вратилима основних чланова је једнака нули, односно [2, 7]:

$$T_1 + T_2 + T_S = 0. \tag{2.18}$$

где је: T_1 - обртни момент на вратилу венца 1,

T_2 - обртни момент на вратилу венца 2,

T_S - обртни момент на вратилу ексцентар вратила S.

Очито је да једначина вреди само када се збир састоји од позитивних и негативних вредности. Међутим, пошто два од три обртна момента увек имају исти знак, величина њиховог збира једнака је величини трећег момента. Вратило које носи збир друга два обртна момента назива се *збирно вратило*. Друга два вратила зову се *диференцијална вратила*. Према томе, обртни моменти збирног вратила и обртни моменти диференцијалних вратила имају супротне знакове.

Такође, на основу израза (2.17), преносне снаге два диференцијална вратила имају исти знак, а збир њихових апсолутних вредности једнак је преносној снази збирног вратила. Ово значи да преносна снага увек тече од збирног вратила према диференцијалним вратилима, и обрнуто.

Када је улазно вратило преносника погоњено неким спољашњим обртним моментом, оно се окреће у истом смеру у коме и момент делује на њега. Тако, улазно вратило карактерише чињеница да његов обртни момент и угаона брзина

имају исти смер (смисао) ротације, односно да имају исти знак.

За разлику од улазног вратила, излазно вратило мора да савлада кочиони обртни моменат потрошача. Овај спољашњи обртни моменат делује супротно смеру ротације, тако да излазни моменат и брзина имају супротне знакове. Стога, обртни момент и брзина имају исте знакове за улазно вратило, а различите знакове за излазно вратило, па је улазна снага увек позитивна, а излазна снага негативна.

Однос између улазне и излазне снаге изражава се преко степена искоришћења преносника. Степен искоришћења простог циклопреносника, у основном режиму рада, назива се *основни степен искоришћења*:

$$\eta_o = \eta_{12} = - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{n_S=0}, \quad (2.19)$$

где је: P_1 – снага на вратилу венца 1,

P_2 – снага на вратилу венца 2.

Степен искоришћења је увек мањи од 1, па се у једначини (2.19) претпоставља да је вратило венца 1 улазно, а вратило венца 2 излазно вратило, што је изражено и кроз индексирање. Осим тога, пошто је степен искоришћења позитиван, неопходно је увести знак минус испред односа снага.

Једначина (3.19) се може записати и у облику, ако је вратило венца 1 улазно вратило:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{P_{R1}>0} = -i_o \eta_{12} = -i_o \eta_o. \quad (2.20)$$

Ако је вратило венца 2 улазно вратило, тада је:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{P_{R1}<0} = - \frac{i_o}{\eta_{12}} = -i_o \eta_o^{-1}, \quad (2.21)$$

где је: P_{R1} – снага спрезања (релативна снага) на вратилу венца 1.

Ако је носач ослобођен и додата спојна обимна брзина на сва три повезана вратила, релативна снага остаје непромењена, све док је спољашњи обртни моменат константан. Стога су изрази (2.20) и (2.21) генерално исправни за све радне услове. Ови изрази се разликују у знаку експонента η_o , који је позитиван за позитивну снагу P_{R1} и негативан за негативну снагу P_{R1} .

Стога се изрази (2.20) и (2.21) могу комбиновити у једну једначину, при чему се уводи општи експонент „ w “, који дефинише ток релативне снаге. Тако се добија [32, 69]:

$$\frac{T_2}{T_1} = -i_o \eta_o^w, \quad (2.22)$$

где је:

$$w = \frac{P_{R1}}{|P_{R1}|} = \frac{T_1(n_1 - n_S)}{|T_1(n_1 - n_S)|} = \pm 1. \quad (2.23)$$

Односи обртних момената називају се коефицијенти трансформације обртних момената или *енергетски преносни односи* [71]. Према томе, да би се олакшала будућа анализа односа обртних момената, као и тока снаге, потребно је

увести основни енергетски преносни однос, као:

$$\bar{i}_o = i_o \eta_o^w . \quad (2.24)$$

Комбиновањем израза (2.22), (2.24) и (2.18), могу се добити једначине за остале односе обртних момената:

$$\frac{T_S}{T_1} = \bar{i}_o - 1 , \quad (2.25)$$

$$\frac{T_S}{T_2} = \frac{1}{\bar{i}_o} - 1 . \quad (2.26)$$

Уколико се занемаре губици снаге, тада је енергетски преносни однос једнак основном преносном односу $\bar{i}_o = i_o$, па је однос обртних момената:

$$T_1 : T_2 : T_S = 1 : -i_o : i_o - 1 = const. \quad (2.27)$$

У случају простог циклопреносника, који ради у тровратилном режиму, односно као диференцијални циклопреносник са два степена слободе кретања, јасно је на основу израза (2.27) да такав преносник не може преносити снагу, ако је неко од вратила слободно. У том случају, обртни момент на том вратилу је нула, па претходни однос захтева да остала два обртна момента буду нула, што одговара стању мировања.

Ако постоје губици у преноснику, тада је однос обртних момената:

$$T_1 : T_2 : T_S = 1 : -\bar{i}_o : \bar{i}_o - 1 . \quad (2.28)$$

Систем једначина, који одређује односе између обртних момената, може се записати у матричном облику. Ако је нпр. познат обртни момент на вратилу 1, тада се коришћењем израза (2.18) и (2.22), може записати следећи систем једначина,:

$$\begin{aligned} T_1 \bar{i}_o + T_2 &= 0 \\ T_1 + T_2 + T_S &= 0 \\ T_1 &= T_{ul} \end{aligned} \quad , \quad (2.29)$$

где је: T_{ul} - вредност обртног момента улазног вратила.

Овај систем линеарних једначина се може записати у матричном облику:

$$\begin{bmatrix} \bar{i}_o & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T_{ul} \end{bmatrix} \Rightarrow [D_T] \mathbf{t} = \mathbf{e}_t \quad , \quad (2.30)$$

где је: $[D_T]$ - матрица коефицијената,

\mathbf{t} - вектор непознатих обртних момената основних чланова,

\mathbf{e}_t - вектор са вредношћу познатог обртног момента и нулама.

Решење система је:

$$\mathbf{t} = [D_t]^{-1} \mathbf{e}_t$$

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{ul} \\ -\bar{i}_o T_{ul} \\ (\bar{i}_o - 1) T_{ul} \end{bmatrix} . \quad (2.31)$$

Прости циклопреносник има позитиван преносни однос $i_o > 0$, тако да је $\overline{i_o} > 0$, па на основу израза (2.22) и (2.24) следи да је однос момената $(T_2/T_1) < 0$. Ово значи да су обртни моменти вратила венца 1 и венца 2 различитог предзнака, што значи да једно од њих, које има већу апсолутну вредност, мора бити збирно вратило.

За прости циклопреносник типа „ВД“, основни преносни однос, дат у изразу (2.9), показује да је $i_o < 1$, тако да вреди: $0 < \overline{i_o} < 1$, ако је $w = +1$. Пошто је $|T_2/T_1| < 1$, код овог типа преносника, вратило венца 1 представља збирно вратило. У случају да је $w = -1$, може се претпоставити да теоријски могу наступити следећа три случаја, с обзиром на међусобни однос i_o и η_o :

- 1) $i_o < \eta_o$, вратило венца 1 је збирно вратило;
- 2) $i_o = \eta_o$, блокада преносника, јер $\overline{i_o} = 1$ па следи из (2.28) да је $|T_1| = |T_2|$;
- 3) $i_o > \eta_o$, $|T_2/T_1| > 1$, вратило диска постаје збирно вратило.

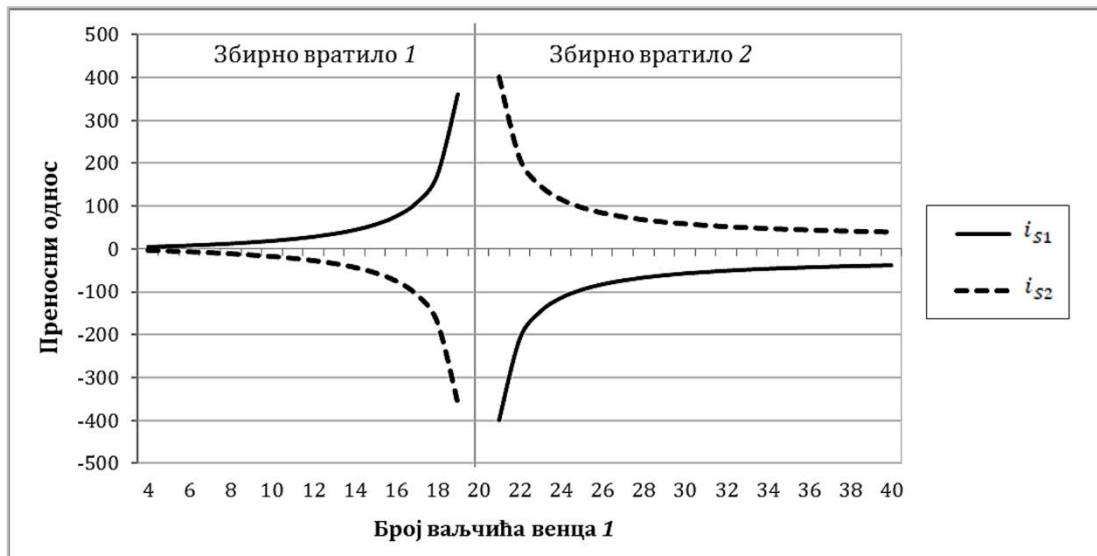
За тип „2В“ простог циклопреносника, основни преносни однос је дат кроз израз (2.10). Како би се упоредио са претходним типом „ВД“, усвојиће се да је $i_o < 1$, што је могуће само у случају ако је испуњен услов $z_1 < z_2$, односно да је број ваљчића венца 1 мањи од броја ваљчића венца 2. Тако вреди све оно што је наведено и за тип „ВД“, па је за $w = +1$, вратило венца 1 збирно вратило. Такође, потребно је обратити пажњу када је $w = -1$, при чему могу наступити три случаја, као код претходног типа „ВД“.

Дакле, када се рачунају губици унутар циклопреносника, тада теоријски може наступити блокада преносника или промена збирног вратила, **али само у случају да релативна снага тече од вратила 2 према вратилу 1** ($w = -1$). Ово се дешава услед пада основног степена искоришћења и/или повећања основног преносног односа. У складу с тим, веома битно је у наставку истражити губитке снаге, као и параметре који утичу на смањење степена искоришћења, како би се пронашла тачка где наступа ова промена. То ће омогућити оптималан избор основног преносног односа, за дате геометријске и кинематичке улазне параметре.

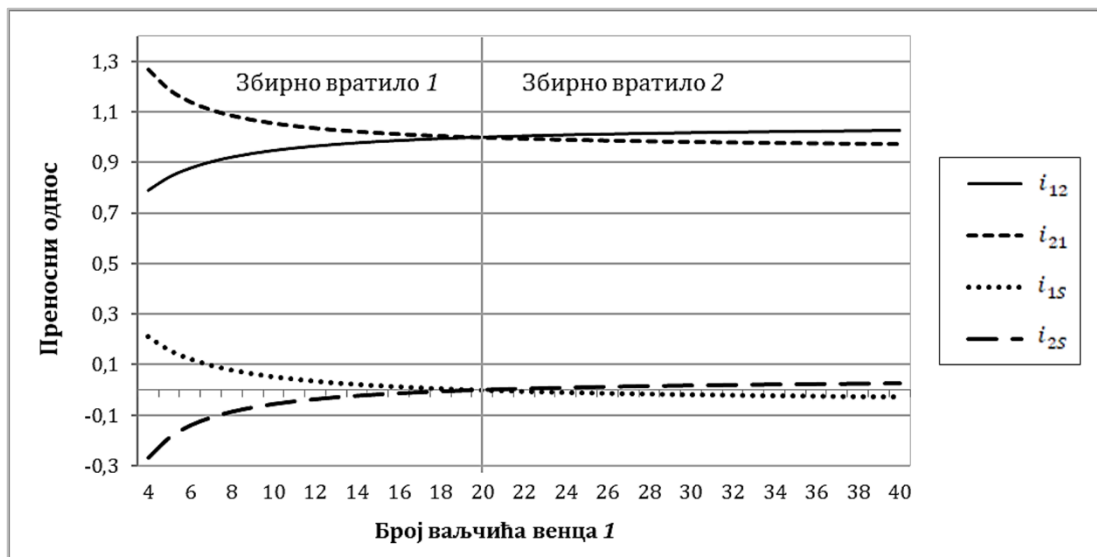
Како би се приказала промена преносног односа за тип „2В“, посматраће се теоријски модел, при чему је $z_2 = 20$, док се број ваљчића венца 1 мења од $z_1 = 4$ до $z_1 = 40$. На Слици 2.3, приказана је функција промене преносних односа i_{S1} и i_{S2} . Ако је $z_1 = z_2 = 20$, јавља се блокада преносника. Када је $z_1 > z_2$, вратило венца 2 постаје збирно вратило.

Промена преносних односа i_{12} , i_{21} , i_{1S} и i_{2S} је приказана на Слици 2.4. Очито је да нема потребе за великим бројем ваљчића на венцу 1, када вратило венца 2 постане збирно вратило (ако се посматра само преносни однос, а не и контактне силе).

Може се приметити да се исте или сличне вредности преносних односа могу остварити у првој фази (са мањим бројем ваљчића), као што су у другој фази. Због тога, при анализи губитака и могућности појаве самокочивости, довољно је посматрати само први период, како би се пронашла релација између i_o и η_o .



Слика 2.3. Промене преносних односа i_{s1} и i_{s2}



Слика 2.4. Промене преносних односа i_{12} , i_{21} , i_{1s} и i_{2s}

Израда циклопреносника са степенастим циклозупчаницима, који имају већи број ваљчића на венцима, била би оправдана само у случају великих обртних момената, како би се смањиле силе које оптерећују ваљчиће.

2.1.4 Степени искоришћења ограниченог циклопреносника

Степен искоришћења неког преносника се генерално може изразити као:

$$\eta = -\frac{P_{iz}}{P_{ul}} = -\frac{\sum T_{iz}\omega_{iz}}{\sum T_{ul}\omega_{ul}}, \quad (2.32)$$

где је: P_{iz} , P_{ul} – укупна излазна и улазна снага, респективно,

$\sum T_{iz}\omega_{iz}$ – збир обртних момената и угоних брзина свих излазних вратила,

$\sum T_{ul}\omega_{ul}$ – збир обртних момената и угоних брзина свих улазних вратила.

Степени искоришћења ограниченог циклопреносника могу бити

представљени у функцији енергетског и основног преносног односа. У општем случају вреди:

$$\eta_{xy} = -\frac{P_y}{P_x} = -\frac{T_y \omega_y}{T_x \omega_x} = \frac{\overline{i_{xy}}}{i_{xy}}, \quad (2.33)$$

где је:

η_{xy} – степен искоришћења када је вратило члана x улазно, а члана y излазно,

$\overline{i_{xy}} = \left(-\frac{T_y}{T_x}\right)$ – енергетски преносни однос између вратила чланова x и y ,

i_{xy} – кинематски преносни однос између вратила чланова x и y .

Тако, за случај да је вратило венца 1 улазно вратило, а ексцентар вратило S излазно вратило, степен искоришћења се може писати као:

$$\eta_{1S} = -\frac{P_S}{P_1} = -\frac{T_S \omega_S}{T_1 \omega_1} = \frac{\overline{i_{1S}}}{i_{1S}},$$

и након увођења израза из Табеле 2.1, као и (2.24) и (2.28) добија се:

$$\eta_{1S} = \frac{\overline{i_o} - 1}{i_o - 1}. \quad (2.34)$$

Како је улазна снага позитивна, тако је $T_1 > 0$ и $n_1 > 0$. Пошто је вратило 1 збирно вратило, онда је $T_S < 0$, а како је излазна снага негативна тада је $n_S > 0$. Према томе, да би се одредио коефицијент "w" из израза (2.23), потребно је израчунати однос $i_{1S} = n_1/n_S$. Из Табеле 2.1, за основни преносни однос циклопреносника, који се креће у границама $0 < i_o < 1$, добија се $i_{1S} < 1$, тако да вреди $n_S > n_1$. Стога се може закључити да је коефицијент $w = -1$, јер је $P_{R1} = T_1(n_1 - n_S) < 0$. Према томе, израз (2.34) се може написати у облику:

$$\eta_{1S} = \frac{\frac{i_o}{\eta_o} - 1}{i_o - 1}. \quad (2.35)$$

Сличном анализом, могу се пронаћи изрази за остале степене искоришћења ограниченог простог циклопреносника, који су приказани у Табели 2.2.

Табела 2.2. Изрази за степене искоришћења ограниченог циклопреносника

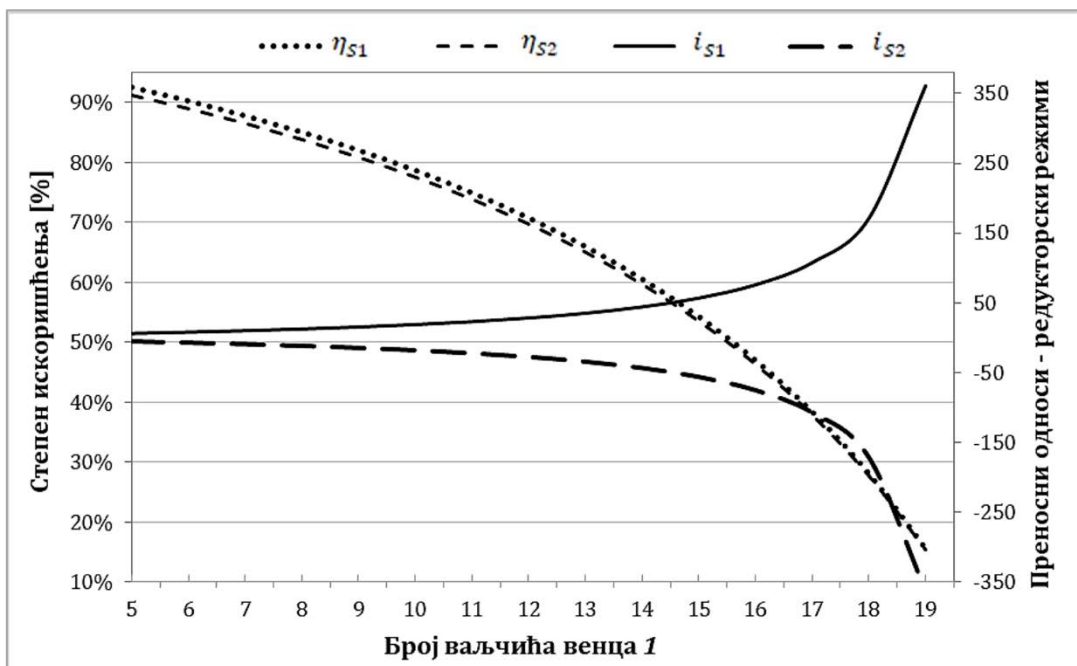
	η_{12}	η_{21}	η_{1S}	η_{S1}	η_{2S}	η_{S2}
w	+1	-1	-1	+1	-1	+1
$f(\overline{i_o}, i_o)$	$\frac{\overline{i_o}}{i_o}$	$\frac{i_o}{\overline{i_o}}$	$\frac{\overline{i_o} - 1}{i_o - 1}$	$\frac{i_o - 1}{\overline{i_o} - 1}$	$\frac{i_o(1 - \overline{i_o})}{\overline{i_o}(1 - i_o)}$	$\frac{\overline{i_o}(1 - i_o)}{i_o(1 - \overline{i_o})}$
$f(\eta_o, i_o)$	η_o	η_o	$\frac{\frac{i_o}{\eta_o} - 1}{i_o - 1}$	$\frac{i_o - 1}{i_o \eta_o - 1}$	$\frac{i_o - \eta_o}{i_o - 1}$	$\frac{i_o - 1}{i_o - \frac{1}{\eta_o}}$

Анализом израза из Табеле 2.2, може се закључити да у случајевима, када је ексцентар вратило излазно вратило (η_{1S}, η_{2S}) и за услов да је $i_o \geq \eta_o$, ограничени циклопреносник постаје блокиран, због самокочивости, јер је $\eta_{1S} \leq 0$ и $\eta_{2S} \leq 0$. Осим тога, ово показује да је немогуће да вратило венца 2 постане збирно вратило, како је претпостављено у тачки 2.1.2, ако је вратило ексцентра S излазно вратило.

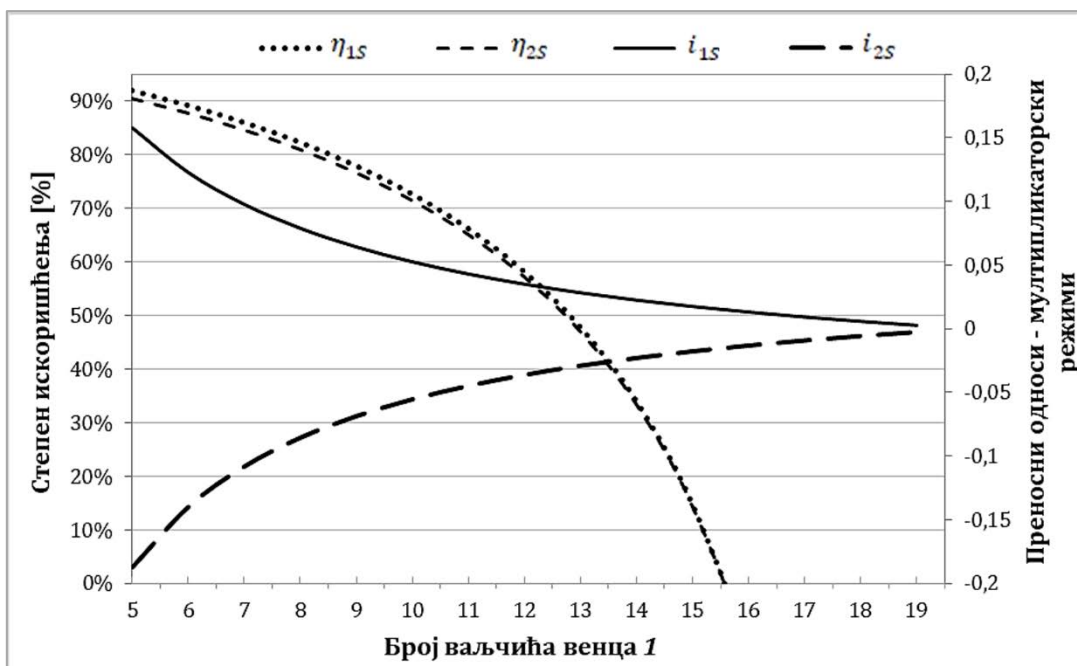
Ово је могуће само у случају основног режима рада, када је вратило венца 2 улазно вратило.

На сликама 2.5 и 2.6, приказана је промена преносног односа и степена искоришћења за тип „2В“, док је на сликама 2.7 и 2.8 приказана промена за тип „ВД“, уз претпоставку да је основни степен искоришћења константан $\eta_0 = 0,985$, за редукторски и мултипликаторски режим рада, респективно.

На Слици 2.6 може се приметити појава самокочивости преносника, већ при броју ваљчића $z_1 \geq 15$ венца 1, при чему је константан број ваљчића венца 2, односно $z_2 = 20$. Насупрот томе, у редукторским режимима рада се не дешава самокочивост.

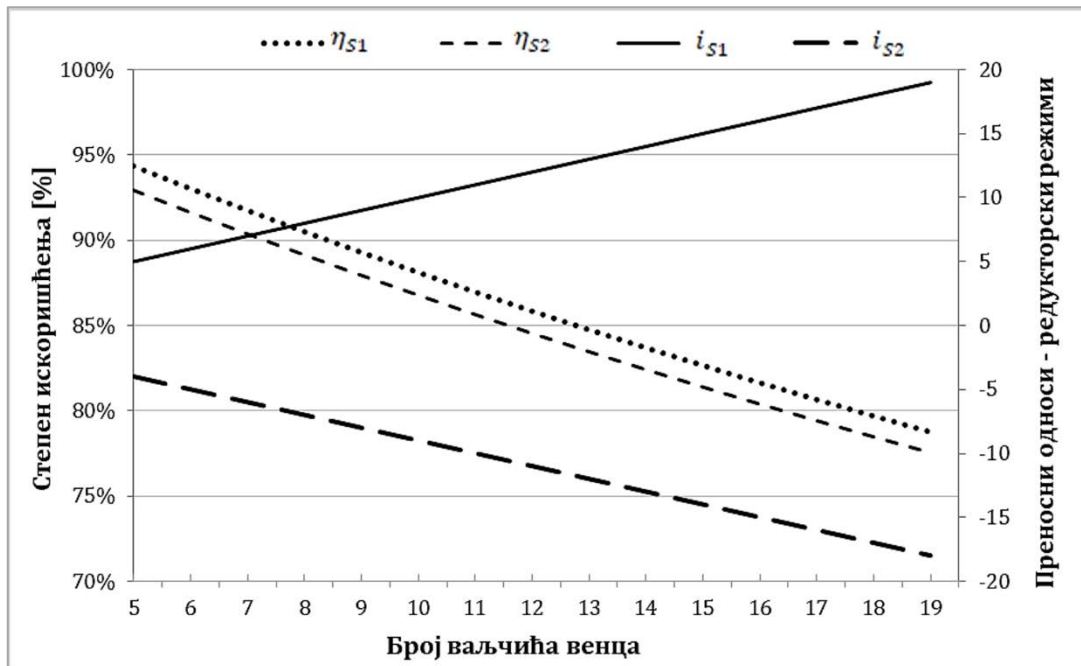


Слика 2.5. Редукторски режим - тип „2В“

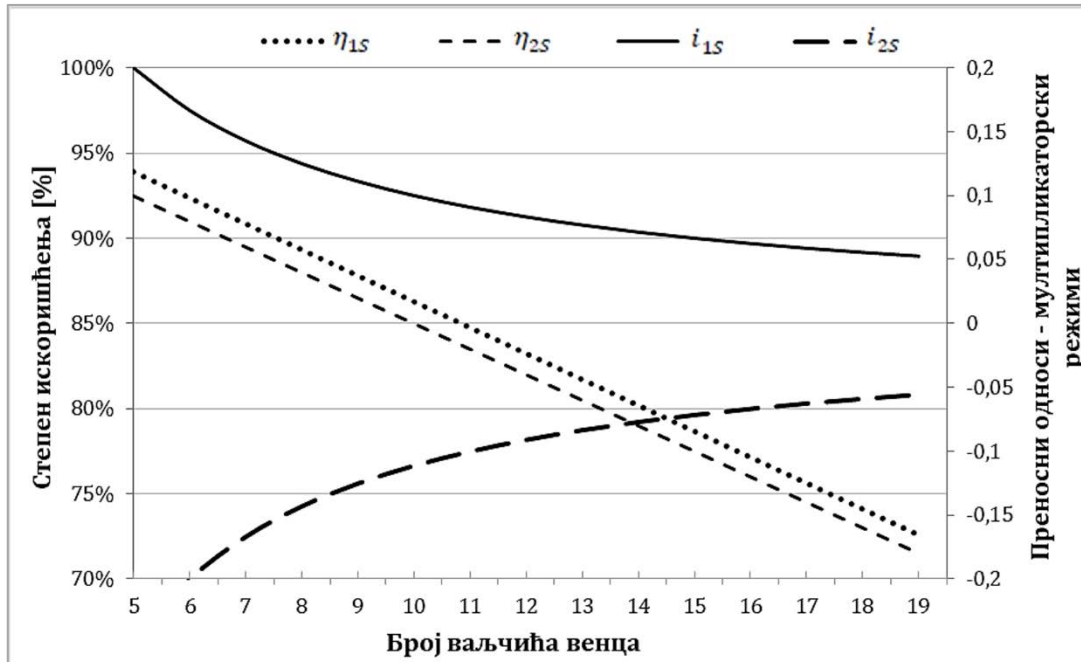


Слика 2.6. Мултипликаторски режим - тип „2В“

У редукторским, али и мултипликаторским режимима, бољи резултат степена искоришћења се добија када је улаз, односно излаз на вратилу 1. Осим тога, без обзира што тип „2В“ може остварити велике преносне односе, са малим бројем ваљчића, евидентан је експоненцијални пад степена искоришћења.



Слика 2.7. Редукторски режими - тип „ВД“



Слика 2.8. Мултипликаторски режими - тип „ВД“

У наставку је неопходно утврдити утицај различитих параметара на губитке снаге преносника, како би се добиле што тачније теоријске вредности степена искоришћења.

3. ГЕОМЕТРИЈСКЕ, КИНЕМАТИЧКЕ И СТАТИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПРОСТОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

3.1. ГЕОМЕТРИЈА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА

За геометријски облик циклозупчаника је изабрана еквилистанта епитрохо-иде, са параметрима који задовољавају одређене услове. Један од важнијих параметара је полупречник еквилистанте r_c , чија је величина ограничена минималним полупречником кривине основне епитрохоиде [2, 27]. На основу геометријских однос приказаних на Слици 3.1, једначине тачке D се могу написати у облику [27]:

$$\begin{aligned} x_t &= e(\cos z\phi + \lambda z \cos \phi) \\ y_t &= e(\sin z\phi + \lambda z \sin \phi) \end{aligned} \quad (3.1)$$

при чему је утврђен коефицијент епитрохоиде λ , дефинисан релацијом:

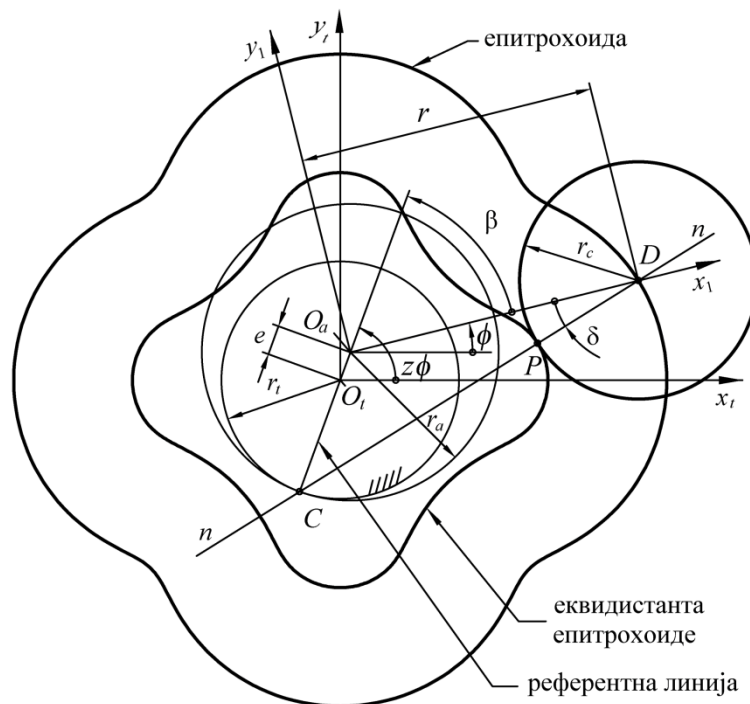
$$\lambda = \frac{r_1}{r_a} = \frac{r}{ez}, \quad (3.2)$$

где је: $r = r_1$ – удаљеност тачке D од центра O_a покретне кружнице,

r_a – полупречник покретне кружнице,

e – ексцентрицитет,

$z = z_1$ – број ваљчића венца.



Слика 3.1. Генерисање немодификоване и модификоване епитрохоиде [27]

Уместо коефицијента епитрохоиде λ , користи се и коефицијент кориговања ξ [2], чије су препоручене границе у опсегу $\xi=0,15\div 0,5$. На основу израза за

коэффициенте у [2, 27], може се дефинисати однос између λ и ξ :

$$\lambda = \frac{1}{1 - \xi} . \quad (3.3)$$

Ако је крива дефинисана једначинама у параметарском облику, полупречник кривине у било којој тачки, рачуна се по формули:

$$\rho_t = \frac{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{3/2}}{\dot{x}\ddot{y} - \ddot{x}y} . \quad (3.4)$$

На основу геометријских односа са Сlike 3.1, може се показати да је угао β између референтне линије центара и осе x_1 једнак:

$$\beta = (z - 1)\phi . \quad (3.5)$$

Налажењем првог и другог извода, може се једначина 3.4 написати у облику [27]:

$$\rho_t = \frac{ez[1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \beta]^{3/2}}{z + \lambda^2 - \lambda(z_1 + 1) \cos \beta} . \quad (3.6)$$

Модификована епитрохоида има облик еквидистанте основне криве, па је на основу тога растојање дуж нормале на основну криву константно и једнако r_c . Полазећи од овог услова и основног принципа који важи за унутрашњу модификацију, може се написати основни израз за одређивање полупречника кривине модификоване епитрохоиде у облику:

$$|\rho_c| = |\rho_t| \pm r_c \quad \text{или} \quad \rho_c = \rho_t - r_c . \quad (3.7)$$

Промена знака полупречника кривине настаје у превојној тачки, где кривина прелази из конвексног у конкавни облик, и обратно. У једначини 3.7, знак „+“ се односи на конкавни, а знак „-“ на конвексни део криве.

На Слици 3.1. је приказано да у току релативног кретања кинематских кругова, док тачка D генерише епитрохоиду, тачка P генерише еквидистанту. Угао обележен са δ , који представља угао између нормале $n-n$ и радијус вектора тачке D, може се дефинисати као *угао захвата*. Тачка додира P модификованог профила лежи на нормали основног профила и у току кретања циклозупчаника биће у контакту са тачкама спрегнутог профила, које су распоређене са леве и десне стране заједничке нормале. Према томе, контакт се остварује са једним делом спрегнутог профила који је ограничен максималном вредношћу угла захвата.

Координате тачке додира P у координатном систему епитрохоиде су:

$$\begin{aligned} x_t &= e(\cos z\phi + \lambda z \cos \phi) - r_c \cos(\phi + \delta) \\ y_t &= e(\sin z\phi + \lambda z \sin \phi) - r_c \sin(\phi + \delta) \end{aligned} \quad (3.8)$$

На основу геометријских односа са Сlike 3.1 и уз примену основних тригонометријских трансформација може се добити израз за одређивање угла δ [27]:

$$\delta = \arctan \frac{\sin(z - 1)\phi}{\lambda - \cos(z - 1)\phi} , \quad (3.9)$$

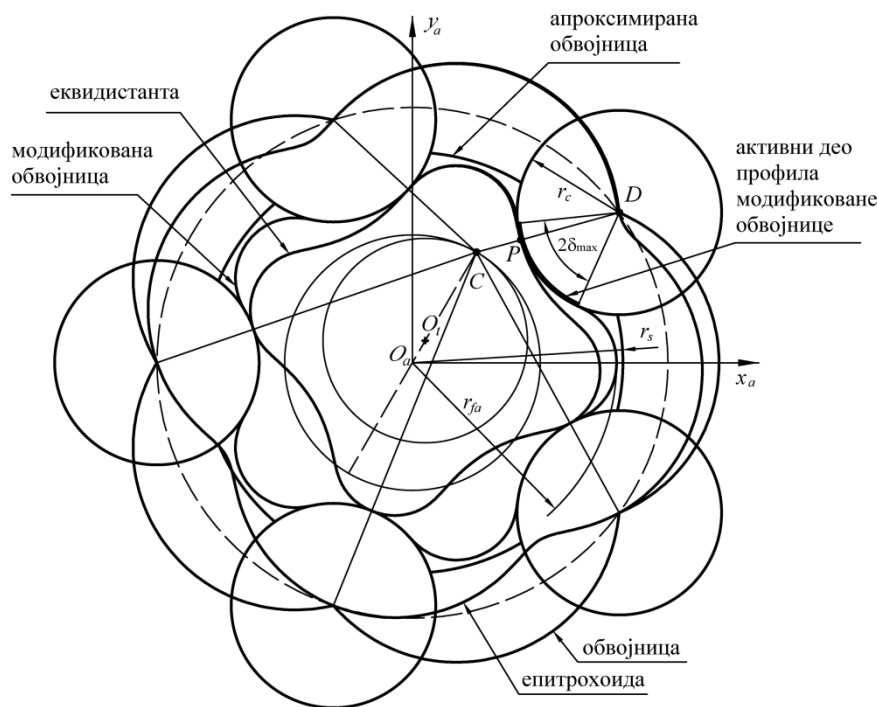
док је израз за максималну вредност угла захвата:

$$\delta_{max} = \arctan[\pm(\lambda^2 - 1)^{-1/2}] . \quad (3.10)$$

Када су у израз 3.9 уведе смена $\beta = (z - 1)\phi$, може се приметити да на угао захвата δ , од конструктивних параметара, утиче само коефицијент епитрохоиде λ . С обзиром да је при малим вредностима овога угла мала и површина контакта, што за последицу има њено интензивно хабање, то се за нормалне радне услове препоручују веће вредности угла δ , односно мање вредности коефицијента епитрохоиде λ [27].

3.2. ГЕОМЕТРИЈА ВЕНЦА И ДИСКА

Геометрија венца је израђена на основу профила модификоване обвојнице, која се добија као еквилистанта обвојнице са полупречником еквилистанте r_c . Као и код профила циклозупчаника, тачка додира P се налази на удаљености r_c од тачке D и лежи на заједничкој нормали, која пролази кроз кинематски пол C (Слика 3.2) [27]. Положај тачке P је на кружном луку полупречника r_c , који обухвата угао $2\delta_{max}$ са врхом у тачки D . Ово је *активни део профила венца*, тако да се преостали део профила може и изоставити.



Слика 3.2. Дефинисање спрегнутих профила епитрохоидног зупчастог пара [27]

Део профила који не учествује у спрезању, може се апроксимирати кружним луковима или једноставно само користити ваљчиће пречника r_c . Центри ваљчића су удаљени од централне осе за вредност која одговара подеоном полупречнику покретне кружнице, односно за величину r (са Сlike 3.1). На основу изложеног, могуће је једноставно израчунати еквивалентни полупречник спрегнутих профила, на основу израза [27]:

$$\rho_e = \frac{\rho_c r_c}{\rho_c \pm r_c} \quad (3.11)$$

где је:

ρ_c - полупречник кривине циклозупчаника,

r_c - полупречник ваљчића,

при чему знак „+“ одговара спрезању две конвексне површине, а знак „-“ спрезању конкавне и конвексне површине.

При конструкцији диска излазног механизма, за тип „ВД“ (Слика 3.3), неопходно је на диску уградити осовинице са ваљчићима, које ће прихватити обртање циклозупчаника око своје осе и пренети га на вратило диска. Ако је d_{v2} спољашњи пречник ваљчића, тада отвори на циклозупчанику морају бити:

$$D_{cz} = d_{v2} + 2e. \quad (3.12)$$

Пречник ваљчића на венцу је одређен условом:

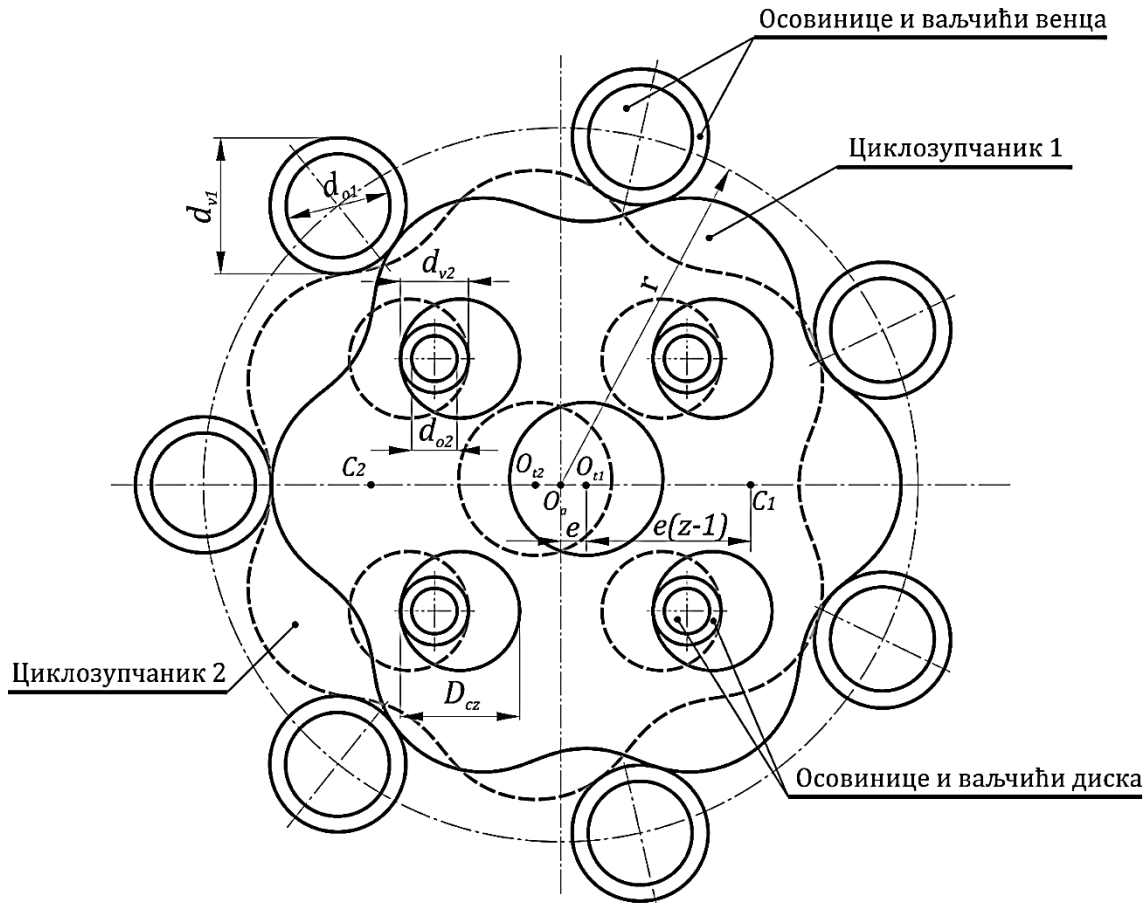
$$r_c \leq r \sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right). \quad (3.13)$$

У Табели 3.1, дате су основне геометријске величине, које служе као основа при конструисању циклопреносника.

Табела 3.1. Основне геометријске величине циклопреносника

Назив величине	Израз
Број ваљчића венца $z = z_1$	Усвојити према пројектном задатку
Полупречник подеоног круга венца $r = r_1$	Усвојити према габаритним ограничењима
Полупречник ваљчића венца r_c	$r_c \leq r \sin(180^\circ/z)$
Број зубаца циклозупчаника z_{p1}	$z_{p1} = z_1 - 1$
Коефицијент кориговања ξ ; Коефицијент трохоиде λ	$\xi = 0,15 \div 0,5$; $\lambda = 1,1 \div 2,0$
Полупречник покретне кружнице r_a	$r_a = r/\lambda$
Полупречник непокретне кружнице r_t	$r_t = r_a(z_{p1}/z_1)$
Величина ексцентрицитета e	$e = r_1/z_1$
Пречник теменог круга циклозупчаника d_{ap}	$d_{ap} = 2(r + e - r_c)$
Пречник подножног круга циклозупчаника d_{fp}	$d_{fp} = 2(r - e - r_c)$

На Слици 3.3, циклозупчаник 2 (приказан испрекиданом линијом) је заокренут за 180° у односу на циклозупчаник 1. Обично се користе два циклозупчаника, како би се омогућило равномерно спрезање, а уједно ублажиле центрифугалне силе. Са тачкама C_1 и C_2 означени су кинематски полови циклозупчаника 1 и 2, респективно.



Слика 3.3. Геометријски величине циклопреносника типа „ВД“

На Слици 3.4, приказани су одређени карактеристични пречници циклозупчаника, који при конструисању и оптимизацији циклозупчаника морају бити у одговарајућим границама. Та ограничења су:

$$\begin{aligned}
 d_{mp} &= d_{m2} \\
 d_{fp} &> d_{mp} + \frac{D_{cz}}{2} \\
 D_p &< d_{mp} - \frac{D_{cz}}{2}
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

где је:

d_{mp} - подеони пречник отвора на циклозупчанику,

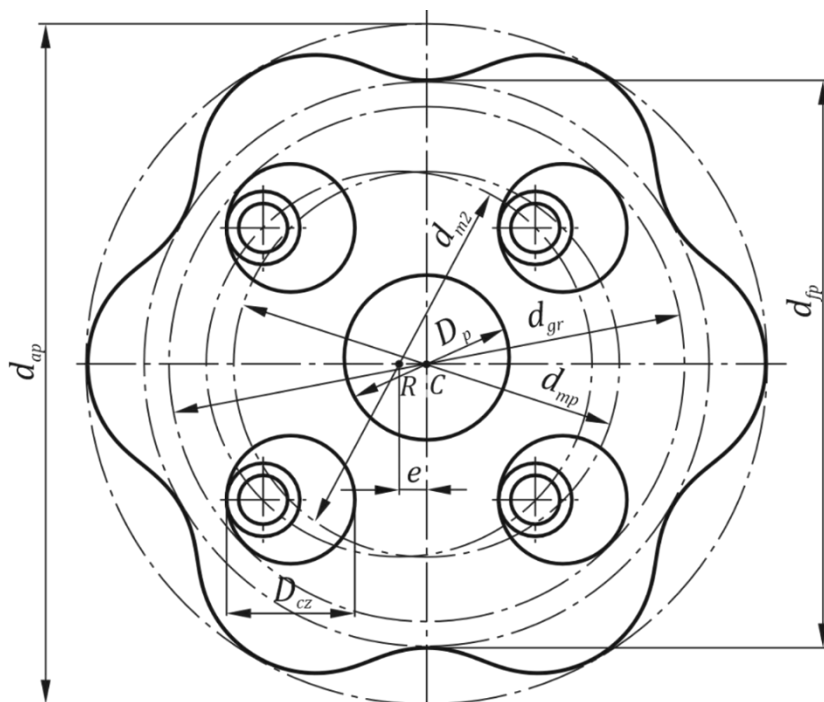
d_{m2} - подеони пречник осовиница диска,

d_{fp} - пречник подножног круга циклозупчаника,

D_{cz} - пречник отвора на циклозупчанику,

D_p - пречник отвора за лежај циклозупчаника.

Ова ограничења су везана само за израду циклозупчаника типа „ВД“, јер се циклозупчаник код типа „2В“ не израђује са отворима. Међутим, могуће је због ублажавања центрифугалних сила упарити циклозупчанике и код типа „2В“, па се тада у циклозупчаницима морају израдити отвори за спајање. У овом случају, неопходно је узети у обзир ова ограничења.



Слика 3.4. Карактеристични пречници циклозупчаника

У наставку ће се извршити анализа кинематичких и статичких величина циклопреносника, али само са једним зупчаником. Утицај другог зупчаника се може накнадно симетрично додати.

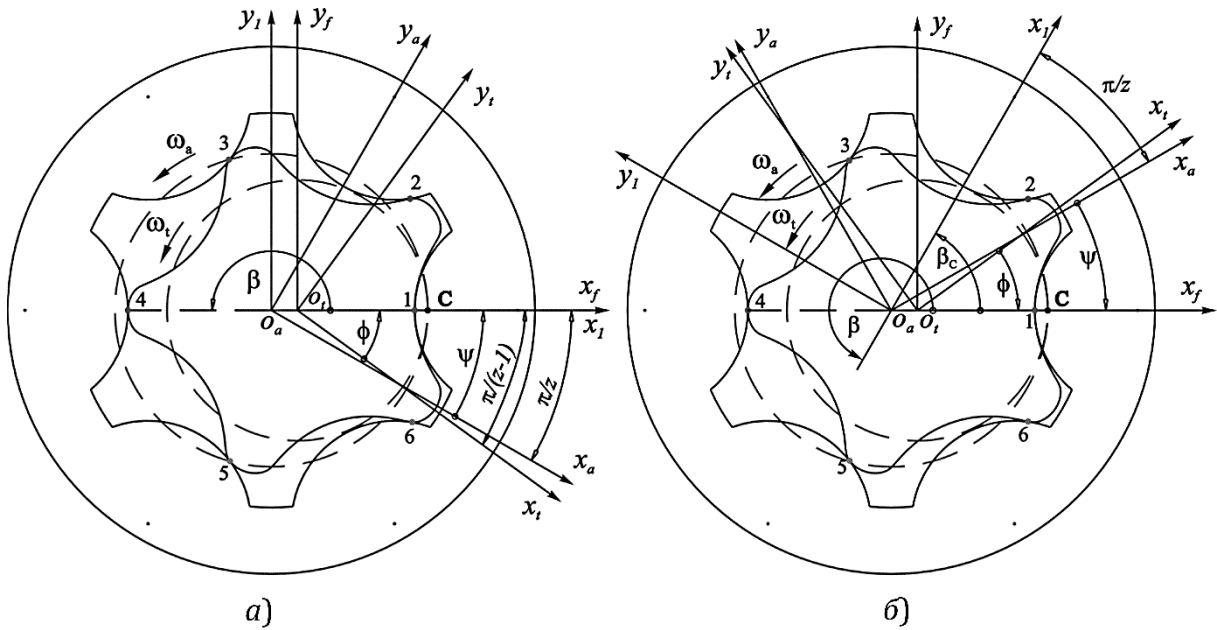
3.3. КИНЕМАТСКА АНАЛИЗА СПРЕЗАЊА

Како би се дефинисало кретање тачке додира потребно је, осим координатног система трохоиде $O_t x_t y_t$, обвојнице $O_a x_a y_a$ и генеришућег координатног система $O_a x_1 y_1$, увести и непокретни координатни систем $O_a x_f y_f$ са почетком у средишту кинематског круга трохоиде [27]. У почетном тренутку, када посматрани зубац циклозупчаника започиње спрезања (тачка 1), важе следећи услови (Слика 3.5.а):

- циклозупчаник ротира у позитивном математичком смеру,
- угао $\beta = \pi$,
- осе $O_a x_f$ и $O_a x_1$ су поклопљене,
- оса $O_a x_1$ пролази кроз средиште спрегнутог кружног профила и у току кретања задржава угао од π/z у односу на осу $O_a x_a$,
- осе $O_t x_t$ и $O_a x_a$ су закрнуте у односу на осу $O_f x_f$ за угао $\phi = \pi/(z - 1)$ и $\psi = \pi/z$, респективно.

Циклозупчаник ротира угаоном брзином ω_t , док венац ротира угаоном брзином ω_a . Преносни однос је дат следећом релацијом:

$$i_{at} = \frac{\omega_a}{\omega_t} = \frac{z - 1}{z} . \quad (3.15)$$



Слика 3.5. Кинематски модел трохидног зупчастог пара са непокретним осама [28]

Зубац циклозупчаника започиње спрезање у тачки 1 (Слика 3.5.а) и тада је угао ротације генеришућег координатног система или угао обртања $\beta_c=0$. Спрезање се наставља у смеру обртања и када тачка спрезања дође у положај 2 (Слика 3.5.б), тада следећи зубац улази у спрегу. У том тренутку вредност угла β_c износи $2\pi/z$. На основу овога угаоног помака, може се израчунати вредност угла β_c , при коме се остварује контакт у појединим карактеристичним тачкама $i=1,2,3,\dots$ (Слика 3.5.а):

$$\beta_{ci} = \frac{2\pi}{z}(i - 1). \quad (3.16)$$

Посматрањем кретања тачке спрезања једног зупца, могу се написати координате положаја, те тачке у фиксном координатном систему у облику [27]:

$$\begin{aligned} x_p &= e\{z\lambda \cos \beta_c - 1 - c \cos(\beta_c + \delta_c)\} \\ y_p &= e\{z\lambda \sin \beta_c - c \sin(\beta_c + \delta_c)\} \end{aligned} \quad (3.17)$$

где је:

$$c = \frac{r_c}{e} \quad \text{— коефицијент полупречника еквилистанте,} \quad (3.18)$$

$$\delta_c = \arctan \frac{\sin \beta_c}{\lambda - \cos \beta_c}. \quad (3.19)$$

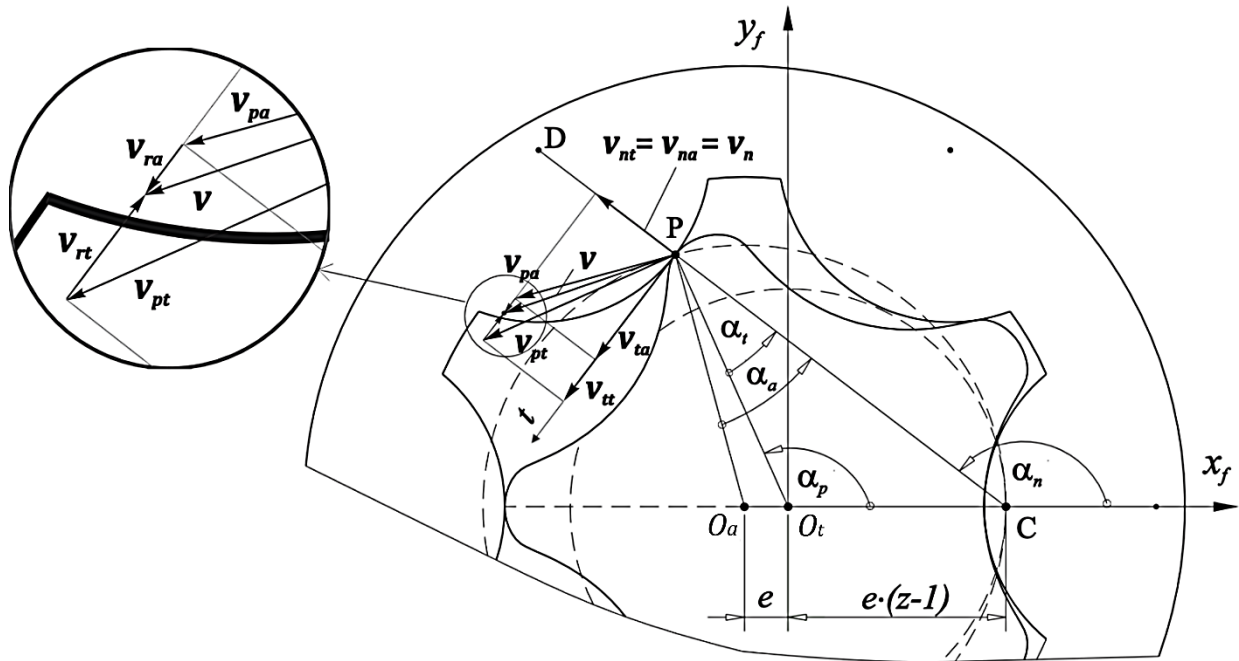
Апсолутна брзина тачака спрегнутих профила, која је у правцу тангенте на додирници, једнака је векторском збиру преносне и релативне брзине. Тако се могу написати следеће векторске једначине, за апсолутну брзину тачке спрезања на циклозупчанику и венцу, респективно (Слика 3.6):

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_t = \mathbf{v} &= \mathbf{v}_{pt} + \mathbf{v}_{rt} \\ \mathbf{v}_a = \mathbf{v} &= \mathbf{v}_{pa} + \mathbf{v}_{ra} \end{aligned} \quad (3.20)$$

при чему индекс p одговара преносној, а индекс r релативној брзини.

Интензитет компоненте преносне брзине дуж заједничке тангенте t у некој тачки контакта P , за циклозупчаник и венац се може написати у облику:

$$\begin{aligned} v_{\tau t} &= \sqrt{x_P^2 + y_P^2} \cdot \omega_2 \cdot \cos \alpha_t \\ v_{\tau a} &= \sqrt{(x_P + e)^2 + y_P^2} \cdot \omega_1 \cdot \cos \alpha_a \end{aligned} \quad (3.21)$$



Слика 3.6. Кинематски параметри трохоидног зупчастог пара

Како би се дефинисале неопходне геометријске величине, потребно је написати изразе за пројекције дужи \overline{CP} [27]:

$$\begin{aligned} x_{CP} &= e\{z\lambda \cos \beta_c - z - c \cos(\beta_c + \delta_c)\} \\ y_{CP} &= e\{z\lambda \sin \beta_c - c \sin(\beta_c + \delta_c)\} \end{aligned}, \quad (3.22)$$

а затим се могу одредити величине углова (Слика 3.6)

$$\alpha_n = \arctan \frac{y_{CP}}{x_{CP}}, \quad (3.23)$$

$$\alpha_p = \arctan \frac{y_P}{x_P}. \quad (3.24)$$

Применом синусне теореме на троугао O_tPC према Слици 3.6, добија се [27]:

$$\alpha_t = \arcsin \left(\frac{e(z-1)}{\sqrt{x_P^2 + y_P^2}} \sin \alpha_n \right). \quad (3.25)$$

Да би спрезање било исправно, као и да би се очувала континуалност кретања, потребно је да компоненте преносних брзина у правцу заједничке нормале буду једнаке (Слика 3.6). На основу овог услова и израза 3.15, могуће је добити израз за одређивање угла између преносне брзине циклозупчаника и заједничке тангенте:

$$\alpha_a = \arcsin \left(\sqrt{\frac{x_p^2 + y_p^2}{(x_p + e)^2 + y_p^2}} \cdot \frac{z}{z-1} \cdot \sin \alpha_t \right). \quad (3.26)$$

На основу израза 3.9 и 3.10, извод угла захвата се може написати у облику:

$$\delta' = \frac{(z-1)[1 - \lambda \cos \beta]}{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \beta}, \quad (3.27)$$

при чему је $\beta = \pi + \beta_c$.

Интензитети релативних брзина спрегнутих профила у тачки додира се одређују преко следећих израза [27]:

$$v_{rt} = \left\{ ez(1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \beta)^{\frac{1}{2}} - r_c(1 + \delta') \right\} \omega_r, \quad (3.28)$$

$$v_{ra} = r_c \delta' \omega_r, \quad (3.29)$$

при чему је:

$$\omega_r = |\omega_t - \omega_a| = \left| \omega_t - \frac{z-1}{z} \omega_t \right| = \left| \frac{\omega_t}{z} \right|. \quad (3.30)$$

Интензитет брзине клизања зубаца, односно релативног кретања профила циклозупчаника у односу на венац је одређен векторском разликом:

$$v_r = |\mathbf{v}_{rt} - \mathbf{v}_{ra}| = \left\{ ez(1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \beta)^{\frac{1}{2}} - r_c \right\} \omega_r. \quad (3.31)$$

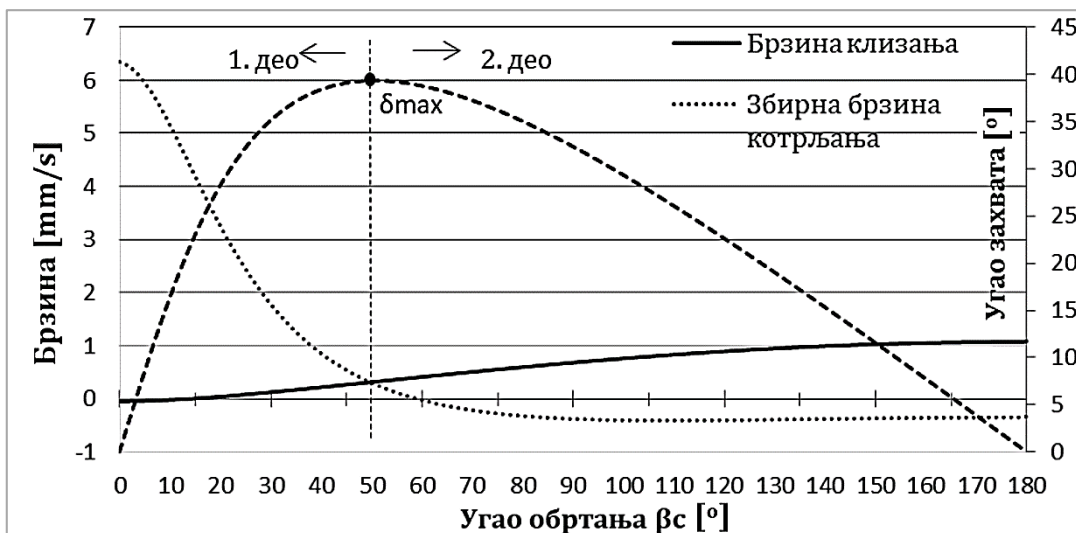
Збирна брзина котрљања представља векторски збир релативних брзина у тачки додира спрегнутих профила:

$$\mathbf{v}_\Sigma = \mathbf{v}_{rt} + \mathbf{v}_{ra}. \quad (3.32)$$

Интензитет збирне брзине котрљања може се изразити као [27]:

$$v_\Sigma = \left\{ ez(1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \beta)^{\frac{1}{2}} - r_c(1 + 2\delta') \right\} \omega_r. \quad (3.33)$$

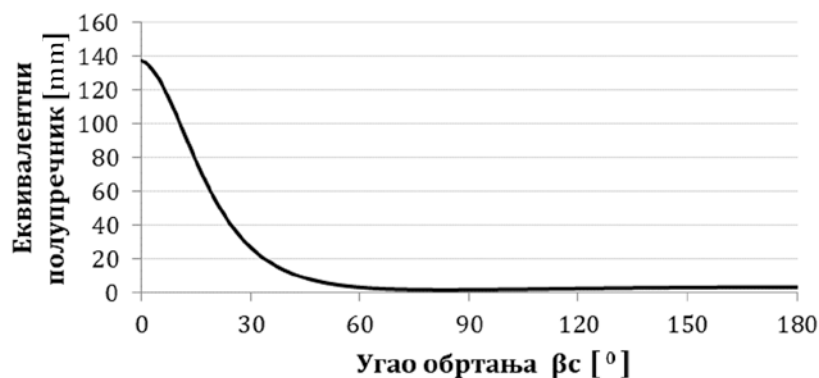
На Слици 3.7, приказан је пример промена збирне брзине котрљања, брзине клизања и угла захвата за циклоидни зупчasti пар са улазним параметрима: $z=6$; $\lambda=1,575$; $r_c=14,06$ [mm]; $c=3,95$; $\omega_r=50\pi$ [s⁻¹].



Слика 3.7. Промена брзине клизања и збирне брзине котрљања

Први део се односи на спрезање од почетка, када је угао захвата $\delta=0$ или од тачке 1 (Слика 3.5), до тренутка када релативна брзина профила венца у тачки додира промени смер. Тај тренутак одговара тренутку достигања максималног угла захвата δ_{max} . Криве брзине клизања и збирне брзине котрљања се секу у тренутку достигања максималног угла захвата.

Други део је од тренутка када се постигне максимални угао захвата до краја спрезања, када је угао захвата поново $\delta=0$. Овај други део спрезања је неповољнији, јер се повећава брзина клизања, брзина котрљања се смањује, а релативне брзине релативне брзине спрегнутих профила у тачки додира су усмерене на супротне стране. Осим тога, контакт између профила је конвексно-конвексни, мањи је еквивалентни полупречник спрегнутих профила (Слика 3.8), што све укупно доводи до повећаног хабања на том делу зубца.



Слика 3.8. Промена еквивалентног полупречника спрегнутих профила

Према томе, да би се смањили губици и повећао степен искоришћења, неопходно је смањити други део захвата, што се може остварити конструктивно, повећањем угла δ_{max} односно смањењем коефицијента трохоиде λ .

Брзина клизања v_r у тачки Р између профила, јавља се само ако су по ободу венца налазе фиксне осовинице и може се елиминисати постављањем ваљчића или лежајева на осовинице венца (Слика 3.9). На тај начин клизање, који се ствара на фиксној осовиници, није више присутно у тачки Р, пошто се лежај слободно обрће око тачке D. При томе, обимна брзина спољашњег прстена лежаја је једнака релативној брзини профила циклозупчаника у тачки додира Р. Тада је у тачки Р присутно само котрљање, без клизања зупца по ваљчићу. Ако се у тачки D фиксира координатни систем $Dx_d y_d$, тада ће угаона брзина ваљчића, у односу на координатни систем $Dx_d y_d$, износити:

$$\omega_{rt1} = \frac{2}{d_{v1}} |v_{rt}|. \quad (3.34)$$

где је: d_{v1} - пречник ваљчића венца.

Клизање је сада пренесено у тачку додира Т (Слика 3.9), између ваљчића који ротира око тачке D и осовинице. Међутим, тачка додира Т на осовиници, има одређену угаону брзину у односу на фиксни координатни систем $Dx_d y_d$, која је дефинисана претходном релативном брзином профила венца у тачки додира Р. Тако је угаона брзина осовинице у односу на координатни систем $Dx_d y_d$ једнака:

$$\omega_{ra1} = \frac{2}{d_{v1}} |v_{ra}|. \quad (3.35)$$

Коначно, може се добити да је брзина клизања у тачки Т:

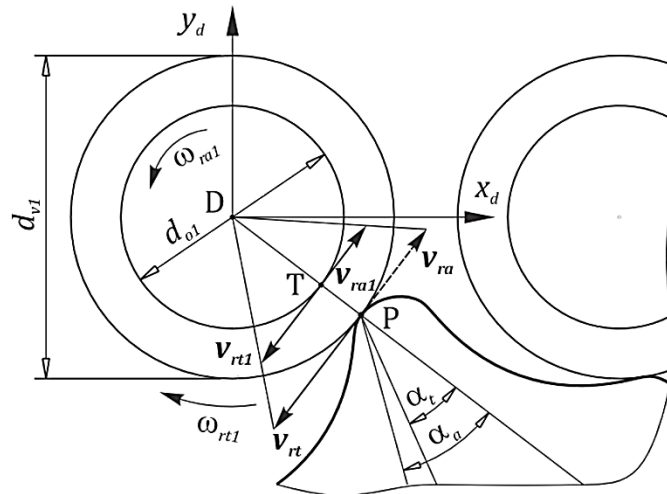
$$v_{r1} = |v_{rt1} - v_{ra1}| = \frac{d_{o1}}{d_{v1}} |v_{rt} - v_{ra}| = \frac{d_{o1}}{d_{v1}} v_r, \quad (3.36)$$

где је: d_{o1} - пречник осовинице венца,

v_{rt1} - релативна брзина ваљчића у тачки додира Т,

v_{ra1} - релативна брзина осовинице у тачки додира Т.

Очито је да приоритет, при конструисању циклопреносника, треба дати варијантама са лежајевима, који се могу поставити на осовинице венца и диска. Тиме се значајно смањују губици који настају због трења клизања на додирним површинама.



Слика 3.9. Брзине на осовиници и ваљчићу спољашњег зупчаника

3.4. ОПТЕРЕЂЕЊА КОЈА ДЕЛУЈУ НА ЦИКЛОЗУПЧАНИК

На Слици 3.10 приказане су силе (за тип „ВД“) и обртни моменти који делују на елементе циклозупчаника. На другом циклозупчанику, који је заокренут за 180°, делују потпуно исте силе. Даља анализа параметара вршиће се само за један циклозупчаник.

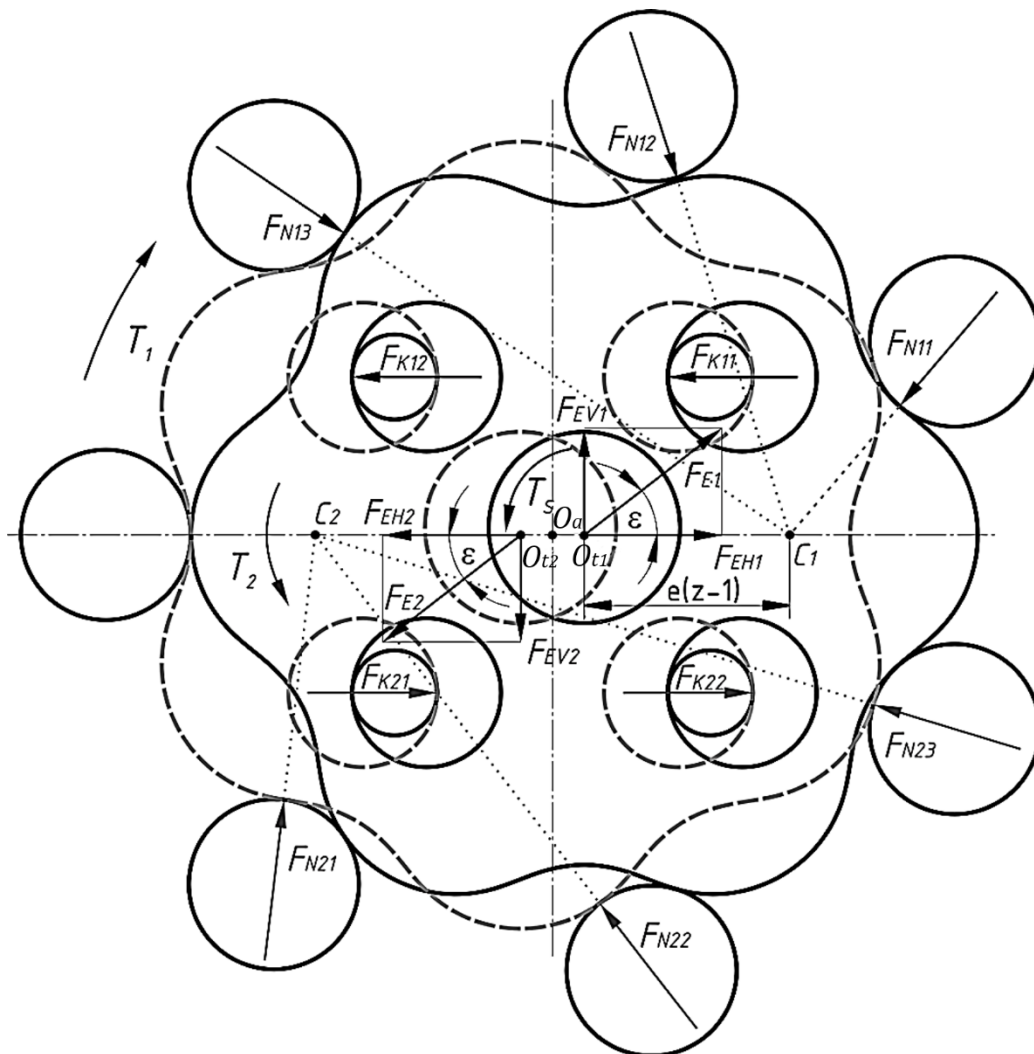
Моменти који делују на циклозупчаник су:

- Погонски обртни момент венца - T_1 ;
- Обртни момент на диску - T_2 ;
- Обртни момент на ексцентар вратилу S - T_s .

Са Сlike 3.10, могу се уочити следеће силе које делују на:

- F_N - нормална сила која се јавља у тачки спрезања зупца циклозупчаника са ваљчићем венца;

- F_K – нормална сила у тачки додира отвора циклозупчаника и ваљчића диска.
- F_E – Сила ексцентра, која својом вертикалном компонентом F_{EV} ствара обртни момент на циклозупчанику;



Слика 3.10. Силе које делују на циклозупчаник за тип „ВД“

Изрази који ће се користити у овом раду, за рачунање сила су [2]:

1) Нормална сила F_N (Слика 3.11):

Уколико се венац обрне за угао $\Delta\varphi$, тада ће померање у правцу нормале у заједничкој тачки додира износити:

$$\Delta l_N = \Delta l \sin \delta_c = r \Delta\varphi \sin \delta_c . \quad (3.37)$$

Померање у правцу нормале у заједничкој тачки додира износи:

$$\Delta l_N = \Delta l \sin \delta_c . \quad (3.38)$$

Сила у правцу нормале је једнака:

$$F_N = c_N \Delta l_N = c_N r \Delta\varphi \sin \delta_c , \quad (3.39)$$

где је: c_N – крутост између елемената у контакту.

$$\Delta l_{Kj} = \Delta l_j \sin(\alpha_{Kj} + \beta_{c2}) = r_{m2} \Delta \varphi \sin(\alpha_{Kj} + \beta_{c2}), \quad (3.42)$$

где је: r_{m2} - полупречник подеоног круга по коме су смештени ваљчићи диска,
 α_{Kj} - угао између покретне осе x и дужи која спаја тачку O_a са центром j -тог излазног ваљчића,

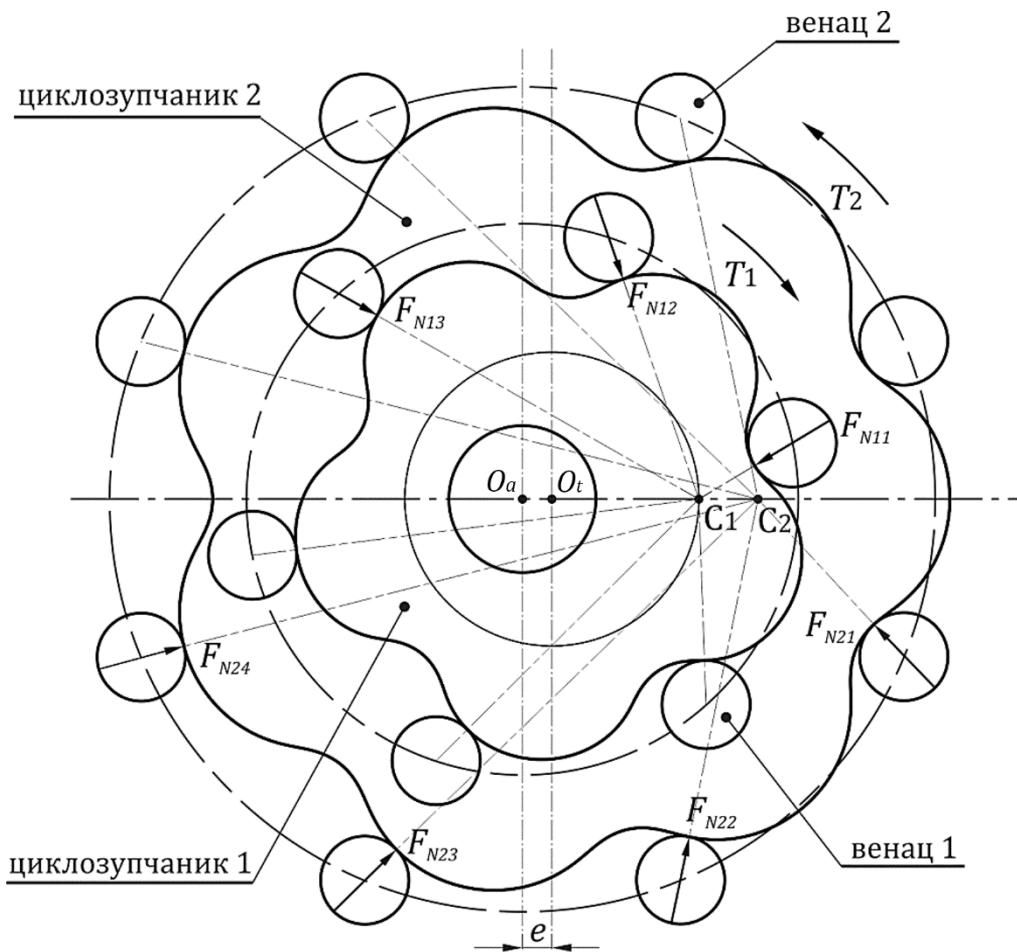
β_{c2} - погонски угао или угао обртања диска и рачуна се као:

$$\beta_{c2} = \beta_c \frac{z}{z-1} \quad (3.43)$$

Вредност силе F_K на j -том отвору може се добити преко израза:

$$F_{Kj} = c_K \Delta l_{Kj} = c_K \Delta \varphi r_{m2} \sin(\alpha_{Kj} + \beta_{c2}), \quad (3.44)$$

где је: c_K - крутост између елемената у контакту.



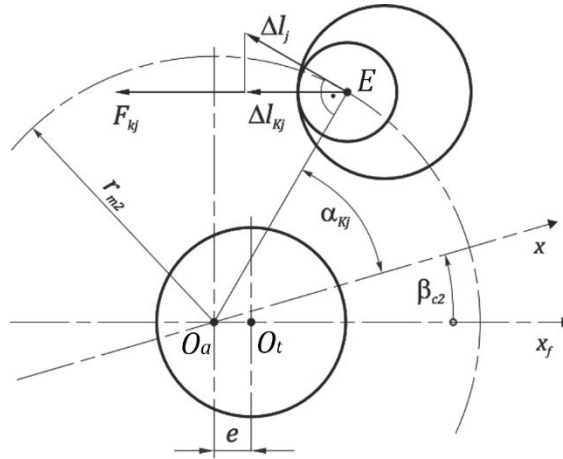
Слика 3.12. Силе које делују на циклозупчаник за тип „2В“

Укупни обртни момент диска је:

$$T_2 = k_{N2} \sum_k \sin^2(\alpha_{Kj} + \beta_{c2}), \quad (3.45)$$

где је:

$k_{N2} = c_K r_{m2}^2 \Delta \varphi$ - константа која се добија итеративним поступком,
 k - број ваљчића диска који учествују у спрењању.



Слика 3.13. Нормална излазна сила на ваљчићу диска

3) Сила ексцентри F_E за тип „ВД“ је:

- вертикална компонента силе ексцентри:

$$F_{EV} = \sum_i F_{Ni} \sin \alpha_{ni} \quad (3.46)$$

- хоризонтална компонента:

$$F_{EH} = \sum_i F_{Ni} \cos \alpha_{ni} + \sum_j F_{Kj} \quad (3.47)$$

где је: α_{ni} - угао положаја тачке P за i -ти ваљчић венца (Слика 3.6),

i - укупан број сила F_{Ni} које делују између циклозупчаника и венца,

j - укупан број сила F_{Kj} које делују између циклозупчаника и диска.

Сила F_{EV} се може наћи и преко израза:

$$F_{EV} = \frac{T_S}{e} \quad (3.48)$$

Осим тога, нормалне силе F_{Ni} редуковане у тачки O_t праве спрег сила:

$$M_{FN} = \sum_i F_{Ni} e(z-1) \sin \alpha_{ni} \quad (3.49)$$

Сила на ексцентар вратилу, за тип „2В“, може се добити преко израза:

- вертикална компонента силе ексцентри:

$$F_{EV} = \sum_i F_{Ni} \sin \alpha_{ni} - \sum_j F_{Nj} \sin \alpha_{nj} \quad (3.50)$$

- хоризонтална компонента:

$$F_{EH} = \sum_i F_{Ni} \cos \alpha_{ni} + \sum_j F_{Nj} \cos \alpha_{nj} \quad (3.51)$$

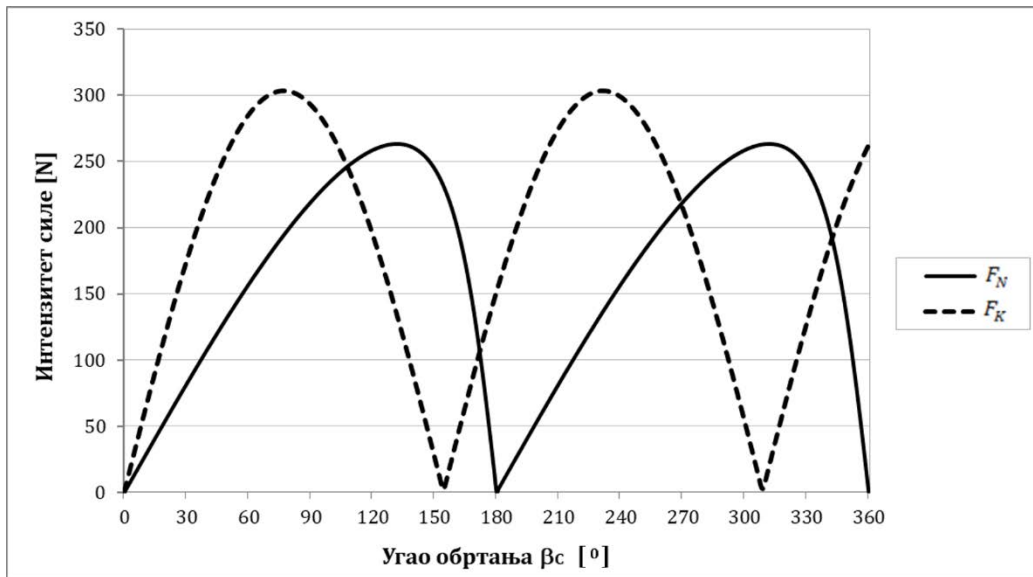
где је: α_{ni} - угао положаја тачке P за i -ти ваљчић венца 1,

α_{nj} - угао положаја тачке P за j -ти ваљчић венца 2,

F_{Ni} - нормална сила на i -том ваљчићу венца 1,

F_{Nj} - нормална сила на j -том ваљчићу венца 2.

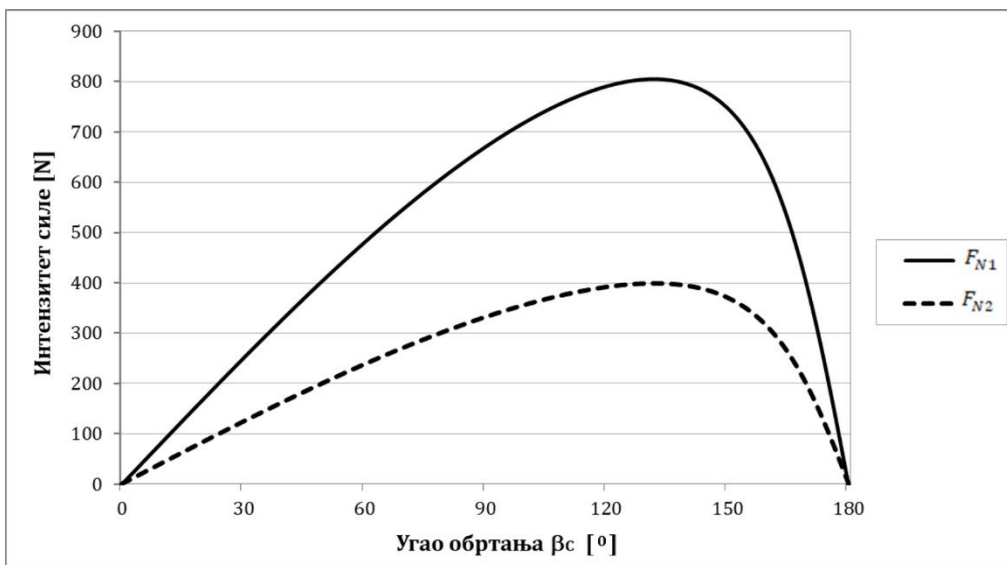
На Слици 3.14. приказана је промена нормалне контактне силе на ваљчићу венца F_N и ваљчићу диска F_K , за циклопреносник са Сликe 3.3. Улазни подаци су: $r_c=3$ [mm]; $e=2$ [mm]; $\lambda=1,5$; $r_{m2}=14,2$ [mm]; $T_1=13$ [Nm]; $n_1=314$ [min⁻¹].



Слика 3.14. Промена контактне силе на ваљчићу венца F_N и ваљчићу диска F_K

На Слици 3.15. приказан је тренд промене нормалне силе F_{N1} и F_{N2} , за тип „2В“, која делује између степенастог циклозупчаника и венца 1 и 2, респективно. У овом случају ради се о преноснику који је приказан на Слици 3.12. Улазни подаци су: $z_1=6$; $z_2=8$; $r_c=r_{c2}=3$ [mm]; $e=2$ [mm]; $T_1=13$ [Nm]; $\lambda_1=\lambda_2=1,5$; $n_1=314$ [min⁻¹].

У овом случају не постоји циклозупчаник који је заокренут за 180°, па нормална сила делује на ваљчић само у току ½ пуног обртаја венца. Сила на венцу 1 је већа, јер он поседује мањи број ваљчића и моменат $T_1 > T_2$ (вратило венца 1 је збирно вратило). Уколико би се поставио уравнотежујући циклозупчаник, нормалне силе би биле двоструко мање и компензирале би се центрифугалне силе. Међутим, ово би довело до компликоване израде и проблема при монтажи.



Слика 3.15. Промена нормалне силе на венцу 1 и 2, за тип „2В“

4. ОСНОВНИ СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА

Основни преносни однос је дефинисан конструкцијом преносника и он је константна величина, независна од тока снаге и кинематских параметара. Међутим, на величину основног степена искоришћења, осим геометријских, утичу и многи други параметри. Због тога је веома важно да се аналитичким путем одреди величина основног степена искоришћења, узимајући у обзир утицај што већег броја параметара, како би се добио тачнији резултат.

Претходно одређивање величине основног степена искоришћења аналитичким путем омогућава да се уочи појава могуће самокочивости циклопреносника, јер мора бити задовољен услов $\eta_o \geq i_o$, када је негативна релативна снага вратила венца 1. Због тога је основни степен искоришћења веома значајан параметар при анализи губитака како простих, тако и сложених циклопреносника.

4.1. ФАКТОРИ КОЈИ УТИЧУ НА СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА

Степен искоришћења циклопреносника првенствено зависи од губитака снаге због трења, које се јавља између елемената циклопреносника. Ова трења су присутна на следећим местима, и то:

- 1) Трење у лежају циклозупчаника – зависи од врсте и величине лежаја, коефицијента трења котрљања лежаја, вредности силе ексцентрица и угаоне брзине [9];
- 2) Трење котрљања између ваљчића диска и отвора на циклозупчанику – због веома мале вредности коефицијента трења котрљања, утицај ових губитака је незнатан, па је у неким радовима изостављен [8, 9];
- 3) Трење котрљања између циклозупчаника и ваљчића венца – има веома мали утицај на степен искоришћења, који првенствено зависи од коефицијента трења котрљања и вредности нормалне силе;
- 4) Трење клизања између ваљчића и осовиница диска – како су ваљчићи најчешће директно постављени на осовинице диска, јављају се знатни губици услед трења на додирним површинама. Величине које директно утичу на ове губитке су коефицијент трења клизања, сила F_k , пречник осовинице и брзина клизања.
- 5) Трење клизања између ваљчића и осовиница венца – овде су такође ваљчићи најчешће директно постављени на осовинице, па се јавља велики отпор услед трења клизања, који директно зависи од коефицијента трења, нормалне силе F_N , пречника осовинице и брзине клизања.

Најважнији фактори који директно утичу на губитке снаге и вредност степена искоришћења циклоредуктора су:

- коефицијент трења клизања;
- коефицијент трења котрљања;

- нормална сила спрезања на ваљчићима диска F_K ;
- нормална сила спрезања на ваљчићима венца F_N ;
- сила ексцентра F_E ;
- димензије ваљчића (диска и венца);
- брзине клизања и котрљања;
- брзина обртања ваљчића [9].

Остале величине, као што су снага и број обртаја електромотора, преносни однос, подеони пречник венца, величина ексцентрицитета, број ваљчића диска итд. индиректно утичу на степен искоришћења.

4.2. АНАЛИТИЧКИ ИЗРАЗИ ЗА ПРОРАЧУН ПАРЦИЈАЛНИХ ГУБИТАКА

Дефинисање израза за одређивање степена искоришћења циклоредуктора врши се преко одређивања укупних губитака снаге или рачунања укупног рада сила трења [8, 9]. У овом раду, аналитички изрази за губитке снаге развијени су на основу кинематичке анализе и поједностављеног прорачуна за силу.

Да би се одредили губици снаге у преноснику, посматраће се основни режим рада, при чему је вратило носача заустављено $\omega_S=0$ или се сматра заустављеним. Када се пронађу ови губици, тада се остали степени искоришћења могу пронаћи из израза приказаних у Табели 2.2. При томе се укупни губици снаге могу поделити по сегментима и дати су следећим изразима:

- **Губици у лежају између циклозупчаника и ексцентар вратила:**

Одређивање обртног момента трења у лежају се може поједноставити на основу следећег израза:

$$M_a = \mu_{r1} F_E \frac{D_p}{2} , \quad (4.1)$$

где је:

D_p – спољашњи пречник лежаја на ексцентар вратилу,

μ_{r1} – коефицијент трења котрљања за лежај,

Према томе, губици снаге су:

$$P_{L1} = M_a |\omega_v - \omega_u| = \mu_{r1} F_E \frac{D_p}{2} |\omega_v - \omega_u| , \quad (4.2)$$

где је:

ω_v – угаона брзина спољашњег прстена,

ω_u – угаона брзина унутрашњег прстена лежаја.

Унутрашњи прстен лежаја је чврсто постављен на ексцентар вратило, а пошто се сматра да је ексцентар вратило заустављено (када се преноси само релативна снага), може се сматрати да је:

$$\omega_t = |\omega_v - \omega_u| = |\omega_p - \omega_S| = \frac{1}{i_o} |\omega_1 - \omega_S| , \quad (4.3)$$

где је: ω_p – угаона брзина циклозупчаника,

тако да је коначно:

$$P_{L1} = \mu_{r1} \frac{D_p}{2} |\omega_p - \omega_s| \sqrt{\left(\sum_i F_{Ni} \sin \alpha_{ni}\right)^2 + \left(\sum_i F_{Ni} \cos \alpha_{ni} + \sum_j F_{Kj}\right)^2}, \quad (4.4)$$

- **Губици између ваљчића диска и отвора циклозупчаника:**

Уколико су на диску постављене фиксне осовинице (без ваљчића), као на Слици 3.13, тада постоји клизање осовинице у отвору циклозупчаника. Брзина кретања, односно клизање тачке додира ваљчића, релативно у односу на фиксни координатни систем постављен у центар отвора циклозупчаника, може се одредити преко израза:

$$v_{cz2} = \frac{1}{2} D_{cz} |\omega_p - \omega_s|, \quad (4.5)$$

где је: D_{cz} – пречник отвора на циклозупчанику.

Пошто се код диска најчешће користе ваљчићи постављени на осовинице (као на Слици 3.3), то се у овом случају јавља само котрљање ваљчића у отвору циклозупчаника, док се клизање дешава између осовинице и ваљчића. Брзина котрљања ваљчића је једнака брзини клизања из израза (4.5), односно може се одредити као:

$$v_{r2} = \frac{1}{2} D_{cz} |\omega_p - \omega_s|. \quad (4.6)$$

Према томе, губици снаге су:

$$P_{L2} = v_{r2} \sum_j \mu_{r2}(j) F_{Kj}, \quad (4.7)$$

где је:

$\mu_{r2}(j)$ – коефицијент трења котрљања између j -тог ваљчића и отвора,

- **Губици између ваљчића и осовиница диска:**

Између ваљчића и осовиница диска јавља се клизање, при чему је брзина клизања тачке додира, у односу на фиксни координатни система, везан за центар осовинице:

$$v_{s3} = \frac{D_{cz} d_{o2}}{2 d_{v2}} |\omega_p - \omega_s|, \quad (4.8)$$

где је: d_{o2} – пречник осовиница диска,

d_{v2} – спољашњи пречник ваљчића диска.

Губици снаге су:

$$P_{L3} = v_{s3} \sum_j \mu_{s3}(j) F_{Kj}, \quad (4.9)$$

где је: $\mu_{s3}(j)$ – коефицијент трења између j -тог ваљчића и осовинице.

Пренос кретања и снаге између циклозупчаника и диска могуће је остварити и помоћу ексцентра, који се поставља у отворе циклозупчаника. Осовинице могу бити чврсто везане за диск, а да се обрћу у отвору ексцентра или обрнуто.

Осим тога, могуће је поставити и игличасте лежајеве на осовинице диска и тада се губици снаге могу одредити као:

$$P_{L4} = \mu_{s4} v_{s3} \sum_j F_{Kj} \quad (4.10)$$

где је:

μ_{s4} – коефицијент трења за игличасти лежај.

- Губици између циклозупчаника и венца:

У случају да се на венцу налазе ваљчићи који ротирају на осовиницама, тада је брзина котрљања једнака релативној брзини профила циклозупчаника у тачки додира, израз (3.28), па су губици услед трења котрљања:

$$P_{L5} = \sum_i \mu_{r5}(i) F_{Ni} v_{rt}(i) \quad (4.11)$$

где је:

$\mu_{r5}(i)$ – тренутни коефицијент трења котрљања на i -том ваљчићу,

$v_{rt}(i)$ – релативна брзина кретања профила циклозупчаника у тачки додира на i -том ваљчићу.

- Губици између ваљчића и осовиница венца:

Претпоставка је да ови губици, поред губитака између ваљчића и осовиница диска, највише утиче на укупне губитке. Уврштавајући израз (3.36), могу се добити губици снаге између ваљчића и осовиница венца као:

$$P_{L6} = \frac{d_{o1}}{d_{v1}} \sum_i \mu_{s6}(i) F_{Ni} |v_r(i)| \quad (4.12)$$

где је:

$\mu_{s6}(i)$ – тренутни коефицијент трења клизања у тачки додира,

$v_r(i)$ – брзина клизања спрегнутих профила у тачки додира на i -том ваљчићу.

Ове губитке је такође могуће смањити постављањем игличастих лежајева на осовинице венца.

Укупни губици снаге рачунају се као збир наведених парцијалних губитака, тако да се укупан степен искоришћења може писати у облику:

$$\eta = \frac{P_{ul} - P_L}{P_{ul}} = 1 - \frac{1}{P_{ul}} \sum_{i=1}^n P_{Li} = 1 - \sum_{i=1}^n \zeta_i = 1 - \zeta \quad (4.13)$$

где је: P_{ul} – улазна снага,

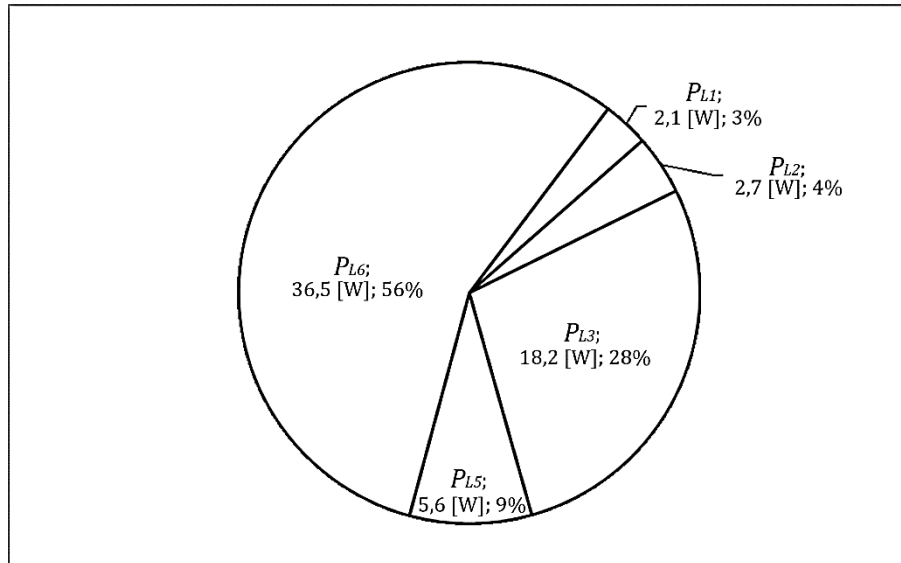
ζ_i – парцијални фактори губитака снаге,

ζ – фактор губитка снаге.

Помоћу изведених израза, могуће је добити вредности парцијалних и укупних губитака за било коју варијанту циклопреносника. На Слици 4.1 приказане су вредности и утицај појединачних губитака снаге, за тип „ВД“.

Анализиран је циклопреносник са Сликe 3.3, са подацима:

$P = 5$ [kW]; $n_1 = 314$ [min⁻¹]; $z = 7$; $e = 2$ [mm]; $d_{v2} = 12$ [mm]; $d_{v1} = 6$ [mm];
 $b_1 = 10$ [mm] – ширина циклозупчаника; $\lambda = 1,5$; уз усвојене вредности за
коэффициенте трења: $\mu_{r1} = \mu_{r2} = \mu_{r5} = 0,008$; $\mu_{s3} = \mu_{s6} = 0,08$ [72].



Слика 4.1. Вредност и утицај појединачних губитака снаге за тип „ВД“

Уколико се уместо ваљчића и осовиница, односно клизних лежајева, користе игличасти лежајеви, тада се могу значајно смањити губици циклопреносника. За брзине обртања лежајева, могу се користити претходни изрази (3.28), (3.36), (4.6) и (4.8) за брзине клизања између осовиница и ваљчића.

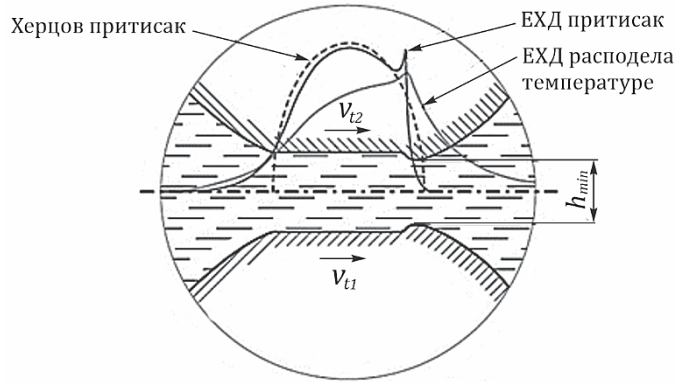
У овом раду, за губитке у котрљајним лежајевима, користиће се модел који је развијен је од стране SKF-а [73], при чему ће се у обзир узети само губици који зависе од оптерећења.

4.3. ПОДМАЗИВАЊЕ И ТРЕЊЕ КОД ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

4.3.1. Еластохидродинамички (ЕХД) слој уља

Како би се смањило прекомерно хабање и оштећења циклозупчаника и ваљчића, веома је важно обезбедити потребан слој уља између контактних површина. Дебљина слоја уља првенствено зависи од вискозитета уља, брзине котрљања и клизања, еквивалентног полупречника кривине и других фактора.

Због еластичне деформације на месту контакта (Слика 4.2) и стварања равно-клинастог зазора, долази до повећања локалног хидродинамичког притисака у уљу и промене вискозитета, што укупно доводи до задебљања уљног слоја у зазору. Настали еластохидродинамички (ЕХД) слој је скоро константне дебљине на целој ширини контактних површина. На крајњем делу контакта, где су смањене еластичне деформације, долази до наглог скока притиска и смањења уљног слоја на минималну вредност (h_{min}).

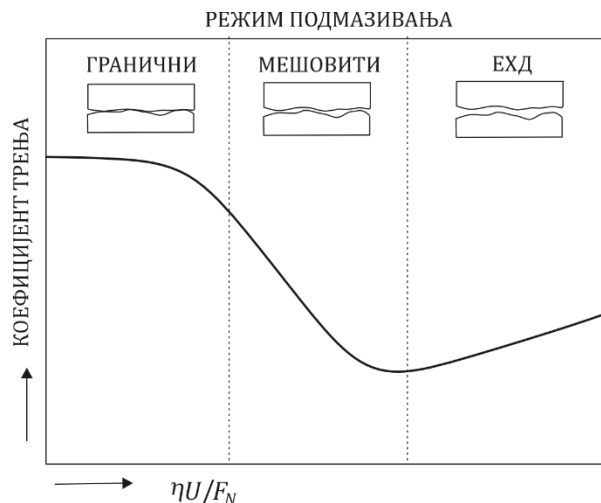


Слика 4.2. Расподела притисака и температуре у ЕХД слоју

Када су контактне површине потпуно одвојене уљним слојем, тада је успостављен еластохидродинамички (ЕХД) режим подмазивања. Међутим, код зупчастог преноса веома је тешко остварити овај режим подмазивања, посебно тамо где су велика оптерећења, мале брзине котрљања и лошији квалитет обраде зупчаника. У таквим условима се јавља мешовити и гранични режим подмазивања, који доводе до значајног хабања додирних површина.

Промену режима подмазивања добро описује *Стрибекова* крива (Слика 4.3), која се често користи при конструисању лежајева. Она описује промену коефицијента трења у односу на бездимензијску групу параметара, која се записује у облику $(\eta U/F_N)$, где η представља вискозитет, U је брзина котрљања и F_N је нормална сила. На Слици 4.3 је приказана идеална расподела *Стрибекове* криве за зупчасте парове [74]. У случају када су велике контактне силе или када је вискозитет и брзина котрљања мала, може доћи до потпуног додира контактних површина и сувог трења, при чему коефицијент трења прелази вредност од 0,3 [72].

На левом делу криве (Слика 4.3) је равни део, који представља гранични режим подмазивања, где се коефицијент трења креће од 0,1 до 0,2 [72]. Зона где се дешава пад вредности коефицијента трења назива се мешовити режим подмазивања, који представља комбинацију граничног и ЕХД режима подмазивања. У ЕХД режиму подмазивања, коефицијент трења је веома низак и креће се од 0,001 до 0,01 [74].



Слика 4.3. Стрибекова крива

Веома важан параметар, који описује однос између минималног слоја уља и квалитета храпавости површина, је *специфична дебљина уљног слоја* [75]:

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{R_a}, \quad (4.18)$$

где је: h_{min} - минимални слој уља.

$R_a = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$ - резултујућа средња вредност површинске храпавости,

R_{a1}, R_{a2} - средња вредност површинске храпавости појединих површина.

На основу параметра Λ могуће је одредити режим подмазивања [75]:

- $\Lambda \leq 0,25$ - гранични режим подмазивања,
- $0,25 < \Lambda < 4$ - мешовити режим подмазивања и
- $\Lambda \geq 4$ - еластохидродинамички режим подмазивања.

Хамрок (*Hamrock*) [76] је предложио формулу за израчунавање минималног слоја уља, при линијском контакту и изотермним условима:

$$h_{min} = 1,714 \cdot \rho_e (\alpha E_q)^{0,568} \left(\frac{\xi_d v_r}{E_q \rho_e} \right)^{0,694} \left(\frac{b \rho_e E_q}{F_n} \right)^{0,128} \quad (4.19)$$

где је: ρ_e - еквивалентни полупречник кривине,

α - пиезоекоефицијент вискозитета,

ξ_d - коефицијент динамичког вискозитета,

E_q - редуковани модул еластичности,

v_r - збирна брзина котрљања спрегнутих површина,

b - ширина зупца и

F_N - нормална сила у тачки спрезања.

Редуковани модул еластичности се рачуна на основу израза:

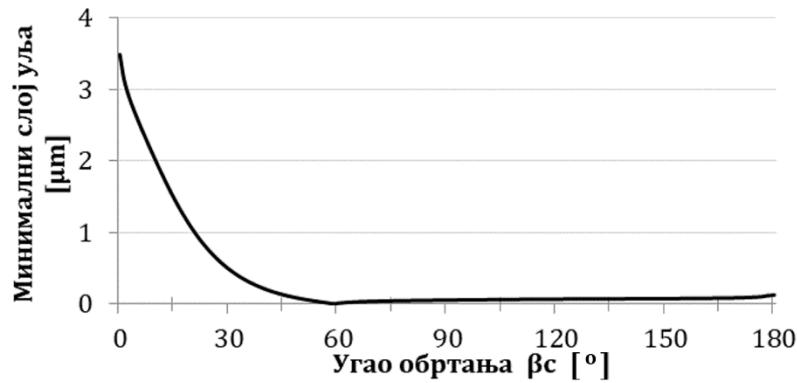
$$E_q = \frac{2}{\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2}}, \quad (4.20)$$

где је: E_1, E_2 - модули еластичности материјала зупчаника,

ν_1, ν_2 - Поасонови коефицијенти за материјале зупчаника.

Расподела величине минималног слоја уља приказана је на Слици 4.4, за циклоидни пар са подацима: $z=6$; $\lambda=1,575$; $r_c=14,06$ [mm]; $c=3,95$; $\omega_r=50\pi$ [s⁻¹].

На основу облика криве, може се приметити евидентан утицај збирне брзине котрљања (Слика 3.7) на вредност минималног слоја уља. Од почетка спрезања, вредност минималног слоја уља нагло опада и достиже нулу у тренутку када је збирна брзина котрљања $v_r = 0$. На основу овога, расподела минималног слоја уља се може поделити на два периода. *Први период* који траје до тренутка када збирна брзина котрљања долази на вредност $v_r = 0$ и *други период* када збирна брзина котрљања добија негативан предзнак или варира око нуле. Очито је да у другом периоду влада гранични или мешовити режим подмазивања. Сличан резултат је приказан у раду [77], за режиме подмазивања код трохоидне пумпе.



Слика 4.4. Минимални слој уља

4.3.2. Изрази за рачунање тренутног коефицијента трења

Коефицијент трења није константна величина и он варира за време спрезања зубаца, чему је узрок и стална промена режима подмазивања између контактних површина. ЕХД теорија подмазивања, која је развијана у задњих 50 година, омогућила је значајне помаке у разумевању процеса који се дешавају између контактних површина. Међутим, одређивање тренутне вредности коефицијента трења и даље представља значајан проблем у овој области. Постоји доста емпиријских израза за рачунање тренутног коефицијента трења, али су присутна и одређена ограничења, па се поједини изрази могу применити само за неке радне услове и оптерећења. Већина емпиријских израза обухвата случај граничног или делимичног ЕХД режима подмазивања. Циклопреносник ради са доста нижим вредностима Херцовог притиска и мањим обимним брзинама, тако да неки од емпиријских израза [78, 79] нису разматрани у овом раду.

Већина израза се може записати у генералној форми [72]:

$$\mu = (\nu_k, \xi_d, \nu_s, \nu_r, \rho_e, W, P_{max}, R_a, \dots), \quad (4.21)$$

где је:

ν_k – кинематички вискозитет,

ξ_d – динамички вискозитет,

ν_s – брзина клизања спрегнутих профила,

ν_r – збирна брзина котрљања профила,

ρ_e – еквивалентни полупречник кривине,

W – специфично оптерећење,

R_a – резултујућа средња вредност површинске хрпавости и

P_{max} – максимални Херцов притисак који се рачуна помоћу обрасца:

$$P_{max} = \sqrt{\frac{W \cdot E_q}{2\pi \cdot \rho_e}}. \quad (4.22)$$

Код спрезања зупчаника, најчешће је присутан гранични или делимични ЕХД режим подмазивања [80]. Веома значајна је теорија делимичног ЕХД

подмазивања, која се појавила сасвим недавно. Велики допринос развоју ове теорије допринели су Ву и Ченг (*Wu* и *Cheng*) [81, 82]. Они су предложили да се при спрезању зупчаника усвоји делимичан ЕХД режим подмазивања, због тога што је дебљина еласто-хидродинамичкој слоја између контактних површина исте величине као и храпавост тих површина. Посебно значајан је рад Сија (*Xu*-а) [78], који је истраживао коефицијент трења при ЕХД режиму подмазивања. Међутим, његов приступ има недостатака и захтева даљи развој. Први недостатак је што овај модел захтева доста рачунарског, односно процесорског времена. Моделирани су цилиндрични зупчаници са правим зубима и идеалном расподелом оптерећења, при томе су претпоставили зупце као крута тела. Си (*Xu*) је изнео тврдњу, како су емпиријске формуле неприменљиве за одређивање коефицијента трења при спрезању зупчаника, али је предвидео чињеницу да су сви ти изрази дефинисани за случај граничног и делимичног ЕХД режима подмазивања. Већина датих израза разматраних у раду [78] није применљива ни за делимични ЕХД режим, а посебно не за гранични ЕХД режим подмазивања. Значајан недостатак Сијовог израза је што је радио са квалитетом површинске храпавости од $R_a=0,07$ [μm], што је веома тешко остварити при изради зупчаника.

Мишарин [79] је предложио израз који је применљив за већа оптерећења, где постоје ограничења везана за најмању вредност Херцовог притиска $P_{max} \geq 245$ [Мра] и ограничења везана за однос брзине клизања према збирној брзини v_s/v_r од 0,4 до 1,3. Ове вредности брзина су много веће у односу на оне које постоје код цикло-преносника, тако да је Мишаринов израз неупотребљив. За услове значајнијих оптерећења, у случају циклопреносника, могуће је применити Дроздов израз [83] и поред ограничења за максимални Херцов притисак. Овај израз је намењен одређивању тренутног коефицијента за спрегнуте површине које се котрљају и клижу једна по другој, где се ради о граничном режиму подмазивања. Дроздова формула се може написати у облику:

$$\mu = \frac{4,5 \cdot 10^{-3} P_{max}^{0,02} \left[10 + \log \left(\frac{BHN \cdot R_a}{E_q \cdot \rho_e} \right) \right]}{v_k^{0,07} \cdot v_r^{0,12} \cdot v_s^2} \leq \mu_{max}, \quad (4.23)$$

где је:

v_k - кинематички вискозитет уља при радној температури,

BHN – Бринелова тврдоћа зупчаника мање тврдоће,

R_a – резултујућа средња вредност површинске храпавости,

P_{max} – максимални Херцов притисак,

ρ_e – еквивалентни радијус кривине,

E_q – редуковани модул еластичности,

v_s – брзина клизања између зубаца,

v_r – збирна брзина котрљања у тачки спрезања и

μ_{max} – максимална вредност коефицијента трења за дате услове, усвојена на основу експерименталних података ($\mu_{max}=0,12$).

Домен применљивости формуле је: $v_k > 10^{-6}$ [m^2/s], $P_{max} > 300$ [Мра], $BHN > 500$ [Мра].

О'Донохју (*O'Donahue*) и Камерон (*Cameron*) [84] су испитивали трење у котрљајно-клизним контактима на *Amsler* уређају [85]. Пронашли су да је коефицијент трења повезан са брзином, вискозитетом уља, квалитетом површинске храпавости и може се изразити помоћу обрасца:

$$\mu = \frac{R_a + 866}{1388} \cdot \frac{0,136}{\xi_d^{1/8} v_s^{1/3} v_r^{1/6} \rho_e^{1/2}}, \quad (4.24)$$

где је:

R_a – резултујућа средња вредност површинске храпавости,

v_s – брзина клизања,

v_r – збир брзина котрљања,

ξ_d – динамички вискозитет и

ρ_e – еквивалентни полупречник кривине.

Бенедикт (*Benedict*) и Кели (*Kelley*) [86] су предложили емпиријски образац за одређивање коефицијента трења под мешовитим режимом подмазивања, на основу изведених експерименталних мерења на триболошком уређају са дисковима. Уочили су да се коефицијент трења повећава са повећањем контактнoг притиска и смањује се повећањем збирне брзине, брзине клизања и вискозитета уља. Вискозитет је одређена за температуру уља при улазу у контактну зону. Резултати су комбиновани у формулу, која се може приказати у следећем облику:

$$\mu = 0,0099 \cdot \frac{1172}{1172 - R_a} \log \left(\frac{5,8 \cdot 10^6 W}{\xi_d v_s v_r^2 (\rho_1 + \rho_2)^2} \right), \quad (4.25)$$

где је:

R_a – резултујућа средња вредност површинске храпавости – најмања вредност је 0,76 [μm],

v_s – брзина клизања,

v_r – збирна брзина котрљања,

ξ_d – динамички вискозитет,

ρ_1, ρ_2 – полупречници кривина спрегнутих површина.

W – специфично оптерећење.

Хон (*Höhn*) [87] је рачунао коефицијент трења као функцију од оптерећења, храпавости површине, вискозитета, брзине и геометријских особина у облику:

$$\mu = 0,048 \cdot \left(\frac{W}{v_r \cdot \rho_e} \right)^{0,2} \cdot v_k^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \cdot X_L, \quad (4.26)$$

где је:

W – специфично оптерећење,

R_a – резултујућа средња вредност површинске храпавости,

v_r – збирна брзина у тачки додира,

X_L – фактор подмазивања (чија је вредност 1 за минерална уља),

ρ_e – еквивалентни полупречник кривине и

ν_k – кинематички вискозитет.

Сличан израз је дат у стандарду ISO TC60 [88], где се у прорачуну не узима брзина клизања, тако да ће се овај и израз (4.26) користити код одређивања коефицијента трења котрљања:

$$\mu = 0,12 \cdot \left(\frac{W \cdot R_a}{\rho_e \cdot v_r \cdot \xi_d} \right)^{0,25}, \quad (4.27)$$

где је: v_r – збирна брзина у тачки додира,

R_a – резултујућа средња вредност површинске храпавости,

W – специфично оптерећење,

ρ_e – еквивалентни полупречник кривине и

ξ_d – динамички вискозитет.

Марјановић [89] је за трибометријска испитивања користио парове пин/диск. Вршена су варирања брзине, нормалне силе уз измену пинова, како би се испитао утицај еквивалентног радијуса, брзине клизања и контактеног притиска. Подмазивање је вршено са стандардним уљем за подмазивање зупчаника (GALAX HIPOL B, SAE 90). Израз је погодан за одређивање коефицијента трења клизања и дат у облику:

$$\mu = 0,00234 \cdot \frac{P_{max}^{0,584}}{v_s^{0,231}}, \quad (4.28)$$

где је: P_{max} – контактни притисак,

v_s – брзина клизања контактних површина.

Тако да, у случају ако постоји котрљање и клизање површина, у овом раду користити ће се изрази (4.23), (4.24) и (4.25) за одређивање тренутног коефицијента трења. Уколико постоји само котрљање спрегнутих површина, употребљаваће се изрази (4.26) и (4.27), док за одређивање коефицијента клизања, најпогодније је користити израз (4.28).

4.4. ЗАЗОРИ И ДЕФОРМАЦИЈЕ

Познавајући геометријске и кинематичке параметре циклопреносника, као и вредности контактних сила и коефицијента трења у свакој тачки додира, могуће је добити веома тачне вредности парцијалних губитака снаге и основног степена искоришћења. Међутим, у циљу добијања још тачнијег резултата и обезбеђења нормалног и поузданог рада циклопреносника, неопходно је сагледати утицај зазора и деформација.

Д.Ц.Х.Јанг (*D.C.H Yang*) и Ј.Г.Бланш (*J.G Blanche*) [90] су направили прве значајне кораке код одређивања утицаја зазора и извели математичке изразе и нумеричке методе. Аутори Л. Ликсинг (*L. Lixing*) [91] и М. Благојевић [92] сагледали су односе између зазора и деформација циклозупчаника и спољашњег диска са ваљчићима, узимајући у обзир услове спрезања. Постојање зазора је

веома важно због једноставније монтаже елемената циклопреносника. Међутим, велики зазори доводе до већих контактних сила, буке у раду и вибрација.

Ако се претпостави да не постоји зазор између спољашњег прстена лежаја и отвора на циклозупчанику, односно да је у питању чврсто налегање, тада се величина зазора између циклозупчаника и ваљчића на венцу (у i -тој контактної тачки) може одредити на основу израза [91, 92]:

$$k_{iD} = \delta_{rz} \left\{ 1 - \frac{\lambda \sin(\pi - \alpha_{ni})}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(\pi - \alpha_{ni})}} \right\}, \quad (4.29)$$

где је: δ_{rz} – корекција профила.

Укупна деформација, у i -тој контактної тачки, ваљчића венца се може израчунати као [91, 92]:

$$w_{iD} = \frac{\lambda \sin(\pi - \alpha_{ni})}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(\pi - \alpha_{ni})}} w_{max}, \quad (4.30)$$

где је: w_{max} – укупна деформације.

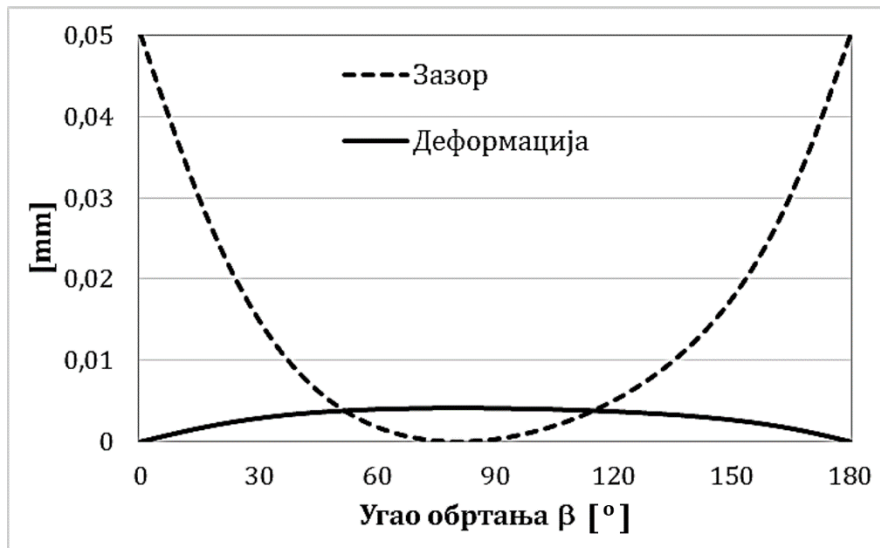
Изрази и процедура за рачунање укупне деформације објашњени су детаљно у радовима [91, 92].

Да би се уочила промена вредности појединих губитака и контактних сила, услед утицаја зазора и деформација, посматраће се теоријски модел простог циклопреносника (тип „ВД“), са подацима датим у Табели 4.1.

Табела 4.1. Основни подаци за посматрани прости циклопреносник тип „ВД“

Симбол	Подаци	Вредност	Јед. мере
e	Ексцентрицитет	2	mm
λ	Коефицијент трохоиде	1,6	
d_{v1}	Пречник ваљчића на венцу	12	mm
z	Број зубаца циклозупчаника	14	
δ_{rz}	Величина корекције профила	0,05	mm
b	Ширина циклозупчаника	12	mm
P	Улазна снага	750	W
n	Улазни број обртаја	2800	min ⁻¹
k	Број ваљчића диска	7	ком
d_{v1}	Пречник ваљчића на диску	14	mm
d_{m2}	Подеони пречник ваљчића диска	56	mm
D_p	Пречник лежаја циклозупчаника	32	mm
ν_k	Кинематички вискозитет масти	200	mm ² /s
R_a	Средња вредност површинске хрпавости	1,2	μm

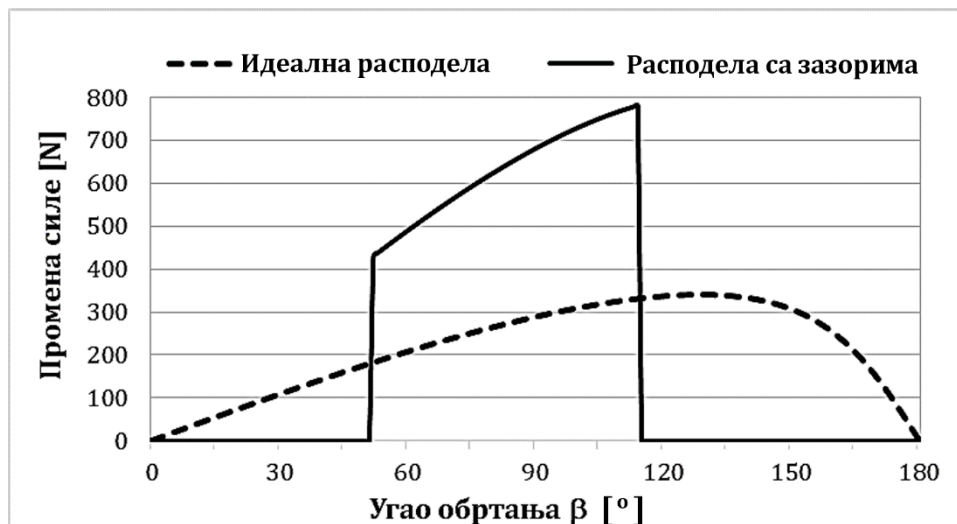
До контакта циклозупчаника са ваљчићем може доћи само ако су зазори мањи или једнаки деформацији. У примеру са Сlike 4.5, може се приметити да до контакта не долази одмах на почетку, већ се он дешава касније, односно када је угао обртања $\beta=53^\circ$. Контакт траје све до угла обртања $\beta=115^\circ$.



Слика 4.5. Однос између зазора и деформације

Дакле, спрезање се дешава у зони која је веома неповољна са становишта контактних сила, као и режима подмазивања. У периоду спрезања, који траје укупно 62° и обухвата централни део (период), дешава се конвексно-конвексни додир спрегнутих површина.

На Слици 4.6, јасно се види огроман скок интензитета контактне силе, уколико постоји корекција профила од $\delta_{rz}=0,05$ mm, за случај преносника са подацима из Табеле 4.1. Максимална контактна сила се повећала са 360 [N] на 780 [N].

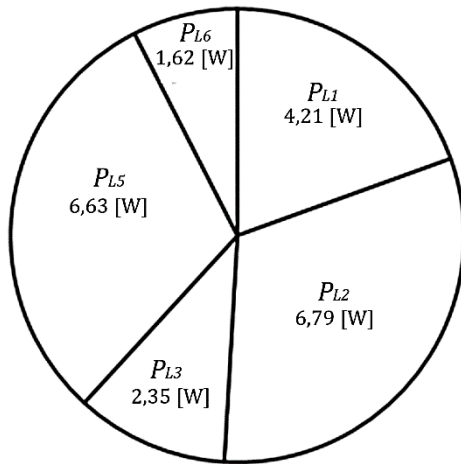


Слика 4.6. Промена контактне силе при постојању зазора

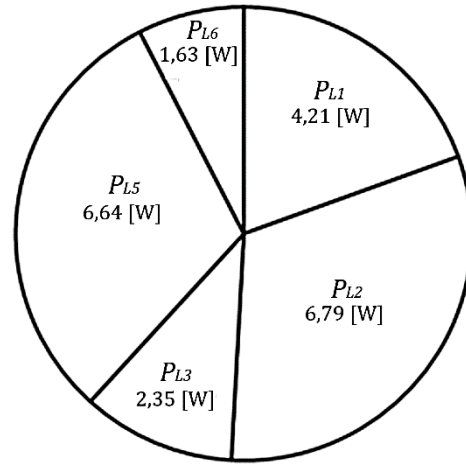
Ова промена у расподели контактне силе одражава се и на промену степена искоришћења. Уколико се претпостави да су уграђени игличасти лежајеви (као ваљчићи) и да су ваљчићи диска увек у контакту са отворима циклозупчаника (јер силе делују у истом смеру), тада ће губици снаге између циклозупчаника и диска

P_{L2} и P_{L3} бити једнаки у оба случаја. Међутим, ради постојања зазора између циклозупчаника и ваљчића на венцу (у овом случају корекција профила је 0,05 mm), доћи ће до промене у губицима у лежају циклозупчаника P_{L1} и губицима између циклозупчаника и венца P_{L5} и P_{L6} , за тип „ВД“ преносника (Слика 4.7). Може се приметити, да у случају постојања зазора, долази до мањег повећања ових губитака.

А) Губици без зазора (идеални контакт)



Б) Губици са зазором



Слика 4.7. Промена губитака снаге за тип „ВД“, због постојања зазора

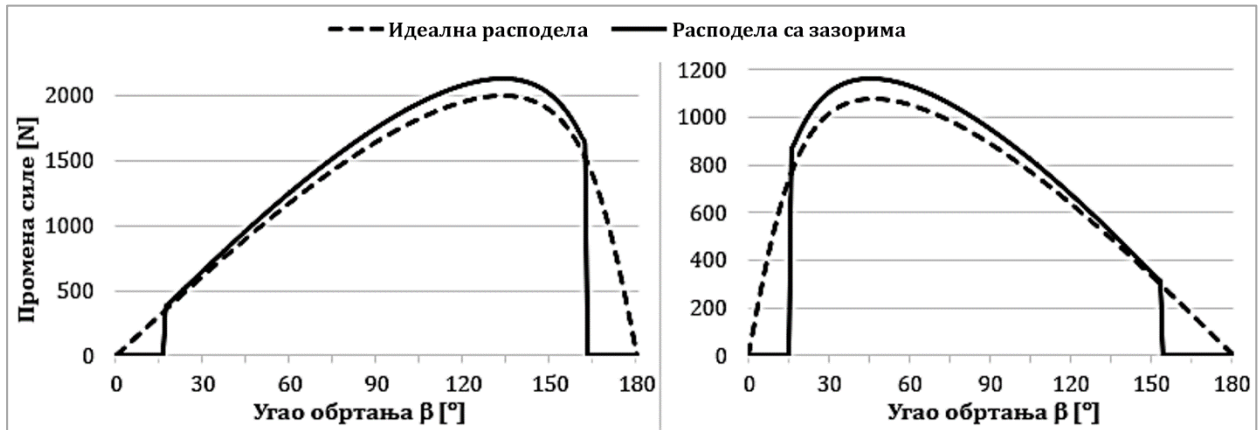
Пошто се анализирају губици који настају када је вратило венца закочено, долази до смањења степена искоришћења η_{S2} са 70,17% на 69,21%, при чему је преносни однос $i_{S2} = 14$. Односно, ако се примени формула из Табеле 2.2, добија се смањење основног степена искоришћења η_0 са 97,24% на 97,12%.

Утицај зазора и деформација на тип „2В“, приказаће се на моделу чији су основни подаци дати у Табели 4.2.

Табела 4.2. Основни подаци за посматрани прости циклопреносник тип „2В“

Симбол	Подаци	Вредност	Јед. мере
e	Ексцентрицитет	3	mm
λ_1, λ_2	Коефицијент трохоиде	1,45; 1,45	
r_{c1}, r_{c2}	Радијус ваљчића на венцима	4,5; 4,5	mm
z_1, z_2	Број ваљчића на венцима	6; 8	
δ_{rz}	Величина корекције профила	0,1	mm
b_1, b_2	Ширина циклозупчаника	11; 11	mm
P	Улазна снага	750	W
n	Улазни број обртаја	2800	min ⁻¹
D_p	Пречник лежаја циклозупчаника	32	mm
ν_k	Кинематички вискозитет масти	200	mm ² /s
R_a	Средња вредност површинске хрпавости	1,2	μm

Уколико постоји корекција профила степенастог зупчаника од 0,1 [mm], долази до промене контактних сила на венцу 1 и 2, респективно, као што је приказано на Слици 4.8.

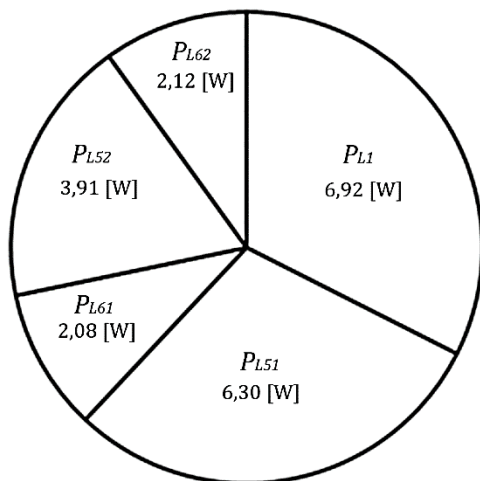


Слика 4.8. Промена контактне силе при постојању зазора, за 1. и 2. венац (тип „2В“)

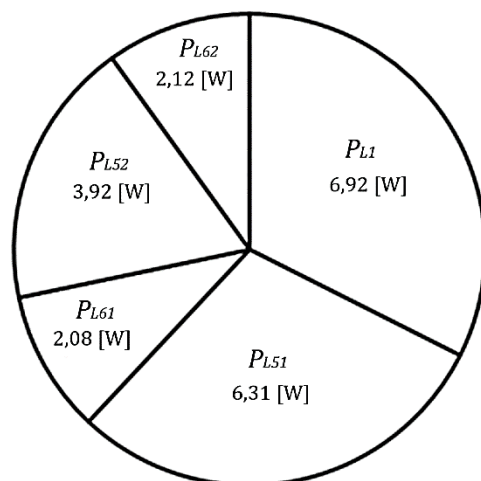
Може се приметити да је знатно мања разлика у промени контактне силе за тип „2В“, у односу на тип „ВД“. На венцу 1 долази до повећања максималне силе са 2005 [N] на 2137 [N], док је на венцу 2 повећање са 1082 [N] на 1164 [N].

Као и код типа „ВД“, долази до промене степена искоришћења у односу на идеалну расподелу контактних сила. За случај преносника „2В“, са основним подацима приказаним у Табели 4.2, уз претпоставку да су уместо ваљчића постављени игличасти лежајеви, добијају се губици који су представљени на Слици 4.9. Очигледно је да нема велике промене губитака, иако је корекција профила ($\delta_{rz}=0,1$ mm) већа него код преносника „ВД“. Нема промене губитака у лежају циклозупчаника P_{L1} , као ни промене губитака у игличастим лежајевима на венцу 1 P_{L61} и венцу 2 P_{L62} .

А) Губици без зазора (идеални контакт)



Б) Губици са зазором



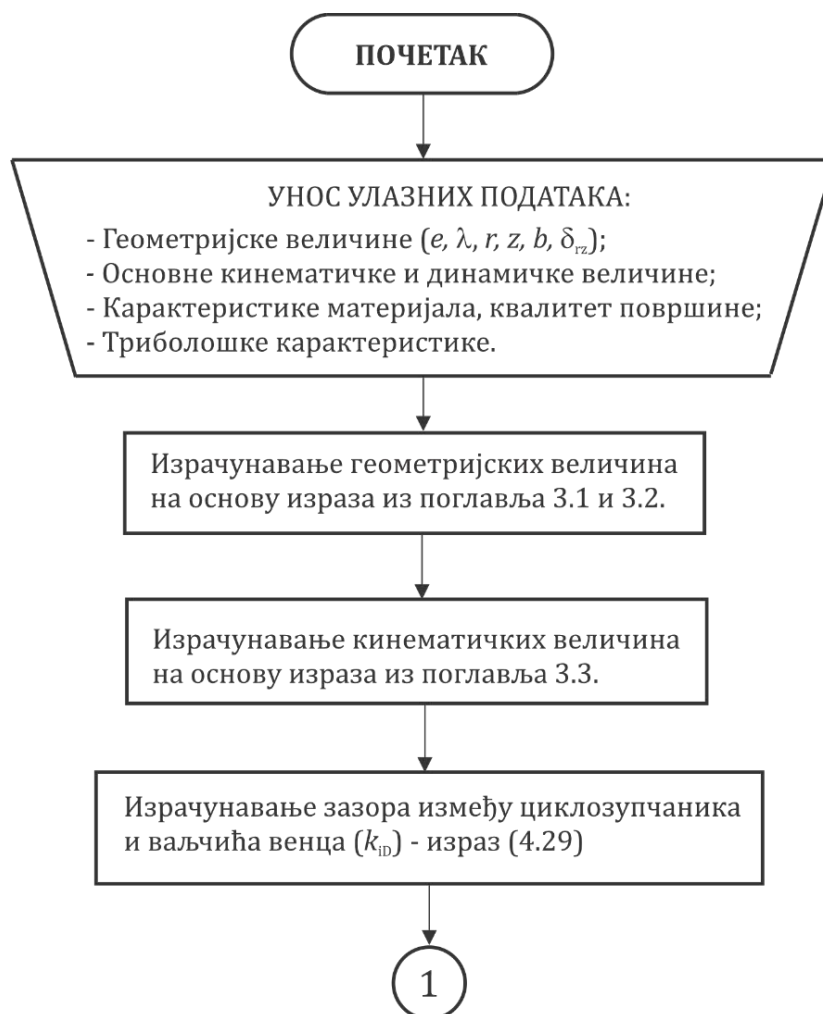
Слика 4.9. Промена губитака снаге за тип 2В, због постојања зазора

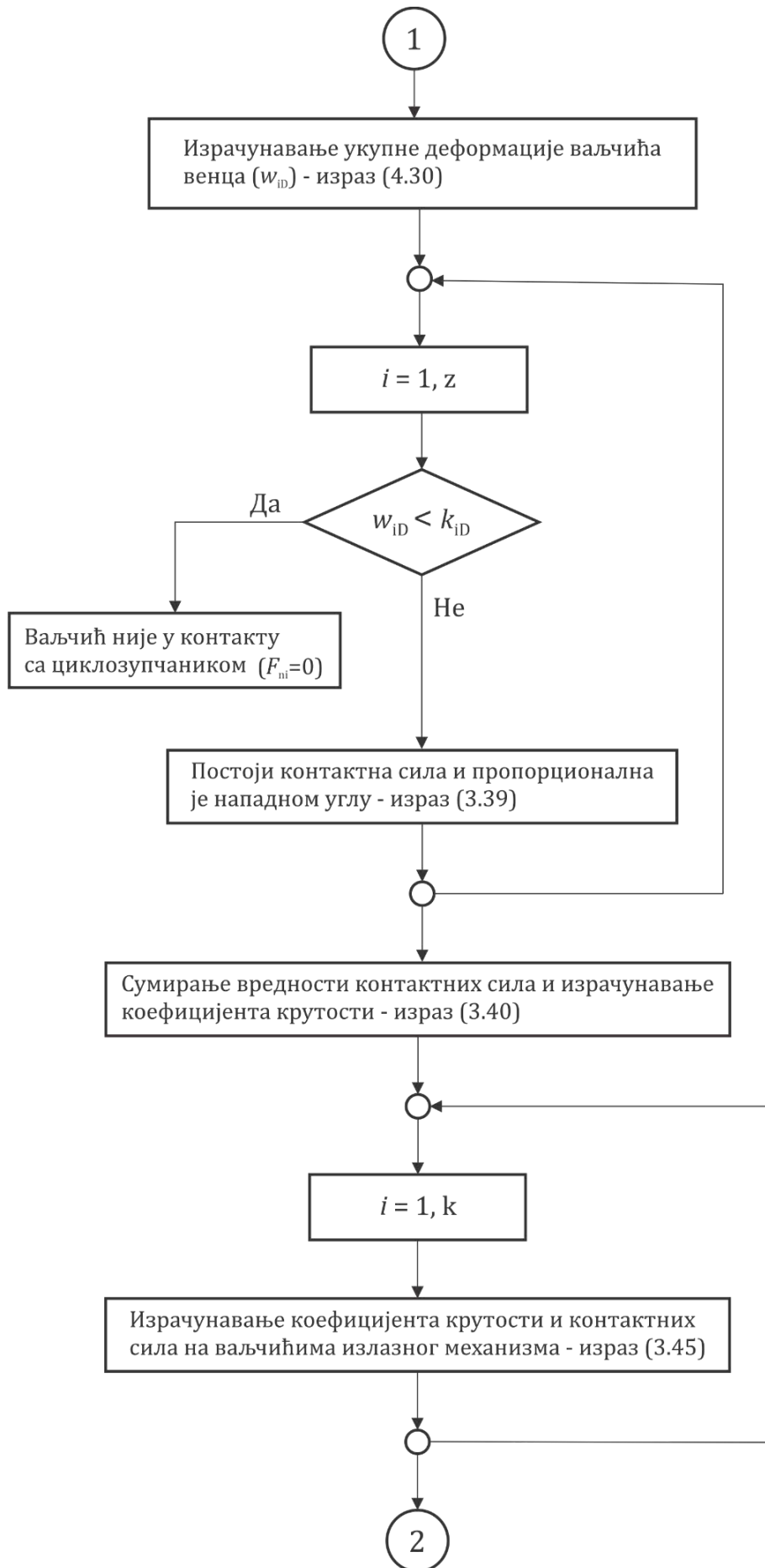
Промена губитака P_{L51} и P_{L52} се дешава код спрезања степенастог циклозупчаника са лежајевима венца 1 и лежајевима венца 2, респективно. Долази до незнатног смањења степена искоришћења η_{S2} са 62% на 61,91%, при чему је преносни однос $i_{S2} = 20$. Губици у игличастим лежајевима су добијени на основу

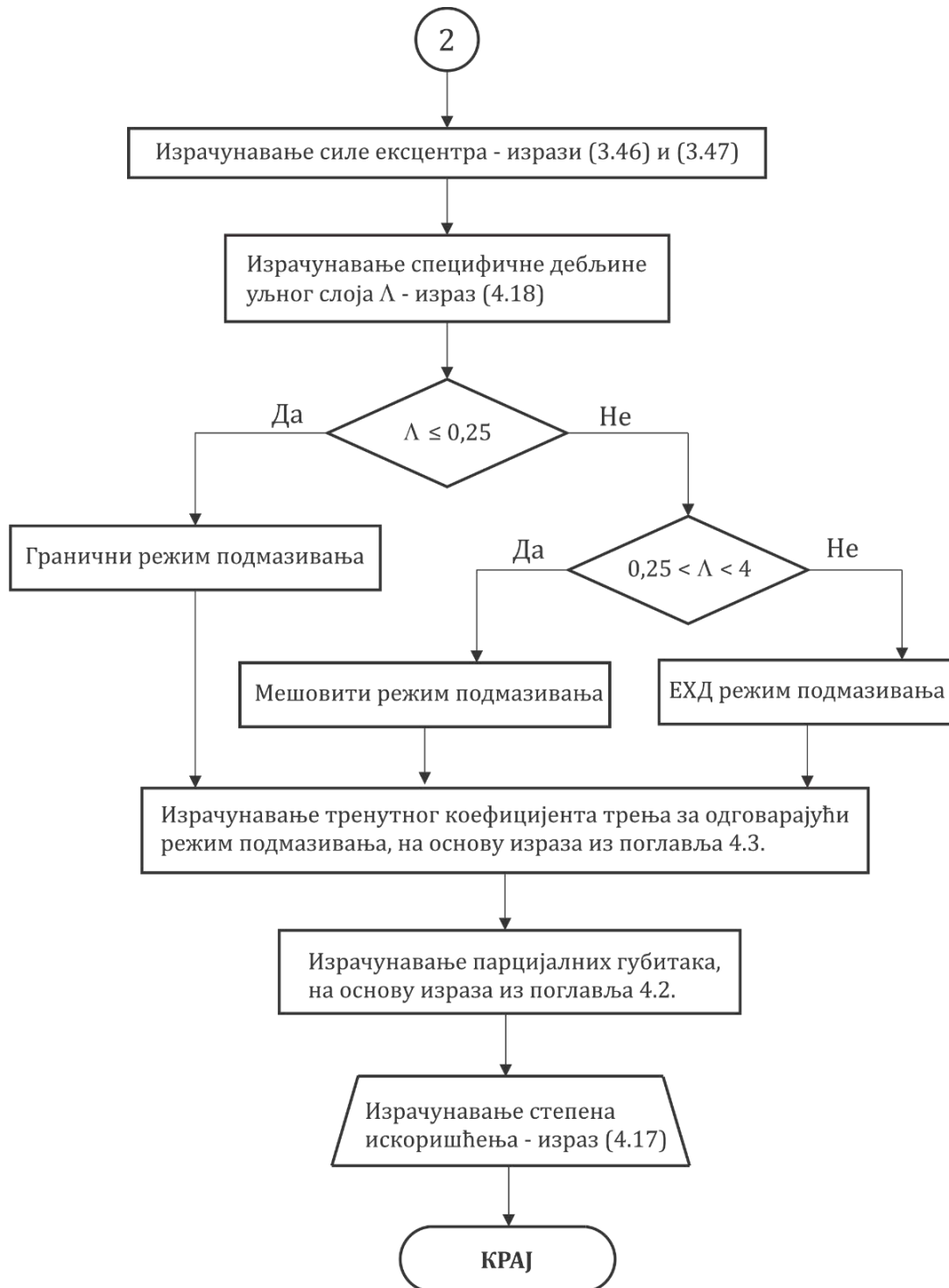
SKF модела [94]. Највећи губици се јављају због трења котрљања P_{L51} између игличастих лежајева на венцу 1 и циклозупчаника, као и губитака P_{L1} у лежају циклозупчаника. Узрок већих губитака на венцу 1 је већа контактна сила, што се може приметити са Сlike 3.15.

4.5. АЛГОРИТАМ И ПРОГРАМ ЗА РАЧУНАЊЕ СТЕПЕНА ИСКОРИШЋЕЊА

Израда програма за одређивање степена искоришћења простог циклопреносника је веома детаљан и сложен поступак. Због тога, на Слици 4.10. приказан је алгоритам, који се базира на изразима и поступцима приказаним у дисертацији и може се користити као основа за израду програма.







Слика 4.10. Алгоритам за рачунање степена искоришћења

На основу приказаног алгоритма, израђен је програм „Ciklo1” у програмском пакету Matlab. У оквиру програма, могуће је мењати вредности геометријских, кинематичких и осталих улазних параметара (на левој страни прозора). Програм аутоматски предложи две варијанте за тип „2В”, код којих је основни преносни однос приближан изабраном преносном односу за тип „ВД”. На тај начин се може извршити поређење ова два типа преносника, за исти преносни однос, добити прегледани резултати и основне радне карактеристике, као што је приказано на Слици 4.11.

За улазне параметре, који су приказани на Слици 4.11, са леве стране, изабран је основни преносни однос за тип „ВД“ $i_{12} = 14/15$, односно $z_1 = 14$ и $z_2 = 15$. На десној страни (за тип „2В“) постоје два предлога за број зубаца z_1 и z_2 , при чему је изабран други предлог, када је $z_2 = z_1 + 2$, јер је у овом случају основни преносни однос $i_{12} = 14/15$ за тип „2В“. За конкретан пример, губици су мањи, а степени искоришћења већи за тип „ВД“.

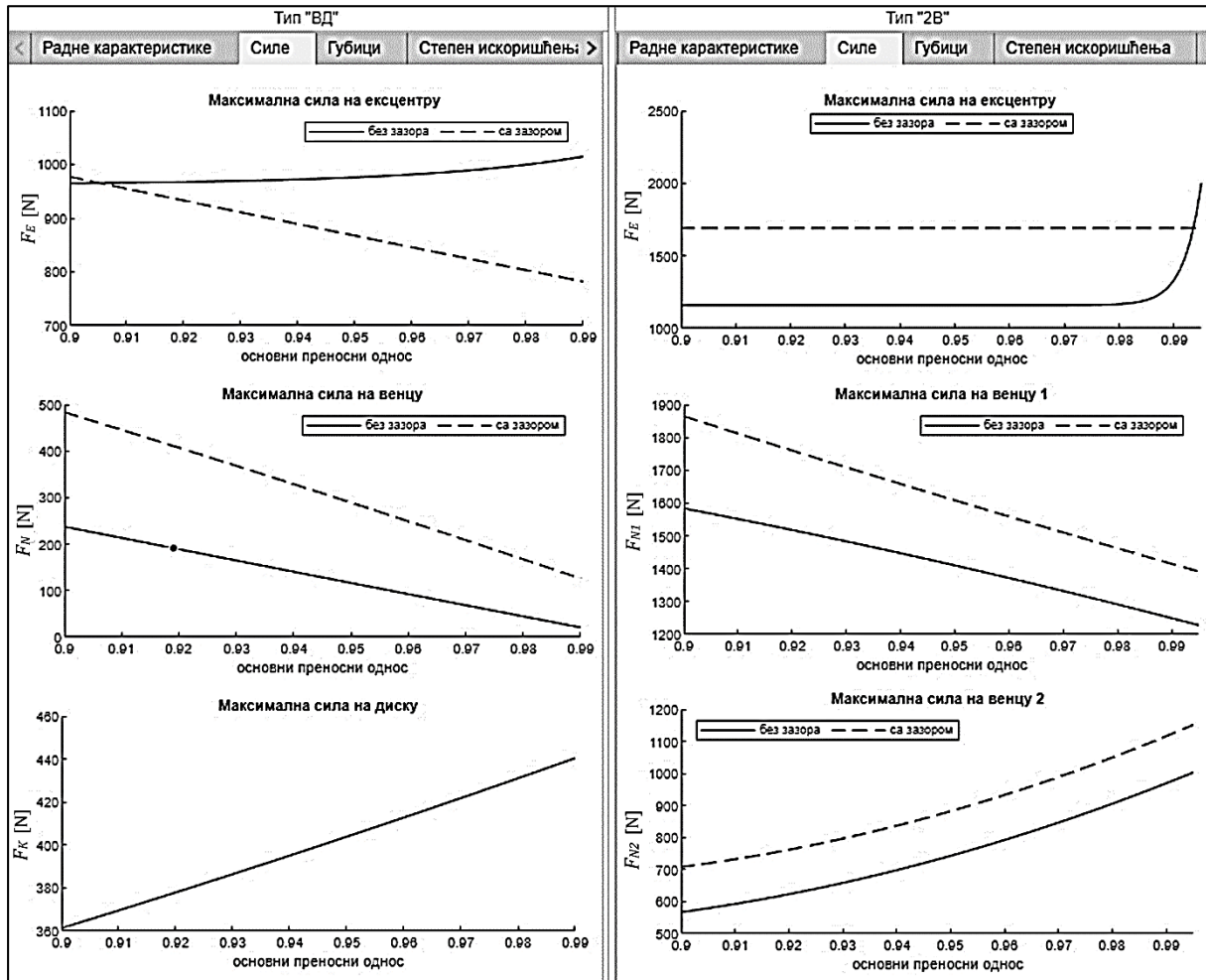
Параметар	Тип „ВД“	Тип „2В“
Преносни однос	$i_{12} = 14/15$	$i_{12} = 14/15$
Брзине (ЕМ је везан за носач) [o/min]	f: 200, 2: -214.2857, s: 3000	f: 200, 2: -214.2857, s: 3000
Моменти (ако је улаз на вратилу) [Nm]	f: -31.0217, 2: 28.6343, s: 2.3873	f: -29.5053, 2: 27.118, s: 2.3873
Снага [W]	f: -649.7161, 2: -642.553, s: 750	f: -617.9579, 2: -608.5263, s: 750
Силе [N]	Максимална сила на ексцентар вратилу (носачу): 905 Максимална сила на ваљчићу диска: 389 Максимална сила на ваљчићу венца: 376 Херцов притисак на ваљчићу диска [MPa]: 206 Херцов притисак на ваљчићу венца [MPa]: 385	Максимална сила на ексцентар вратилу (носачу): 1625 Максимална сила на ваљчићу венца 1: 1692 Максимална сила на ваљчићу венца 2: 828 Херцов притисак на ваљчићу диска [MPa]: 868 Херцов притисак на ваљчићу венца [MPa]: 585
Губици при највећој редукцији (s1) [W]	Губици у лежају циклозупчаника: 1.2035 Губици спрезања између диска и циклозупчаника: 3.0103 Губици спрезања између венца и циклозупчаника: 4.0549 Укупни губици: 8.2688	Губици у лежају циклозупчаника: 3.6223 Губици спрезања између венца 1 и циклозупчаника: 4.3316 Губици спрезања између венца 2 и циклозупчаника: 3.4929 Укупни губици: 11.4469
Степени искоришћења [%]	f2: 98.897, f1: 84.393, 2s: 83.462 2f: 98.897, s1: 86.629, s2: 85.674	f2: 98.474, f1: 78.301, 2s: 77.106 2f: 98.474, s1: 82.394, s2: 81.137
Електропогон	Обртаји [o/min]: 3000, Снага [W]: 750	Број зубаца зупчаника (z1): 5, Број ваљчића венца (z2): 7 Предлог венца (z1): 3 (z1+1): 4 Предлог венца (z1): 4 (z1+2): 6

Слика 4.11. Упоредни приказ радних карактеристика за оба типа преносника

Како би се приказао тренд промене сила, губитака и степена искоришћења за оба типа преносника, усвојиће се константни улазни параметри, који су приказани на Слици 4.11. Посматраће се промена, уколико се основни преносни однос мења унутар граница $i_{12} = 0,9 \div 0,99$, као и утицај зазора на интензитет сила, који је последица корекције профила зубаца. При сагледавању промене свих осталих величина, осим сила, сматраће се да постоји зазор између циклозупчаника и ваљчића венца. Претпоставка је да не постоји зазор између ваљчића диска и отвора у циклозупчанику, за тип „ВД“.

На Слици 4.12, приказан је тренд промене сила за оба типа преносника. Сила на ексцентар вратилу (F_E) благо расте при повећању основног преносног односа за тип „2В“ и мања је у случају постојања зазора. За тип „ВД“, сила на ексцентру експоненцијално расте уколико не постоји зазор, за више преносне односе, док је приближно константна у случају постојања зазора између циклозупчаника и ваљчића венца. Пораст силе на ексцентру значајно утиче на носивост лежаја и ова чињеница може у знатној мери да смањи број реално употребљивих варијанти преносника „2В“. Корекција профила од $\delta_{rz}=0,05$ [mm], утиче позитивно и смањује деловање ексцентар силе, у оба случаја.

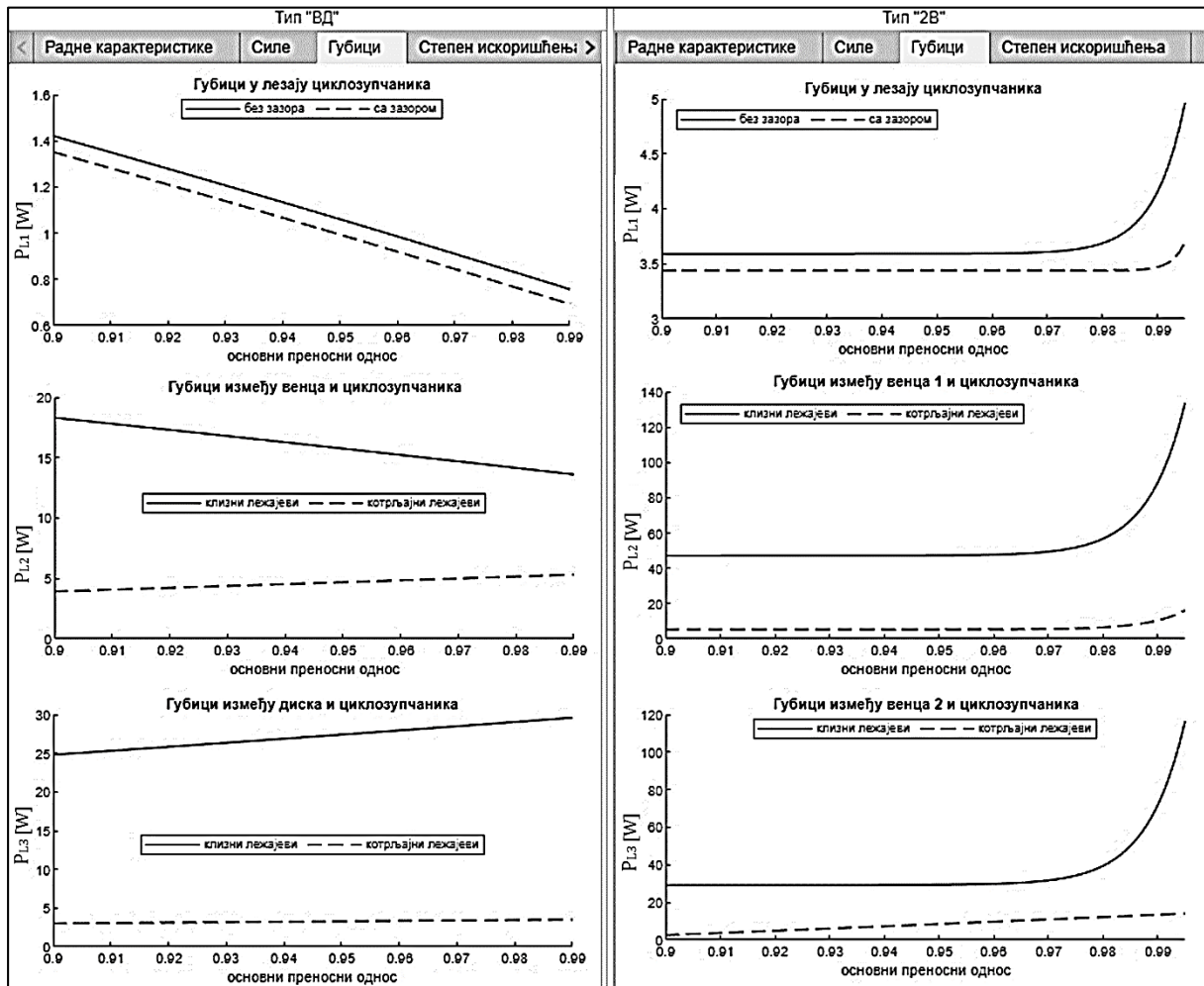
Контактна сила на венцу (F_N) се смањује, док се контактна сила на ваљчићима диска (F_K) повећава са повећањем основног преносног односа, за преносник „ВД“. Ово је последица тога, јер је претпостављен константан број ваљчића диска. Слично овом типу преносника, контактна сила на венцу 2 (F_{N2}), расте са повећањем основног преносног односа, док контактна сила на венцу 1 (F_{N1}) линеарно опада. Анализирани су случајеви када је однос броја ваљчића венаца $z_2 = z_1 + 2$. Максималне контактне силе на венцима се повећавају, уколико постоји зазор, а то повећање је сразмерно величини зазора.



Слика 4.12. Упоредни приказ промене сила за оба типа преносника

На Слици 4.13, су приказане вредности и промене губитака снаге, који се дешавају на појединим деловима преносника. Губици у лежају циклозупчаника (P_{L1}) линеарно опадају, за тип „ВД“, док експоненцијално расту за тип „2В“, са повећањем преносног односа. Усвојено је да је на овом месту постављен игличасти лежај, па је вредност ових губитака доста мала. У случају губитака између венца и циклозупчаника (P_{L2}), они линеарно опадају са повећањем преносног односа, док се линеарно повећавају у случају губитака између диска и циклозупчаника (P_{L3}), за тип „ВД“, уколико се користе клизни лежајеви. Знатно смањење ових губитака се може постићи ако се користе котрљајни лежајеви, при чему је промена вредности ових губитака минимална са повећањем преносног односа. За тип „2В“, долази до нагле и експоненцијалне промене вредности свих губитака при вишим преносним односима, уколико се користе клизни лежајеви. За овај тип преносника је веома важно користити котрљајне лежајеве, како би се смањили губици и спречила

самокочивост преносника. Узрок оваквих губитака је веома велика вредност контактне силе и мале брзине венаца, што има за последицу гранични режим подмазивања и постојање великих сила трења.



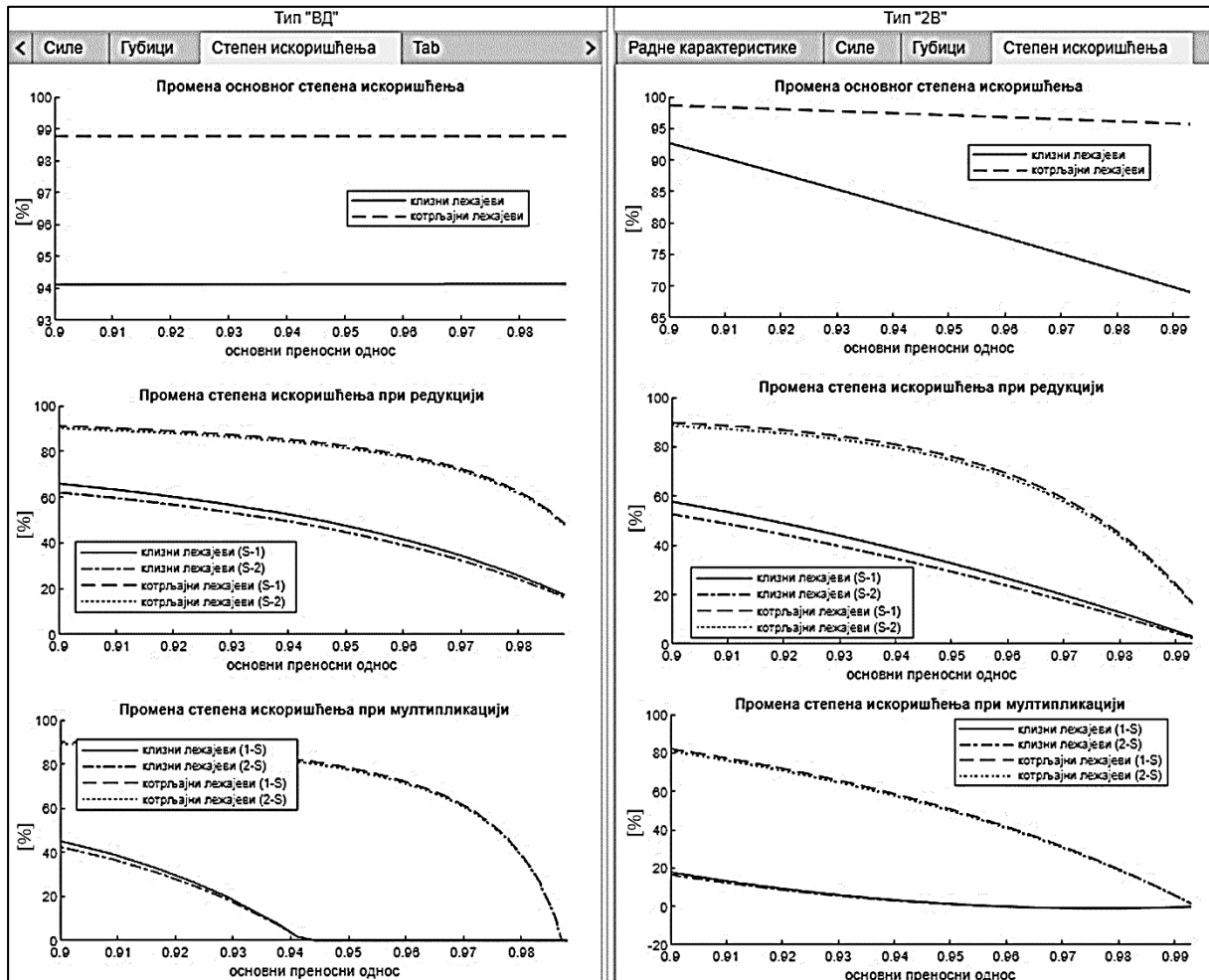
Слика 4.13. Упоредни приказ промене губитака за оба типа преносника

На Слици 4.14. приказане су промене степена искоришћења, за различите режиме рада. Код преносника „ВД“ евидентно је да нема велике промене у основном преносном односу, али је основни степен искоришћења значајно мањи, уколико се користе клизни лежајеви. Ово може довести до појаве самокочивости и блокаде преносника, ако се користе клизни лежајеви, што је евидентно на Слици 4.14, за мултипликаторске режиме рада. У свим режимима рада, долази до смањења степена искоришћења са повећањем основног преносног односа. Евидентан је експоненцијални пад степена искоришћења, при већим вредностима основног преносног односа, који је значајније изражен у мултипликаторским режимима рада.

Код преносника „2В“ долази до благог пада основног степена искоришћења, у случају коришћења котрљајних лежајева, док је при коришћењу клизних лежајева, овај пад већи, са повећањем основног преносног односа. Евидентно је и у овом случају, да се много боље карактеристике постижу применом котрљајних (игличастих) лежајева. У свим режимима рада, остварују се веома мали степени искоришћења, при вишим основним преносним односима. У случају мултипликаторског режима, долази чак и до изједначавања степена искоришћења при

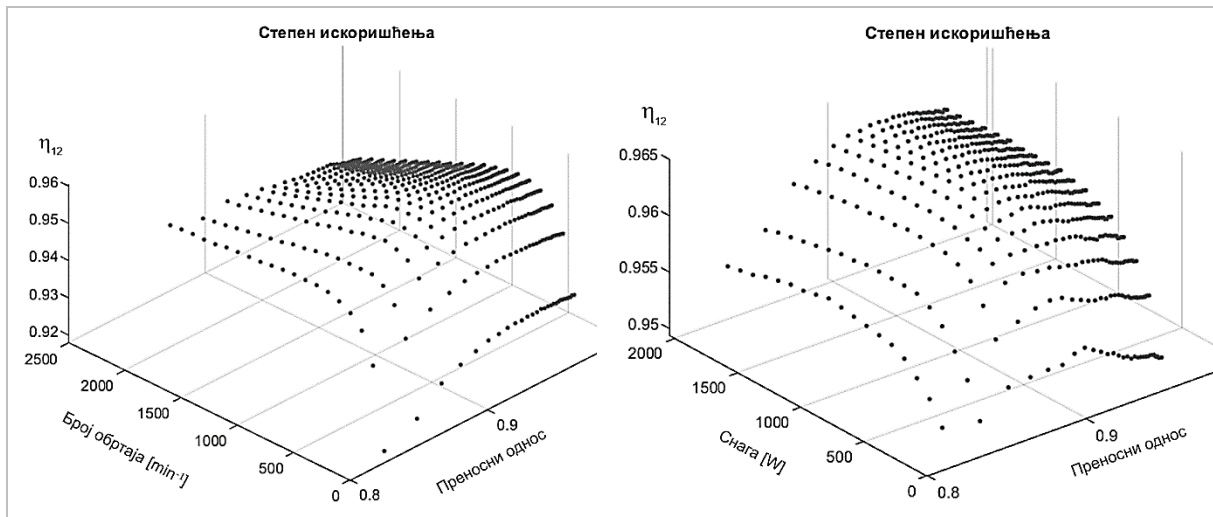
вишим преносним односима, без обзира да ли се користили клизни или котрљајни лежајеви.

Без обзира на нешто лошије радне карактеристике типа „2В“, он има и одређене предности, које се огледају у једноставности израде и малим димензијама. Због тога тип „2В“ треба применити у ситуацијама где се захтева компактност и велика редукација, при чему степен искоришћења није одлучујући фактор.



Слика 4.14. Упоредни приказ промене степена искоришћења за оба типа преносника

Значајан утицај на основни степен искоришћења има промена броја обртаја и снаге, као што је приказано на Слици 4.15. Уколико се претпостави, да се користе игличасти лежајеви као ваљчићи на венцу и диску, тада се може видети са Слике 4.15.а, да основни степен искоришћења η_{12} расте са повећањем броја обртаја до одређене тачке и тада опада. Сличан тренд је и при промени улазне снаге (Слике 4.15.б), али је промена знатно слабија од достизања тачке максимума. Евидентан је нагли и експоненцијални раст основног степена искоришћења, при нижим вредностима промене броја обртаја и улазне снаге. Претпоставка је да се улазна снага и број обртаја остварује на вратилу носача. Зато је препорука, да се избегава рад при нижим обртајима ексцентар вратила и са мањом улазном снагом, због значајно мањег степена искоришћења.



А) Промена броја обртаја

Б) Промена улазне снаге

Слика 4.15. Утицај броја обртаја и улазне снаге на основни степен искоришћења

4.5.1. Примена алгоритма на конкретним примерима и анализа утицаја различитих параметара на степен искоришћења

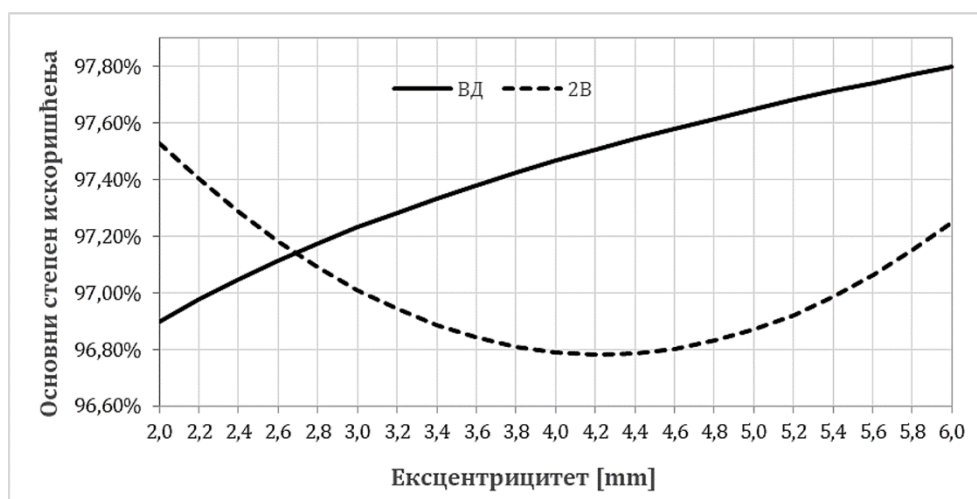
Провера алгоритма за одређивање основног степена искоришћења и добијање осталих потребних кинематичких и динамичких величина, извршена је на конкретним примерима. Потребни улазни подаци за анализу, дати су у табелама 4.1 и 4.2, за оба типа преносника, респективно. Усвојене су нове вредности за снагу $P = 250 [W]$, број обртаја $n = 2800 [min^{-1}]$, бројеве ваљчића ($z_1 = 5, z_2 = 7$) за тип „2В“ и корекцију профила $\delta_{rz} = 0,05 [mm]$. Претпоставка је да се користе котрљајни лежајеви уместо клизних, и да је електромотор везан за ексцентар вратило, односно да је улазно вратило S . Како би се добиле вредности на вратилима 1 и 2, претпоставља се у прорачуну да је било које од вратила заустављено. У Табели 4.3, су приказане упоредне вредности за оба типа преносника.

Табела 4.3. Упоредни приказ радних карактеристика основних типова простог циклопреносника, са истом величином преносног односа

Тип „ВД“						Тип „2В“					
Преносни односи:											
i_{12}	14/15	i_{1S}	1/15	i_{2S}	-1/14	i_{12}	14/15	i_{1S}	1/15	i_{2S}	-1/14
i_{21}	15/14	i_{S1}	15	i_{S2}	-14	i_{21}	15/14	i_{S1}	15	i_{S2}	-14
Брзине [min^{-1}]:											
n_1	186,67	n_2	-200	n_S	2800	n_1	186,67	n_2	-200	n_S	2800
Обртни моменти [Nm]:											
T_1	-8,124	T_2	7,271	T_S	0,853	T_1	-8,52	T_2	7,667	T_S	0,853
Снага [W]:											
P_1	-158,8	P_2	-152,28	P_S	250	P_1	-166,54	P_2	-160,58	P_S	250

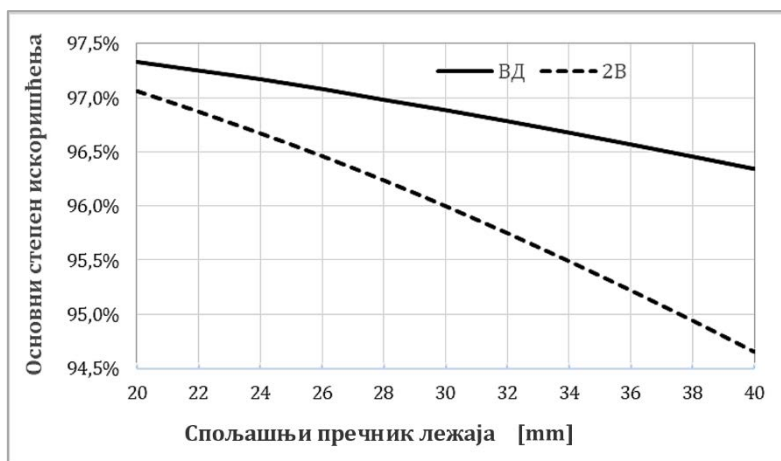
Степени искоришћења [%]:															
η_{21}	95,9	η_{1S}	40,11	η_{2S}	38,47	η_{21}	96,42	η_{1S}	48,03	η_{2S}	46,31				
η_{21}	95,9	η_{S1}	63,52	η_{S2}	60,91	η_{21}	96,42	η_{S1}	66,62	η_{S2}	64,23				
Силе [N] и контактни притисци [MPa]:															
Највећа сила на ексцентру				722				Највећа сила на ексцентру				922			
Највећа сила на ваљчићу диска				258				Највећа сила на ваљчићу венцу 1				941			
Највећа сила на ваљчићу венца				468				Највећа сила на ваљчићу венца 2				468			
Притисак на ваљчићу венца				677				Притисак на ваљчићу венца 1				1030			
Притисак на ваљчићу диска				109				Притисак на ваљчићу венца 2				697			
Губици при основном преносном односу [W]:															
Губици у лежају ексцентри				3,01				Губици у лежају ексцентри				4,95			
Између диска и зупчаника				3,96				Између венца 1 и зупчаника				2,17			
Између венца и зупчаника				3,28				Између венца 2 и зупчаника				1,84			

Из података у Табели 4.3. се види да тип „2В“ има нешто бољи степен искоришћења од типа „ВД“, што је последица веће вредности ексцентрицитета. Са Сlike 4.16, примећује се да степен искоришћења расте са повећањем ексцентрицитета, за тип „ВД“, док за тип „2В“ постоји екстремна вредност где степен искоришћења достиже минимум. У Табели 4.3, могу се приметити знатно веће нормалне силе и контактни притисци код типа „2В“, посебно контактни притисак на венцу 1. Разлог овоме је чињеница да је на степенастом циклозупчанику већи обртни моменат на сегменту који има мање зубаца и који је мањег пречника, пошто се он спреже са венцем 1 (који се налази на вратилу укупне снаге).



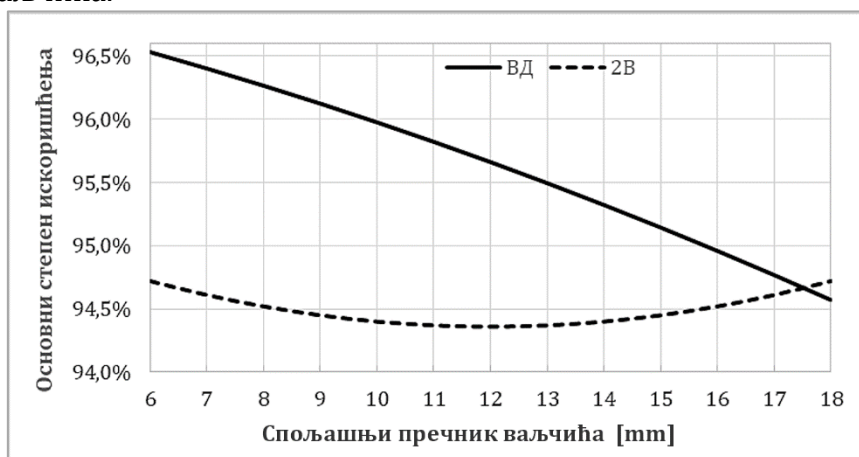
Слика 4.16. Утицај величине ексцентрицитета на степен искоришћења

Код преносника „ВД“ губици су приближно уједначени на деловима који се спрежу, код типа „2В“ доминирају губици у лежају између ексцентар вратила и циклозупчаника. Евидентне су доста велике силе на ексцентар вратилу, за оба типа преносника. Повећањем пречника лежаја циклозупчаника, долази до пада основног степена искоришћења (Слика 4.17). Ова промена је већа за тип „2В“.



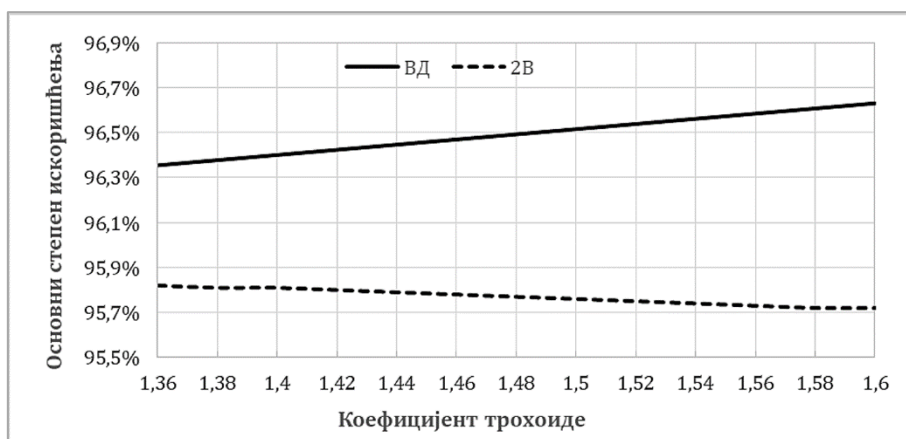
Слика 4.17. Утицај величине лежаја циклозупчаника на степен искоришћења

Утицај величине ваљчића на венцима и диску на степен искоришћења је приказан на Слици 4.18. Повећање спољашњег пречника ваљчића, за типа „ВД“, негативно утиче и смањује степен искоришћења, док код типа „2В“ постоји тачка минималне вредности, после које се повећава степен искоришћења са повећањем пречника ваљчића.



Слика 4.18. Утицај величине ваљчића на степен искоришћења

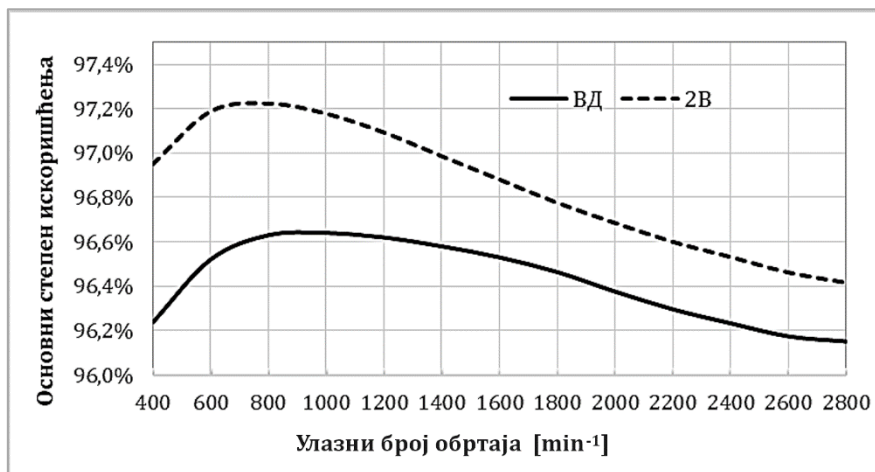
На Слици 4.19, приказан је утицај промена коефицијента трохоиде профила на основни степен искоришћења. Са повећањем коефицијента трохоиде, долази до мањег повећања степена искоришћења за тип „ВД“, док је ова промена незнатна за тип „2В“.



Слика 4.19. Утицај коефицијента трохоиде на степен искоришћења

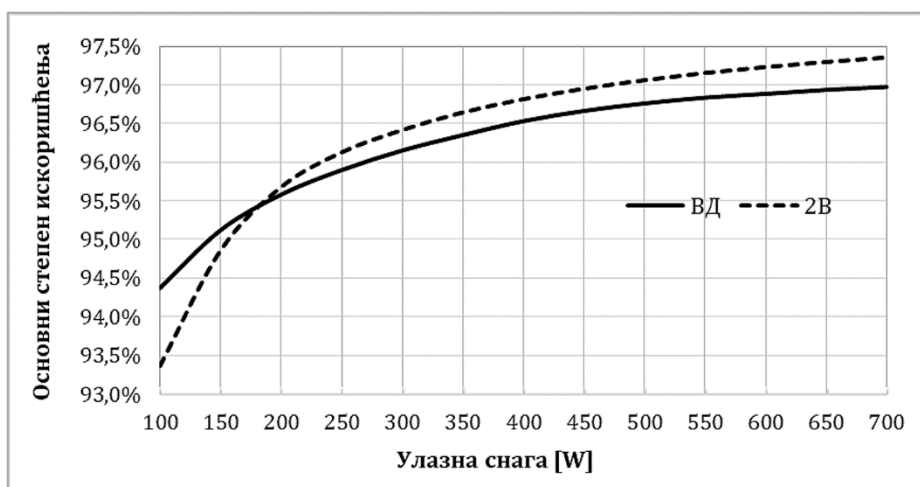
Приликом анализе преносника, уочено је да су спољашње димензије преносника типа „ВД“ од 80% до 90% веће од спољашњих димензија преносника типа „2В“, при истим вредностима основног преносног односа, ексцентрицитета, коефицијента трохоиде и пречника ваљчића. Ово даје могућност значајног повећања димензија, односно повећања ексцентрицитета и других геометријских величина преносника „2В“, како би се постигао што бољи степен искоришћења уз изједначавање спољашњих димензија са типом „ВД“.

На Слици 4.20, приказан је утицај улазног броја обртаја на основни степен искоришћења преносника. За оба типа преносника, степен искоришћења расте до тачке максимума, након чега опада са повећањем броја обртаја.



Слика 4.20. Утицај улазног броја обртаја на степен искоришћења

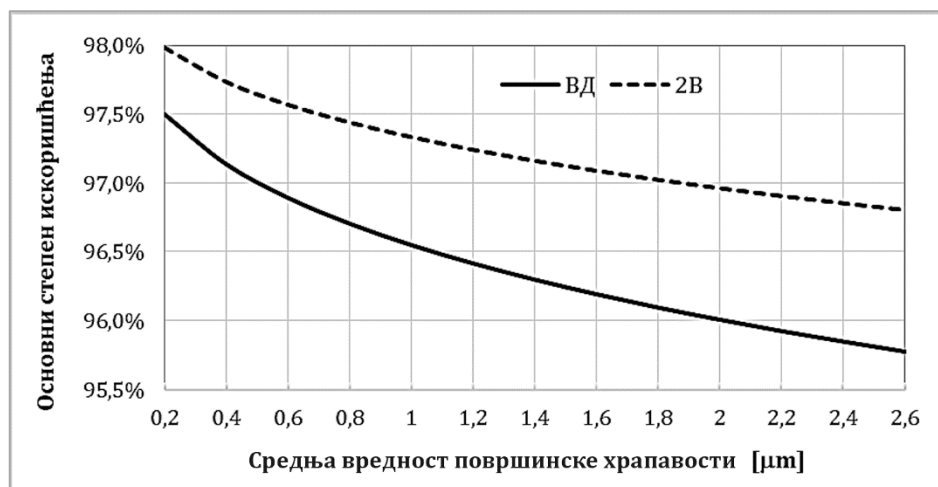
Променом улазне снаге, долази до повећања основног степена искоришћења, као што приказује Слика 4.21. Ово такође значи, да повећање обртног момента има позитиван утицај на степен искоришћења. Приметан је значајан пад степена искоришћења при нижим вредностима улазне снаге, посебно за тип „2В“ преносника. Сличан тренд промене је приказан и на Слици 4.15.б, где се може видети да степен искоришћења достиже максимум, при одређеној вредности улазне снаге.



Слика 4.21. Утицај улазне снаге на степен искоришћења

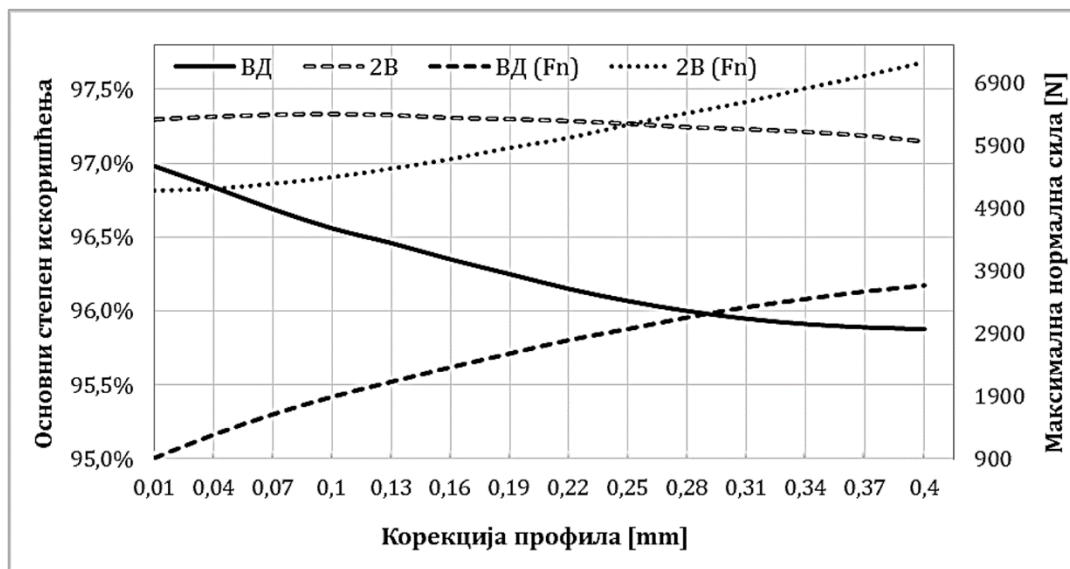
На Слици 4.22, приказан је утицај средње вредности површинске харавости, односно стање квалитета обрађености контактних површина. Ова

промена има логаритамски карактер са значајним променама степена искоришћења при нижим вредностима храпавости површина. Због тога је неопходно настојати што више побољшати стање обрађености контактних површина.



Слика 4.22. Утицај средње храпавости површине на степен искоришћења

Корекција профила зупчаника δ_{rz} значајно утиче на повећање максималне нормалне силе, која делује на ваљчиће венца (Слика 4.23), што је приказано линијама промене ВД(F_n) и 2В(F_n). Вредност степена искоришћења, услед промене корекције профила је мања за преносник „2В“, него што је то случај за преносник „ВД“, код кога долази до већег пада основног степена искоришћења са повећањем вредности корекције профила.



Слика 4.23. Утицај корекције профила на степен искоришћења

5. ДИФЕРЕНЦИЈАЛНИ ЈЕДНОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК

5.1. СТЕПЕНИ СЛОБОДЕ ПРЕНОСНИКА

Степен слободe физичког система дефинисан је као број независних варијабли које се морају знати, како би се потпуно описало стање система. Под овим варијаблама, најчешће се подразумевају независне брзине обртања и обртни моменти. Према [69, 70] укупни (оперативни) степен слободe преносника једнак је збиру кинематског и статичког степена слободe:

$$N = N_k + N_s \quad (5.1)$$

где је: N, N_k, N_s – укупни, кинематски и статички степен слободe, респективно.

Кинематски или степен слободe кретања простог циклопреносника, са три ротирајућа вратила, је $N_k = 2$. Познавањем брзине обртања два вратила, могуће је наћи брзину обртања трећег, коришћењем израза (2.5). Пошто је код ограниченог циклопреносника једно вратило блокирано (угаона брзина је нула), па је $N_k = 1$.

Постоје два начина како се може редуковати кинематски степен слободe кретања [69]:

- 1) Ограничавањем вратила – спајањем неког од вратила за непокретно кућиште. Тада је брзина вратила нула.
- 2) Спајањем вратила - познавањем брзине само једног вратила, могу се одредити брзине свих осталих вратила.

Код сложених преносника, кинематски степен слободe се добија сабирањем степени слободe компонентних преносника, умањено за број ограничења и спојева:

$$N_k = \sum N_{ki} - h - l , \quad (5.2)$$

где је:

$\sum N_{ki}$ – збир кинематских степени слободe компонентних преносника,

h – број ограничења,

l – број спојева (веза).

Статички степен слободe простог циклопреносника је $N_s = 1$, јер познавањем обртног момента било којег основног члана, на основу односа (2.28), могуће је одредити вредности обртних момената осталих чланова.

Осим тога, укупни степен слободe планетарног преносника једнак је броју спољашњих вратила [70]. Тако на основу израза (5.1) и (5.2), статички степен слободe сложеног преносника једнак је:

$$N_s = S_V - (\sum N_{ki} + h + l) , \quad (5.3)$$

где је: S_V – број спољашњих вратила преносника.

5.2. ПРЕНОСНИ ОДНОС ДИФЕРЕНЦИЈАЛНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Код означавања преносног односа, потребно је направити разлику када се означавају преносни односи циклопреносника са једним степеном слободне кретања од оних који имају више степени слободне кретања. Из тог разлога, у овом раду користиће се предлог [72, 73], да се симболом „ i “ означавају само константни, конструкционо зависни преносни односи. Редослед индекса означава погонски и гоњени члан, као што је приказано у изразу (2.4).

Када постоји више од једног степена слободне кретања, преносни односи означаваће се симболом „ k “. Код простог циклопреносника у тровратилном (диференцијалном) режиму рада, ови преносни односи се могу звати *диференцијални преносни односи*. Тако, нпр.:

$$k_o = k_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{k_{21}}, \quad (5.4)$$

представља однос брзина обртања вратила 1 и 2 у диференцијалном режиму, па се према томе овај однос може назвати и *основни диференцијални преносни однос*.

На основу израза (2.5), за диференцијални режим рада могу се добити диференцијални преносни односи приказани у Табели 5.1.

Може се приметити, да ако било који од диференцијалних преносних односа има вредност $k=1$, тада сви други преносни односи добијају вредност 1. Према томе, кад су брзине вратила било која два члана једнаке, тада сва три вратила усклађено ротирају и преносник се налази у тзв. *тачки спајања*. Режим рада у тачки спајања зове се *преносни режим диференцијала* [69].

Табела 5.1. Диференцијални преносни односи

Експлицитни запис	Редуковани запис [76, 77]	$f(k_o)$
$\frac{n_1}{n_2} = i_o + (1 - i_o) \frac{n_S}{n_2}$	$k_{12} = i_o + (1 - i_o) k_{S2}$	$k_{12} = k_o$
$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{i_o} + \left(1 - \frac{1}{i_o}\right) \frac{n_S}{n_1}$	$k_{21} = \frac{1}{i_o} + \left(1 - \frac{1}{i_o}\right) k_{S1}$	$k_{21} = \frac{1}{k_o}$
$\frac{n_1}{n_S} = (1 - i_o) + i_o \frac{n_2}{n_S}$	$k_{1S} = (1 - i_o) + i_o k_{2S}$	$k_{1S} = \frac{1 - i_o}{1 - \frac{i_o}{k_o}}$
$\frac{n_S}{n_1} = \frac{1 - i_o}{1 - i_o} \frac{n_2}{n_1}$	$k_{S1} = \frac{1 - i_o k_{21}}{1 - i_o}$	$k_{S1} = \frac{1 - \frac{i_o}{k_o}}{1 - i_o}$
$\frac{n_2}{n_S} = \frac{\frac{n_1}{n_S} - (1 - i_o)}{i_o}$	$k_{2S} = \frac{k_{1S} - (1 - i_o)}{i_o}$	$k_{2S} = \frac{1 - i_o}{k_o - i_o}$
$\frac{n_S}{n_2} = \frac{\frac{n_1}{n_2} - i_o}{1 - i_o}$	$k_{S2} = \frac{k_{12} - i_o}{1 - i_o}$	$k_{S2} = \frac{k_o - i_o}{1 - i_o}$

Како би се олакшала и упростила анализа диференцијалних, али и сложених циклопреносника, уводи се нова величина која представља однос између преносних односа ограниченог и диференцијалног простог циклопреносника, која ће се назвати *релативни преносни однос* и дефинише се као:

$$g_{xy} = \frac{i_{xy}}{k_{xy}}, \quad (5.5)$$

где је:

i_{xy} – преносни однос између вратила x и y ограниченог циклопреносника,

k_{xy} – преносни однос између вратила x и y диференцијалног циклопреносника.

При томе однос:

$$g_o = \frac{i_o}{k_o}, \quad (5.6)$$

представља *основни релативни преносни однос*.

Ако се релативни преносни односи изразе у функцији основног релативног преносног односа, добијају се изрази приказани у Табели 5.2.

Табела 5.2. Изрази за релативне преносне односе простог циклопреносника

	g_{12}	g_{21}	g_{1S}	g_{S1}	g_{2S}	g_{S2}
$f(g_o)$	g_o	$\frac{1}{g_o}$	$g_{1S} = 1 - g_o$	$g_{S1} = \frac{1}{1 - g_o}$	$g_{2S} = 1 - \frac{1}{g_o}$	$g_{S2} = \frac{g_o}{g_o - 1}$

5.3. СТЕПЕНИ ИСКОРИШЋЕЊА ДИФЕРЕНЦИЈАЛНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Свако вратило диференцијалног циклопреносника може бити самостално улазно или излазно вратило, тако да може постојати 6 различитих спољашњих токова снаге, који се описују са 6 различитих једначина за степен искоришћења. На Слици 5.1 је приказано ових 6 могућих токова спољашње снаге. Сваки степен искоришћења η карактерише секвенца индексирања која показује спољашњи ток снаге.

У општем случају може се писати:

$$\eta_{x^y} = -\frac{(P_y + P_z)}{P_x} = \left(-\frac{P_y}{P_x}\right) + \left(-\frac{P_z}{P_x}\right) = \eta_{x/y} + \eta_{x/z}, \quad (5.7)$$

где је:

$\eta_{x/y} = \left(-\frac{P_y}{P_x}\right)$ – *парцијални степен искоришћења* диференцијалног циклопреносника, где је x улазно вратило, а y излазно вратило;

$\eta_{x/z} = \left(-\frac{P_z}{P_x}\right)$ – *парцијални степен искоришћења* диференцијалног циклопреносника, где је x улазно вратило, а z излазно вратило.

Коришћењем израза (2.33) и (5.5), може се парцијални степен искоришћења диференцијалног циклопреносника писати као:

$$\eta_{x/y} = \eta_{xy} \frac{i_{xy}}{k_{xy}} = \eta_{xy} g_{xy}, \quad (5.8)$$

тако да парцијални степен искоришћења диференцијалног циклопреносника представља производ степена искоришћења ограниченог циклопреносника и релативног преносног односа, за нека два произвољно изабрана вратила простог циклопреносника. Израз (5.7) се своди на облик:

$$\eta_{x/z}^y = \eta_{x/y} + \eta_{x/z} = \eta_{xy} g_{xy} + \eta_{xz} g_{xz}. \quad (5.9)$$

Такође, може се показати да вреди, у случају спајања снаге:

$$\eta_{z^y}^x = \frac{1}{\eta_{x/y} + \eta_{x/z}} = \frac{1}{\eta_{x/z}^y}. \quad (5.10)$$

Горња једнакост вреди само за случај када се степени искоришћења изразе као функција енергетског и основног преносног односа, односно $\eta_{xy} = f(\bar{i}_o, i_o)$.

Раздвајање снаге		
$\eta_{12^S} = -(P_2 + P_S)/P_1$	$\eta_{S1^2} = -(P_1 + P_2)/P_S$	$\eta_{21^S} = -(P_S + P_1)/P_2$
Спајање снаге		
$\eta_{21^S} = -P_1/(P_2 + P_S)$	$\eta_{1S^2} = -P_S/(P_1 + P_2)$	$\eta_{12^S} = -P_2/(P_S + P_1)$

Слика 5.1. Могући токови спољашње снаге код тровратилног циклопреносника

Ако се узму у обзир изрази из табела 5.1 и 5.2, као и израз (5.6), може се показати да се парцијални диференцијални степени искоришћења, као и укупни степен искоришћења диференцијалног циклопреносника изразити као функције $f(\bar{i}_o, i_o, k_o)$ или $f(\eta_o, i_o, k_o)$.

Осим тога, у зависности од спољашњег тока снаге и познатог опсега основног преносног односа циклопреносника $0 < i_o < 1$, диференцијални преносни односи обухватају вредности из тачно одређеног домена. Ово се може приказати на примеру степена искоришћења η_{12^S} , који се може записати у облику:

$$\eta_{12^S} = \eta_{12} g_{12} + \eta_{1S} g_{1S} = \frac{\bar{i}_o}{i_o} g_o + \frac{\bar{i}_o - 1}{i_o - 1} (1 - g_o). \quad (5.11)$$

Пошто је вратило 1 улазно вратило укупне снаге и збирно вратило, па је $T_1 > 0$ и $n_1 > 0$, док су вратила 2 и S излазна вратила парцијалне снаге и диференцијална вратила, па вреди $T_2 < 0$, $n_2 > 0$ и $T_S < 0$, $n_S > 0$. Стога, за диференцијалне преносне односе вреди $k_{12} > 0$, $k_{S1} > 0$ и $k_{S2} > 0$. Ако се нпр. услов $k_{S1} > 0$ уврсти у израз из Табеле 5.1, добија се домен вредности за основни диференцијални преносни однос $k_{12} = k_o > i_o$.

Слично се могу добити домени вредности осталих диференцијалних преносних односа, за овај ток спољашње снаге. У случају да неки од диференцијалних преносних односа „испадне“ из ових оквира, тада долази до промене спољашњег тока снаге. Познавањем вредности једног диференцијалног преносног односа и основног преносног односа, могуће је одредити вредност и свих осталих диференцијалних преносних односа, јер су међусобно повезани кроз изразе приказане у Табели 5.1. Осим тога, познавањем домена у којем се налазе вредности неког диференцијалног односа, могуће је одредити и ток спољашње снаге.

У Табели 5.3, приказани су домени вредности диференцијалних односа за различите токове спољашње снаге диференцијалног циклопреносника. Када неки од диференцијалних односа има вредност $k=1$, односно када преносник пролази кроз тачку спајања, тада се мења и знак експонента w . Код простог циклопреносника у диференцијалном режиму рада, тачка спајања се може десити само у случају када је вратило укупне снаге вратило венца 1. На основу Табеле 5.3, за овај ток снаге је вредност $k_o = k_{12} > i_o$, тако да би се овај домен требао поделити на два дела и то: $i_o < k_o < 1$ и $k_o > 1$.

Табела 5.3 Домени вредности диференцијалних преносних односа

Токови снаге		k_{12}	k_{21}	k_{1S}	k_{S1}	k_{2S}	k_{S2}
$\frac{1}{2} > S$	$S < \frac{1}{2}$	< 0	< 0	$0 < k_{1S} < i_{1S}$	$> i_{S1}$	$i_{2S} < k_{2S} < 0$	$< i_{S2}$
$\frac{1}{S} > 2$	$2 < \frac{1}{S}$	$0 < k_{12} < i_o$	$> \frac{1}{i_o}$	< 0	< 0	$< i_{2S}$	$i_{S2} < k_{S2} < 0$
$\frac{S}{2} > 1$	$1 < \frac{S}{2}$	$> i_o$	$0 < k_{21} < \frac{1}{i_o}$	$> i_{1S}$	$0 < k_{S1} < i_{S1}$	> 0	> 0

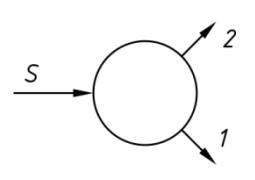
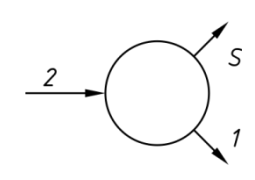
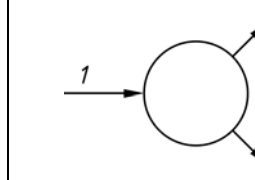
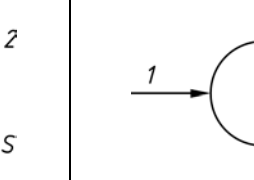
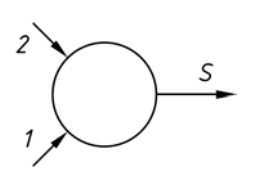
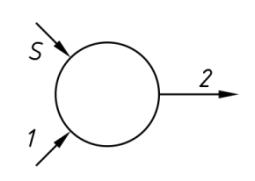
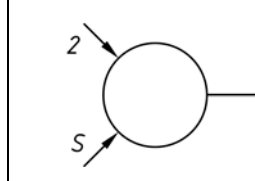
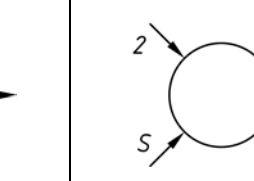
Ако се посматра ток снаге дефинисан степеном искоришћења из израза (5.11) и претпостави да је $n_S > n_1$ или $k_{S1} > 1$, тада је $T_1(n_1 - n_S) < 0$ и на основу израза (2.23) експонент $w = -1$. Када се $k_{S1} > 1$ уврсти у израз из Табеле 5.1, добија се да вреди у случају само ако је $k_o > 1$. Ово значи, да је у домену $i_o < k_o < 1$ знак експонента $w = +1$, док је у домену $k_o > 1$ знак експонента $w = -1$.

Сличном анализом се може добити знак експонента w и за остале домене, односно спољашње токове снаге. Уврштавањем експонента w у израз (5.11), добијају се одговарајући изрази за степен искоришћења $\eta_{1\frac{2}{3}}$ као функција основног преносног односа (i_o), основног степена искоришћења (η_o) и диференцијалног преносног односа (k_o) или основног релативног преносног односа (g_o).

Коначно, у Табели 5.4. је дат прегледни приказ израза за степене искоришћења простог диференцијалног циклопреносника за различите

спољашње токове снаге. Да би се пронашао адекватан израз, прво се мора знати вредност основног диференцијалног преносног односа k_o и спољашњи ток снаге на бар једном вратилу. На основу ових података, може се одредити спољашњи ток снаге и израз за степен искоришћења.

Табела 5.4. Изрази за степен искоришћења диференцијалног циклопреносника

$k_o < 0$		$0 < k_o < i_o$		$i_o < k_o < 1$		$k_o > 1$	
							
η_{S1}^2	$w = +1$	η_{21}^S	$w = -1$	η_{1S}^2	$w = +1$	η_{1S}^2	$w = -1$
$\frac{(k_o - i_o \eta_o)(1 - i_o)}{(1 - i_o \eta_o)(k_o - i_o)}$		$\frac{\eta_o(1 - k_o) + k_o - i_o}{1 - i_o}$		$\frac{i_o \eta_o(1 - k_o) + k_o - i_o}{k_o(1 - i_o)}$		$\frac{i_o(1 - k_o) + \eta_o(k_o - i_o)}{k_o \eta_o(1 - i_o)}$	
							
η_{1S}^2	$w = -1$	η_{12}^S	$w = +1$	η_{S1}^2	$w = -1$	η_{S1}^2	$w = +1$
$\frac{(k_o - i_o)(\eta_o - i_o)}{(1 - i_o)(\eta_o k_o - i_o)}$		$\frac{\eta_o(1 - i_o)}{\eta_o(k_o - i_o) + 1 - k_o}$		$\frac{k_o \eta_o(1 - i_o)}{\eta_o(k_o - i_o) + i_o(1 - k_o)}$		$\frac{k_o(1 - i_o)}{i_o \eta_o(1 - k_o) + k_o - i_o}$	

5.4. ТОК СНАГЕ КРОЗ ЈЕДНОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК

Спољашња снага, која се преда улазном вратилу преносника, може се поделити на два излазна вратила или ако се предаје на два улазна вратила, тада се преноси (збраја) на само једно излазно вратило. Ови токови снаге су могући само ако постаји преносна снага. Однос преносних снага на вратилима основних чланова је константан, као и однос обртних момената (израз 2.15). На основу тога, може се закључити да позитивна преносна снага мора тећи од збирног вратила (1) према диференцијалним вратилима (2 и S), док негативна тече од диференцијалних вратила према збирном вратилу.

Међутим, релативна снага тече само између вратила 1 и 2, а смер зависи од односа угаоних брзина вратила, уколико су обртни моменти константни. Према томе, избором одговарајућег односа угаоних брзина између било која два вратила, могуће је произвољно генерисати спољашњи ток снаге диференцијалног циклопреносника.

Пошто је код циклопреносника збирно вратило 1, тако између вратила 1 и 2 може тећи релативна, али и преносна снага. Међутим, како се релативна снага не може пренети између вратила 2 и вратила носача S , као ни преносна снага, тако **не постоји директан ток снаге између вратила 2 и S** . Могући резултујући режими тока снаге за циклопреносник, са поделом и сумирањем снаге, приказани су на Слици 5.2.

Ефективна снага се преноси са једног на друго вратило заједничким деловањем парцијалних снага (релативне и преносне снаге). Тако код неких унутрашњих токова снаге, на Слици 5.2, парцијалне снаге су усмерене на исту (токови 1.a и 2.a), а код других на супротне стране, између вратила 1 и 2. У свим случајевима, када је смер преносне и релативне снаге супротан, тада само разлика њихових апсолутних вредности чини ефективну снагу која се предаје вратилу. Мања од две парцијалне снаге увек је супротна ефективној снази, па се може назвати и *бескорисна снага*.

Ова бескорисна снага се мора компензовати једнаком количином супротне (позитивне) веће парцијалне снаге, која се такође губи и не учествује као ефективна снага. Тако и ова количина позитивне парцијалне снаге представља другу унутрашњу бескорисну снагу. Међутим, ове две супротно усмерене бескорисне снаге остају стално активне у пуном интензитету. Губици услед трења, који су последица бескорисне релативне снаге, смањују укупни степен искоришћења преносника и учествују у стварању топлоте.

Као што је познато, при основном режиму рада постоји само релативна снага, која ефективну снагу улазног вратила преноси на излазно. При томе се јављају губици сразмерни релативној снази, а укупна ефикасност се изражава преко основног степена искоришћења. Уколико дође до повећања релативне снаге у односу на улазну снагу, тада степен искоришћења преносника постаје мањи од основног степена искоришћења. Ови случајеви могу наступити ако постоји негативна бескорисна преносна снага. При томе, долази до повећања релативне снаге, како би се компензовала бескорисна снага и пренела ефективна снага.

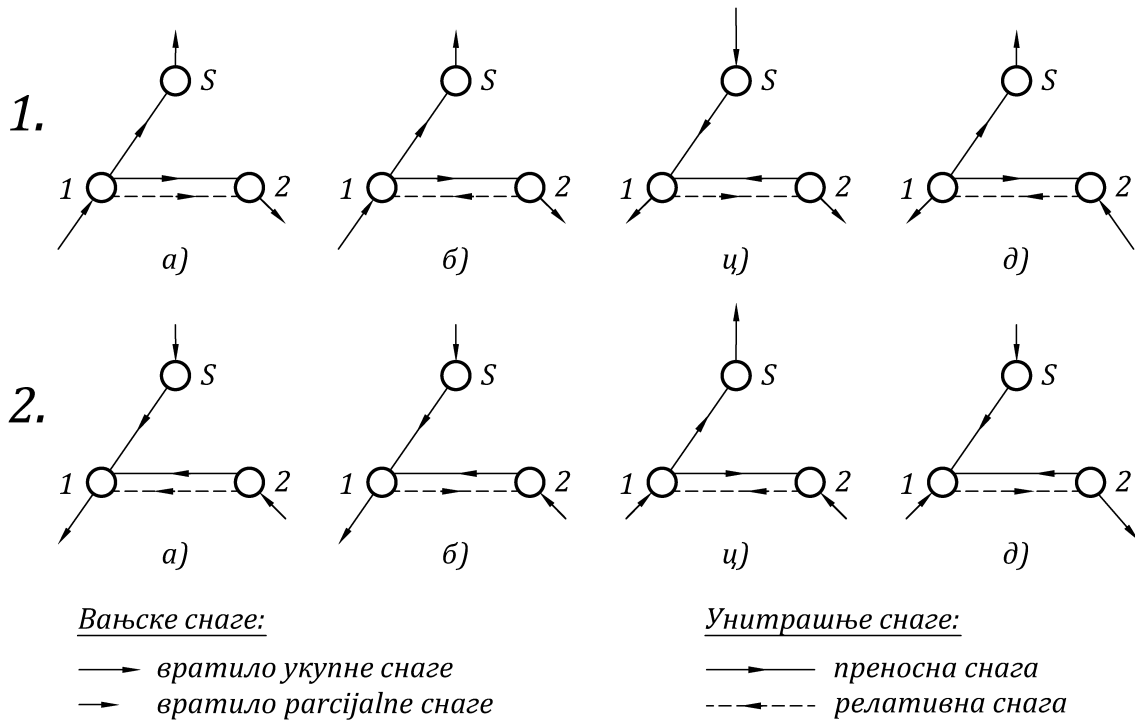
На Слици 5.2. приказано је да преносник снаге, у режимима 1.a и 2.a, ради са поделом и сумирањем снаге. Сви парцијални токови снаге, укључујући релативну снагу, су мањи него укупна улазна снага. У оба случаја, релативна и преносна снага имају исте знакове и теку у истом (ефективном) смеру између вратила 1 и 2.

У режимима тока снаге, који су описани шемама б), ц) и д) у 1. и 2. реду, токови релативне и преносне снаге, између вратила 1 и 2, су супротног смера. **У овим режимима релативна снага је мања од улазне снаге, само када је збирно вратило уједно и вратило укупне снаге (токови 1.б и 2.б)**. Тада, релативна снага представља негативну бескорисну снагу, коју поништава преносна снага усмерена у правцу ефективне снаге.

У случају да вратило носача S , представља вратило укупне снаге (токови 1.ц и 2.ц), тада релативна снага може бити већа или мања од улазне снаге, у зависности од тога да ли је већа или мања од снаге на вратилу носача S . Евидентно је да у оба случаја негативна бескорисна преносна снага, а да је релативна снага усмерена у правцу ефективне снаге.

Међутим, ако вратило 2, које ради као диференцијално вратило, представља вратило укупне снаге (токови 1.д и 2.д), тада релативна снага мора

бити већа од укупне спољашње снаге. Релативна снага је усмерена у правцу ефективне снаге, тако да осим што мора пренети ефективну снагу, потребно је и да поништи супротно усмерену бескорисну преносну снагу, па је на основу тога већа од спољашње излазне снаге. Према томе, код овог тока снаге, степен искоришћења преносника ће бити мањи него основни степен искоришћења. Овај режим тока снаге се дешава када су односи $0 < k_o < i_o$, што је приказано у Табели 5.4.



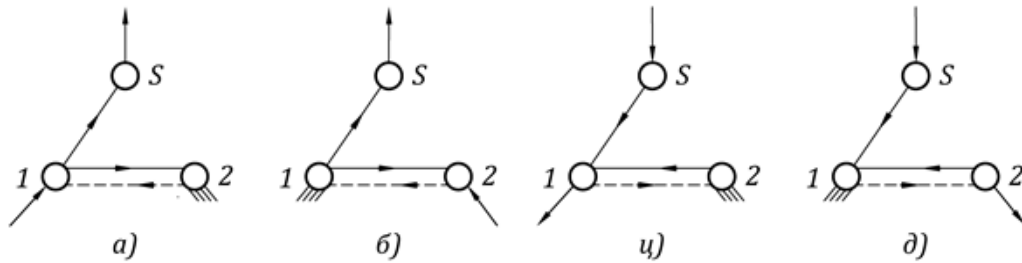
Слика 5.2. Режији тока снаге кроз једностепени циклопреносник

Такође, посматрајући токове релативне снаге на Слици 5.2, може се потврдити тачност експонента w , у Табели 5.4, који одређује смер релативне снаге. Без обзира што се на 6 од 8 токова снаге, приказаних на Слици 5.2, јављају бескорисни токови снаге, не мора значити да је степен искоришћења ових преносника мањи него основни степен искоришћења. Ово искључиво зависи од тога да ли је апсолутна вредност релативне снаге мања или већа од укупне улазне снаге.

Код ограничених циклопреносника, са закоченим вратилом 1 или 2, број шема са слике се смањује, јер оне шеме где неко од ових вратила представља вратило укупне снаге, више не вреде. Тако остају само 4 варијанте приказане на Слици 5.3.

Са Слике 5.3. се може потврдити тачност вредности експонента w , који је дат у Табели 2.2, пошто се јасно види ток релативне снаге. Ако је вратило 1 улазно вратило (шема 1.а), тада је релативна снага $P_R = |T_1(\omega_1 - \omega_S)| > |T_1\omega_1|$. За случај да је вратило 2 улазно вратило (шема 1.б), релативна снага је $P_R = |T_2(\omega_2 - \omega_S)| > |T_2\omega_2|$ и већа је него у случају шеме 1.а, јер су брзине ω_2 и ω_S супротног смера. У случају да је вратило S улазно вратило (шеме 1.ц и 1.д) тада, при закоченом вратилу 2, релативна снага је $P_R = |T_2\omega_S| > |T_S\omega_S|$, док је уз закочено вратило 1, $P_R = |T_1\omega_S| > |T_S\omega_S|$. На основу овога, може се закључити да код сваког тока снаге са Слике 5.3, релативна снага је већа од улазне снаге. Ово значи да у случају

ограниченог преносника, при чему је закочено вратило 1 или вратило 2, степени искоришћења морају бити мањи од основног степена искоришћења. Осим тога, евидентно је да ће губици бити већи, због веће релативне снаге, у случају када је закочено вратило 1 (шеме 1.б и 1.д), него када је закочено вратило 2. Ово је такође приказано у поглављу 2, преко дијаграма на сликама 2.5 до 2.8, као и на Сlici 4.14.



Слика 5.3. Режици тока снаге код једноступеног циклопреносника

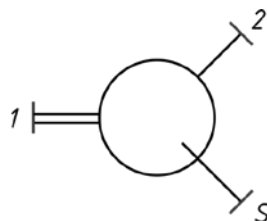
6. ДВОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИЦИ

Данас се циклопреносници најчешће производе и користе као једностепени циклоредуктори. На основу података произвођача [3], степен искоришћења достиже $\eta_{S2} = 93\%$, при чему су бројеви зубаца зупчаника унутар распона $z = 4 \div 120$.

Достизање великих преносног односа, захтева израду веома малих и прецизно израђених осовиница, лежајева и ваљчића, што знатно поскупљује израду. Због тога се намеће потреба да се једностепени циклопреносници замене двостепеним, како би се смањили габарити, појевтинила израда и побољшао степен искоришћења, при чему би се постигли исти преносни односи као код једностепених циклопреносника.

Како би се олакшала анализа структуре сложених планетарних преносника, неопходно је користити одређене симболе, који представљају планетарне слоге и везе између слогова. Осим тога, за кинематичку анализу није неопходно познавати све детаље конструкције преносника, већ само основне преносне односе и везе између слогова.

У овом раду ће се користити симболично представљање које је предложио Волф (Wolf) [93, 94]. Елементарни Волфов симбол садржи круг, који представља планетарни слог и три линије које су повезане са кругом, које представљају вратила основних чланова. Збирно вратило је означено двоструком линијом, док су диференцијална вратила означена једноструком, с тим што линија која означава вратило носача улази у круг. Волфов симбол који одговара простом циклопреноснику, приказан је на Слици 6.1.



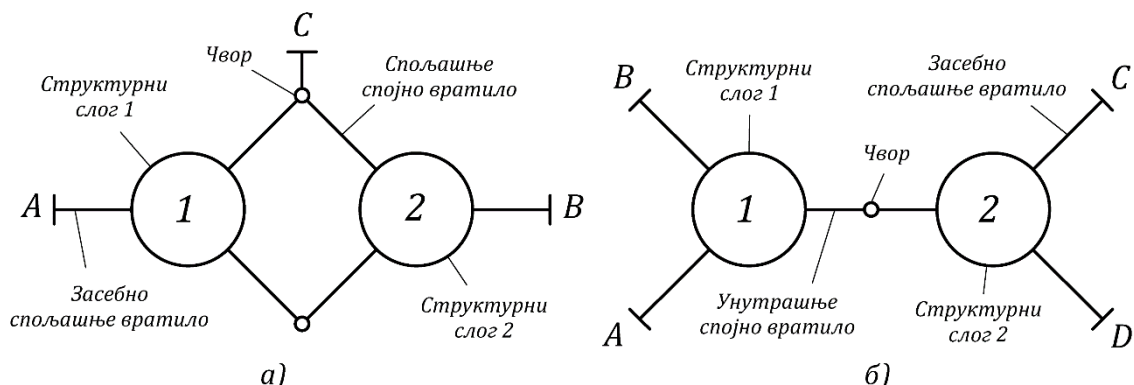
Слика 6.1. Волфов симбол за планетарни слог за $0 < i_o < 1$

Унутар круга се најчешће уписује основни преносни однос i_o и основни степен искоришћења планетарног слога.

6.1. СТРУКТУРА ДВОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Двостепени циклопреносници се састоје од два проста циклопреносника (два структурна или компонентна слога), чија су вратила међусобно спојена. Уколико су вратила структурних слогова чврсто везана, они формирају тзв. *спојно вратило*. Ако спојно вратило има спољашњи прикључак, онда се оно зове *спољашње спојно вратило*, док у случају да нема спољашњи прикључак, тада се ради о *унутрашњем спојном вратилу* или *слободном спојном вратилу*. Вратила структурних слогова, која нису међусобно спојена и имају спољашњи прикључак, зову се *засебна вратила* (Слика 6.2.а)

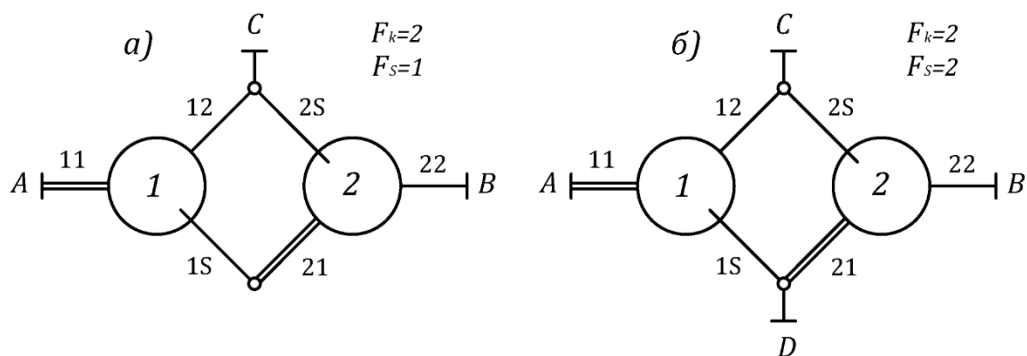
Двостепени циклопреносници се могу формирати тако да имају само једно унутрашње спојно вратило и четири засебна вратила (Слика 6.2.б). Овакав преносник има три кинематичка и један статички степен слободe.



Слика 6.2. Начини спајања и означавање вратила двостепених преносника

Осим тога, могуће је повезати по два вратила структурних слогова и тада се ради о двостепеном циклопреноснику са два спојна вратила. Уколико је једно од два спојна вратила спољашње, а друго унутрашње, тада се за овај преносник може користити назив *прости двостепени циклопреносник* (Слика 6.3.а). Овакав преносник има два кинематичка и један статички степен слободe.

Када оба спојна вратила имају спољашњи прикључак (Слика 6.3.б), тада се за овај циклопреносник може користити назив *четворовратилни двостепени циклопреносник*, слично предлогу из литературе [70, 73]. Овај тип преносника има два кинематичка и два статичка степена слободe. Ако једно од два спојна вратила слободно ротира, односно није прикључена радна или погонска машина, тада се овај преносник своди на прости двостепени циклопреносник.



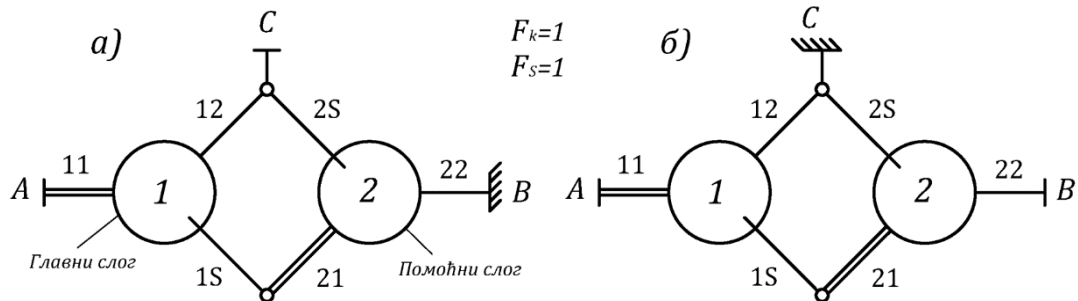
Слика 6.3. Двостепени циклопреносници са два спојна вратила: а) прости, б) четворовратилни

У овом раду, структурни слогови сложеног циклопреносника означаваће се арапским бројевима, а вратила основних чланова са два знака, при чему први знак представља знак компонентног слога, а други знак представља симбол основног члана. Спољашњи прикључак вратила означаваће се великим латиничним словима.

У случају простог двостепеног циклопреносника, ако било које спољашње вратило постане реактивно, смањује се број степени слободe кретања на један и добија се двовратилни преносник. Може се уочити сличност са ограниченим

једноступеним циклопреносницима, тако да се за овај тип циклопреносника може користити назив *ограничени двостепени циклопреносник* (Слика 6.4).

Ако је заковано спољашње спојно вратило, тада се ради о преноснику са једним степеном слободне кретања, који се може назвати *основни ограничени двостепени циклопреносник* (Слика 6.4.б).



Слика 6.4. Ограничени двостепени циклопреносник

Из разлога што једноступени циклопреносник може покривати велики распон радних режима, ова врста сложеног диференцијалног преносника није превише истражена. Међутим, овај наизглед компликован сложени планетарни преносник, може се поједноставити, анализирајући га као тровратилни планетарни преносник [69].

Ово може довести до преносника мањих димензија и тежине, као и до економичнијих решења, у поређењу са једноступеним циклопреносницима. Претпоставка је да ће ови преносници бити нарочито погодни у ситуацијама где се траже преносници малих димензија и великих преносних односа, који се не могу остварити са једноступеним преносницима.

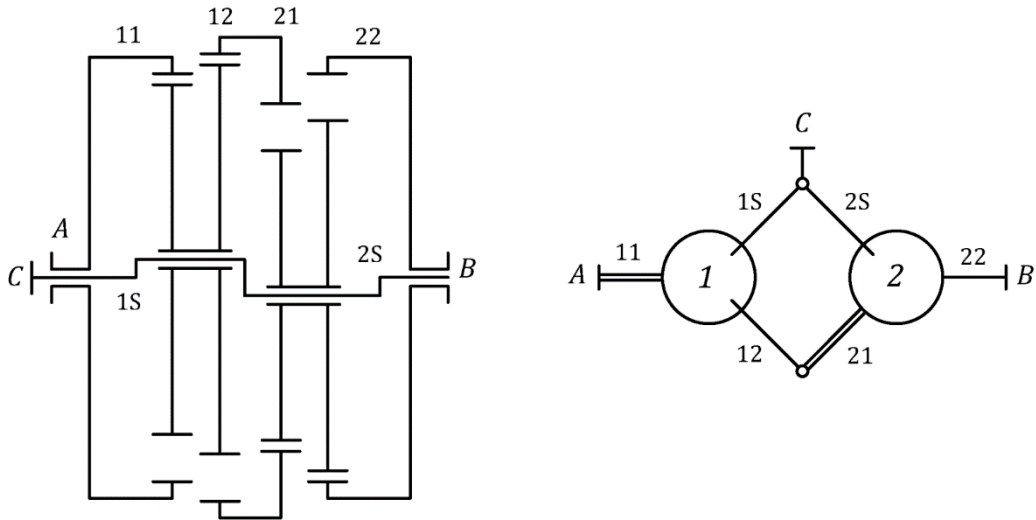
Ограничени прости двостепени циклопреносник, који има заковано засебно вратило, састоји се од два једноступена слога од којих један ради као диференцијални, а други као ограничени слог. Вратила диференцијалног слога су везана за погонску и радну машину, тако да се овај слог може назвати *главни слог*, док се ограничени циклопреносник може назвати *помоћни слог* (Слика 6.4.а).

Код основног ограниченог двоступеног циклопреносника, оба структурна слога су ограничени једноступени циклопреносници, тако да је на спољашње вратило једног прикључена погонска, а на друго радна машина.

Такође, постоје и посебна конструкциона решења простих двоступених циклопреносника, која се могу назвати *редуковани двоступени циклопреносници* (Слика 6.5), а карактеришу их следеће особине при формирању конструкције:

- Постојање заједничког носача (ексцентар вратила) за оба структурна слога, чиме двоступени циклопреносник добија унутрашње спојно вратило и постаје прости двоступени циклопреносник;
- Два централна зупчаника, која су повезана спољашњим спојним вратилом, могу се израдити као један елемент и на тај начин редуковати конструкцију;

Код конструисања редукованих двоступених циклопреносника, бар један структурни слог мора имати степенасте циклозупчанике.



Слика 6.5. Редуковани двостепени циклопреносник; шематски и симболички приказ

6.2. СЛИЧНОСТ ЈЕДНОСТЕПЕНИХ И ДВОСТЕПЕНИХ ПРОСТИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Као што је већ наведено, прости двостепени циклопреносници су слични простим једностепеним циклопреносницима, јер оба преносника имају три спољашња вратила и два степена слободе кретања. Применом ове сличности, може се извршити једноставнија анализа и синтеза простих двостепених циклопреносника, као планетарних преносника снаге [69, 73]. Осим тога, могуће је применити уопштену Вилисову (*Willis*) једначину, код кинематичке анализе.

Ако се претпостави да се познаје конструкција преносника, односно да је познато која су вратила засебна, а која су повезана у спојна вратила, тада се може израчунати преносни однос између било која два спољашња вратила, када је треће заустављено.

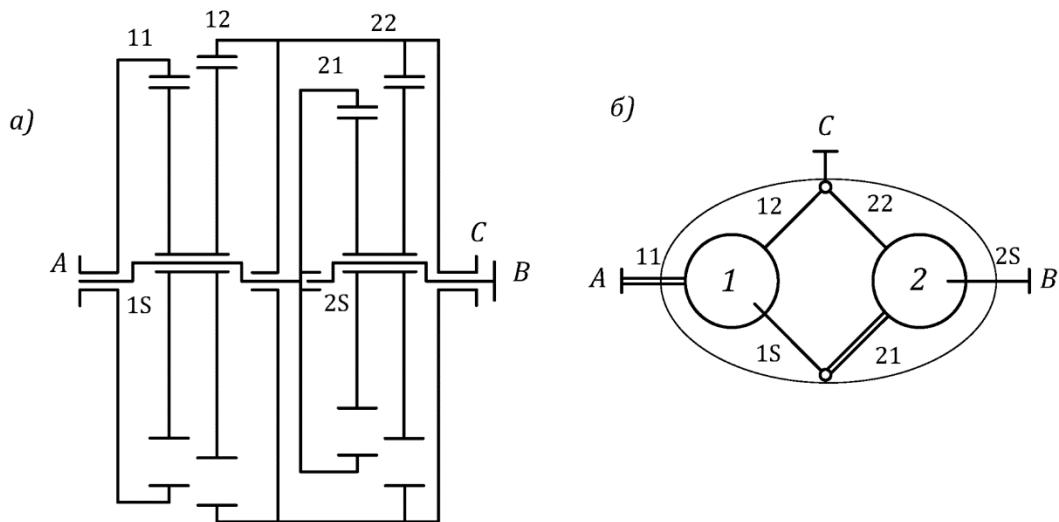
Из кинематске шеме, приказане на Слици 6.6.а, не може се једноставно одредити преносни однос између вратила *A* и *B*, уколико је заустављено вратило *C*. Ако се ова кинематска шема представи симболички (Слика 6.6.б), може се закључити да се заустављањем вратила *C* добија основни ограничени преносник, који се састоји од два једностепенена ограничена слога серијски везана.

Преносни однос се сада може лако израчунати као:

$$i_{A,B} = i_{11,1s} i_{21,2s} = (1 - i_{o1})(1 - i_{o2}), \quad (6.1)$$

где је: i_{o1}, i_{o2} - основни преносни однос слога 1 и слога 2, респективно.

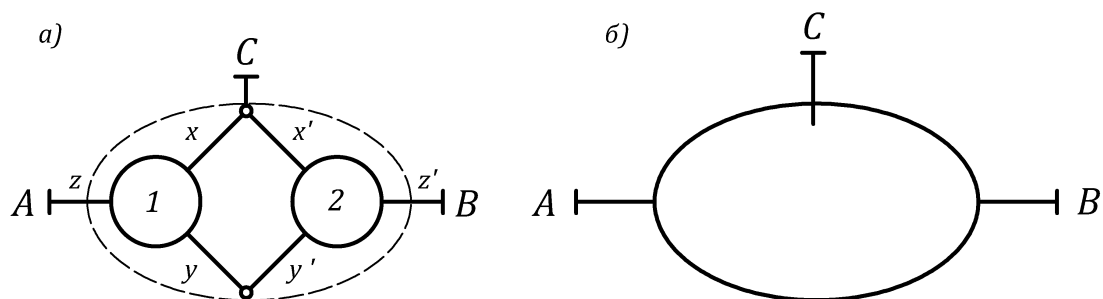
Ово указује на то да је спољашње спојно вратило *C*, слично вратилу носача (*S*) једноступеног циклопреносника. Заустављањем вратила *C* добија се тзв. *серијски преносни однос*, за дату кинематску шему двоступеног циклопреносника. У основи, може се претпоставити да сваком спољашњем вратилу двоступеног, одговара одређено спољашње вратило једноступеног циклопреносника [69].



Слика 6.6. Прости двостепени циклопреносник; шематски и симболички приказ

Ако се ова сличност детаљније истражи, не само за брзине вратила, може се пронаћи потпуна подударност карактеристика свих параметара преносника, као што су карактеристике обртних момената, степена искоришћења и токова снаге. Потпуна сличност и поређење са изразима раније развијеним за једностепену циклопреноснике, омогућава поједностављену анализу ограничених и простих двостепених циклопреносника.

Уколико је непозната унутрашња конструкција простог двостепеног циклопреносника, онда се он симболички може представити модификованим Волфовим симболом (Слика 6.7) [69].



Слика 6.7. Модификовани Волфов симбол за прости двостепени циклопреносник

Серијски преносни однос $i_{A,B}$ се дефинише као преносни однос који се добија ако је заустављено спољашње спојно вратило, тако да се може записати:

$$i_{A,B} = \left[\frac{n_A}{n_B} \right]_{(n_C=0)} = i_{zy} i_{y'z'} \quad (6.2)$$

где је :

z, z' – ознаке засебног спољашњег вратила 1. и 2. слога, респективно, (слика 6.7.a),

y, y' – ознаке вратила 1. и 2. слога који чине унутрашње спојно вратило.

Ако је вратило A улазно, тада је тзв. „серијски степен искоришћења“, при заустављеном вратилу C :

$$\eta_{A,B} = \eta_{zy} \eta_{y'z'} \cdot \quad (6.3)$$

Односно, уколико је вратило B улазно вратило, тада је:

$$\eta_{B,A} = \eta_{z'y'} \eta_{yz} \cdot \quad (6.4)$$

Очито је да не постоји симетричност серијских степени искоришћења ($\eta_{A,B} \neq \eta_{B,A}$), јер долази до измене улазних и излазних вратила код компонентних слогова. Симетричност је могућа само ако вратила носача структурних слогова чине закочено спољашње спојно вратило. Тада оба преносна слога раде у основном режиму рада и преноси се само релативна снага кроз серијски повезане слокове, па је степен искоришћења независан од улаза и излаза.

У Табели 6.1, дате су упоредне ознаке симбола и појмова, како би се олакшала анализа на основу сличности ова два преносника.

Табела 6.1. Сличност ознака једностепеног и двостепеног циклопреносника

Прости једностепени циклопреносник		Прости двостепени циклопреносник	
Вратило носача	S	Спољашње спојно вратило	C
Вратила венаца	$1, 2$	Засебна спољашња вратила	A, B
Основни слог (зауостављено вратило носача)		Основни двостепени циклопреносник (зауостављено спољашње спојно вратило)	
Основни преносни однос	$i_{12} = i_o$	Серијски преносни однос	$i_{A,B}$
Основни степен искоришћења	$\eta_{12} = \eta_o$	Серијски степен искоришћења	$\eta_{A,B}$
Релативна снага	P_R	Серијска снага	P_R
Преносна снага	P_S	Преносна снага	P_S

6.2.1. Брзине и преносни односи

Ако прости двостепени циклопреносник ради као основни ограничени двостепени циклопреносник, односно са зауостављеним спољашњим спојним вратилом, тада је његово кретање слично релативном кретању простог једностепеног циклопреносника. У овом случају, када је вратило C зауостављено или се сматра зауостављеним, може се писати:

$$i_{A,B} = \frac{n'_A}{n'_B} = \frac{n_A - n_C}{n_B - n_C} \cdot \quad (6.5)$$

тако да вреди израз:

$$n_A - i_{A,B} n_A + (i_{A,B} - 1) n_C = 0 \cdot \quad (6.6)$$

Сада се изрази (2.6), (2.7) и (2.8) могу записати на сличан начин:

$$n_A = i_{A,B}n_B + (1 - i_{A,B})n_C, \quad (6.7)$$

$$n_B = \frac{n_A + (i_{A,B} - 1)n_C}{i_{A,B}}, \quad (6.8)$$

$$n_C = \frac{i_{A,B}n_B - n_A}{i_{A,B} - 1}, \quad (6.9)$$

Тако се Табела 3.1, може преписати у облику који је дат у Табели 6.2.

Табела 6.2. Преносни односи ограниченог двостепеног циклопреносника

Преносни однос $f(i_{A,B})$					
$i_{A,B} = i_{A,B}$	$i_{B,A} = \frac{1}{i_{A,B}}$	$i_{A,C} = 1 - i_{A,B}$	$i_{C,A} = \frac{1}{1 - i_{A,B}}$	$i_{B,C} = 1 - \frac{1}{i_{A,B}}$	$i_{C,B} = \frac{i_{A,B}}{i_{A,B} - 1}$

6.2.2. Обртни моменти

С обзиром на то да додавањем преносног кретања не долази до промене односа момената, како једностепених, тако и двостепених циклопреносника, изрази (2.20) и (2.21) су тачни и када се примене на просте двостепене циклопреноснике. Потребно је нагласити да, серијски спојени ограничени прости циклопреносници, не могу бити симетрично третирани у односу на губитке снаге. Због тога, ако је вратило A улазно вратило, тада је однос момената:

$$\frac{T_B}{T_A} = -i_{A,B}\eta_{A,B}, \quad (6.10)$$

и ако је вратило B улазно вратило, тада је:

$$\frac{T_B}{T_A} = -\frac{i_{A,B}}{\eta_{B,A}}. \quad (6.11)$$

Међутим, и поред недостатка симетричности губитака снаге серијски везаних структурних слогова, могу се једначине (6.10) и (6.11), записати у облику:

$$\frac{T_B}{T_A} = -i_{A,B}\eta_{A,B}^{w_s} = -\overline{i_{A,B}}, \quad (6.12)$$

где је: $\overline{i_{A,B}} = i_{A,B}\eta_{A,B}^{w_s}$ - енергетски серијски преносни однос двостепеног преносника и

$$w_s = \frac{T_A(n_A - n_C)}{|T_A(n_A - n_C)|} = \pm 1, \quad (6.13)$$

под условом да се серијски степени искоришћења простог двостепеног циклопреносника дефинишу као:

$$\eta_{A,B}^{+1} = \eta_{A,B}, \quad \text{када је } w_s = +1 \quad (6.14)$$

$$\eta_{A,B}^{-1} = \frac{1}{\eta_{B,A}}, \quad \text{када је} \quad w_s = -1. \quad (6.15)$$

Према томе, изрази (2.25) и (2.26) се такође могу записати у облику:

$$\frac{T_C}{T_A} = i_{A,B} \eta_{A,B}^{w_s} - 1 = \overline{i_{A,B}} - 1, \quad (6.16)$$

$$\frac{T_C}{T_B} = \frac{1}{i_{A,B} \eta_{A,B}^{w_s}} - 1 = \frac{1}{\overline{i_{A,B}}} - 1. \quad (6.17)$$

6.2.3. Снаге, степени искоришћења и самокочивост

Слично парцијалним кретањима простог једноступеног циклопреносника, тако и прости двоступени циклопреносник има релативно и преносно кретање. Релативно кретање настаје када је заустављено спољашње спојно вратило C и тада кроз преносник тече тзв. *серијска снага* [69], која се може изразити, слично релативној снази једноступених циклопреносника, преко израза:

$$\begin{aligned} P_{RA} &= T_A(\omega_A - \omega_C), \\ P_{RB} &= T_B(\omega_A - \omega_C). \end{aligned} \quad (6.18)$$

Друго парцијално кретање настаје када сва три спољашња вратила ротирају истом угаоном брзином као вратило C и ово кретање је везано за преносну снагу, која тече од збирног вратила према диференцијалним вратилима. Слично једноступеним циклопреносницима, преносна снага на спољашњим вратилима је одређена изразима и односом:

$$P_{SA} : P_{SB} : P_{SC} = T_A \omega_C : T_B \omega_C : T_C \omega_C = T_A : T_B : T_C. \quad (6.19)$$

Познато је да се код позитивних планетарних преносника, којим припадају и једноступени циклопреносници, може појавити бескорисна преносна и релативна снага [68, 69]. Ове бескорисне снаге, серијска и преносна, се могу појавити и код двоступених позитивних преносника и могу тећи кроз било који структурни слог. Ове бескорисне снаге нису идентичне циркулирајућој снази, која ће бити касније објашњена.

Уколико серијска снага постане већа од укупне улазне снаге, тада је укупна ефикасност двоступеног преносника мања него серијска ефикасност и обрнуто, пошто је само серијска снага, али не и преносна, везана за губитке снаге.

Слично као прости једноступени циклопреносник, тако и прости двоступени циклопреносник има збирно вратило и два диференцијална вратила. Међутим, за разлику од једноступених где се зна да је збирно вратило 1 , овде се то не може одредити, све док се не зна вредност серијског преносног односа $i_{A,B}$. Слично анализи извршеној у поглављу 2.1, може се и за остале случајеве планетарних преносника, ако је познат основни или серијски преносни однос одредити збирно вратило, као и опсег вредности за остале преносне односе. Ово је детаљно објашњено у [69], а резултат односа је дат у Табели 6.3.

Табела 6.3. Однос између i_0 или $i_{A,B}$ и положаја збирног вратила

i_0	i_{1S}	i_{2S}	Збирно вратило	Врста преносника	$i_{A,B}$	$i_{A,C}$	$i_{B,C}$
< 0	> 1	> 1	S или C	негативан	< 0	> 1	> 1
> 1	< 0	$0 \div 1$	2 или B	позитиван	> 1	< 0	$0 \div 1$
$0 \div 1$	$0 \div 1$	< 0	1 или A	позитиван	$0 \div 1$	$0 \div 1$	< 0

Осим тога, сличност са изразима из Табеле 2.2, за степене искоришћења ограниченог простог циклопреносника, вреди само у случају да је серијски преносни однос $0 < i_{A,B} < 1$. У осталим случајевима, потребно је извршити сличну анализу и за остале типове преносника, при чему је неопходно одредити коефицијент w_s на основу односа брзина вратила и знакова обртних момената вратила A и B . Овај резултат је прегледно дат у Табели 6.4, при чему су степени искоришћења дати у функцији серијског $i_{A,B}$ и енергетског серијског преносног односа $\overline{i_{A,B}}$ [69].

Табела 6.4. Изрази за степен искоришћења ограниченог двостепеног преносника

	$\eta_{A,B}$	$\eta_{B,A}$	$\eta_{A,C}$	$\eta_{C,A}$	$\eta_{B,C}$	$\eta_{C,B}$
$f(\overline{i_{A,B}}, i_{A,B})$	$\frac{\overline{i_{A,B}}}{i_{A,B}}$	$\frac{i_{A,B}}{\overline{i_{A,B}}}$	$\frac{\overline{i_{A,B}} - 1}{i_{A,B} - 1}$	$\frac{i_{A,B} - 1}{\overline{i_{A,B}} - 1}$	$\frac{i_{A,B}(1 - \overline{i_{A,B}})}{\overline{i_{A,B}}(1 - i_{A,B})}$	$\frac{\overline{i_{A,B}}(1 - i_{A,B})}{i_{A,B}(1 - \overline{i_{A,B}})}$
Коефицијент w_s						
$i_{A,B} \leq 0$	+1	-1	+1	-1	-1	+1
$0 < i_{A,B} < 1$	+1	-1	-1	+1	-1	+1
$i_{A,B} \geq 1$	+1	-1	+1	-1	+1	-1

Сви позитивни планетарни преносници, у које спадају и ограничени двостепени циклопреносници, са позитивним серијским преносним односом, могу постати самокочиви, ако је задовољен услов [73]:

$$\eta_{A,B} < i_{A,B} < \frac{1}{\eta_{B,A}} . \quad (6.20)$$

Овај услов вреди само у случају да је спољашње спојно вратило C излазно вратило. Самокочивост је могућа у ширем опсегу преносних односа, него што је то случај код једностепених циклопреносника. Нпр., ако се посматра двостепени циклопреносник, симболички приказана на Слици 6.7.а, може се десити да серијски степен искоришћења $\eta_{A,B} = \eta_{zy}\eta_{y'z'}$ има малу вредност, при чему реципрочна вредност $1/\eta_{B,A} = 1/\eta_{z'y'}\eta_{yz}$ може бити велика, ако су мале вредности степена искоришћења серијски повезаних слогова ($\eta_{yz}, \eta_{y'z'}$). Тада је опсег вредности серијског преносног односа, за које вреди самокочивост, доста широк.

Осим тога, потребно је проверити, у случају када је блокирано вратило C , да ли постоји самокочивост неког од повезаних слогова. Може се десити да, на основу услова (6.20), преносник није самокочив, али се ипак дешава самокочивост јер долази до блокирања једног од серијски повезаних слогова.

6.3. ПРОСТИ ДВОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК

Као што је раније наведено, прости двостепени циклопреносник (Слика 6.2.а) састоји се од два проста једностепенена циклопреносника, повезана са два спојна вратила, од којих је једно спољашње а друго унутрашње спојно вратило.

Пошто сваки структурни слог може имати 6 различитих положаја, односно различитих размештаја вратила основних чланова, тако је могуће $6 \times 6 = 36$ међусобно различитих начина спајања структурних слогова.

Како би се олакшала анализа и уочиле изоморфне структуре, потребно је изабрати одговарајући систем означавања различитих структура простих двостепених циклопреносника. Коришћењем Волфових симбола могуће је дефинисати одговарајуће начине спајања структурних слогова.

На основу препорука [62, 66], у Табели 6.5. дат је прегледни приказ могућих начина спајања простог двостепеног циклопреносника, с тим што нису приказане изоморфне структуре, које се налазе на другој страни, симетрично у односу на дијагоналу матрице.

Табела 6.5. Могуће шеме спајања простих двостепених циклопреносника

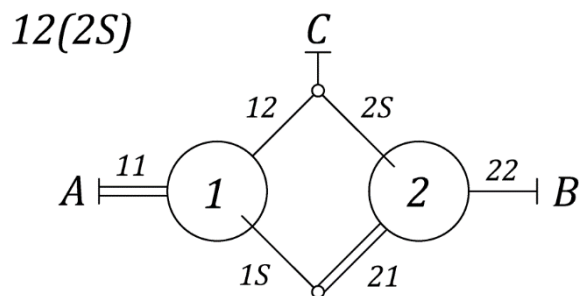
	 11(22)	 11(2S)	 12(21)	 12(2S)	 1S(21)	 1S(22)
	11(S2) ≅ 11(2S)	 11(SS)	 12(S1)	 12(SS)	 1S(S1)	 1S(S2)
	21(12) ≅ 12(21)	21(1S) ≅ 12(S1)	 22(11)	 22(1S)	 2S(11)	 2S(12)
	21(S2) ≅ 12(2S)	21(SS) ≅ 12(SS)	22(S1) ≅ 22(1S)	 22(SS)	 2S(S1)	 2S(S2)
	S1(12) ≅ 1S(21)	S1(1S) ≅ 1S(S1)	S2(11) ≅ 2S(11)	S2(1S) ≅ 2S(1S)	 SS(11)	 SS(12)
	S1(22) ≅ 1S(22)	S1(2S) ≅ 1S(S2)	S2(21) ≅ 2S(12)	S2(2S) ≅ 2S(S2)	SS(21) ≅ SS(12)	 SS(22)

Због једноставности приказа одговарајућег начина спајања простог двостепеног циклопреносника, коришћени су модификовани Волфови симболи. За означавање одређеног начина спајања користе се четири симбола. Први симбол, испред заграде, представља ознаку засебног вратила 1. слога, а други ознаку засебног вратила 2. слога. Симболи у загради, представљају ознаке вратила 1. и 2. слога, који чине спољашње спојно вратило, респективно. Према томе, ако се искључе изоморфне структуре, постоји укупно 21 различит начин спајања простог двостепеног циклопреносника.

6.3.1. Одређивања угаоних брзина, обртних момената и степена искоришћења на примеру простог двостепеног циклопреносника

Како би се извршила анализа простог двостепеног циклопреносника, потребно је познавати унутрашњу структуру преносника. На Слици 6.8, дат је симболички приказ једног простог двостепеног циклопреносника, са одговарајућом ознаком.

Пошто прости двостепени циклопреносник има два кинематска и један статички степен слободе, дате су угаоне брзине вратила $\omega_A = 12 [s^{-1}]$, $\omega_B = 48 [s^{-1}]$ и обртни моменат на вратилу $T_A = 60 [Nm]$, као и основни преносни односи $i_{o1} = 6/7$ и $i_{o2} = 9/10$. Из података, јасно је да вратило А представља улазно вратило.



Слика 6.8. Симболички приказ и ознака простог двостепеног циклопреносника

- Одређивање брзина вратила

Серијски преносни однос се одређује на основу израза (6.2) и Табеле 2.1. За преносник са Слике 6.8. износи:

$$i_{A,B} = i_{11,1S} i_{21,22} = (1 - i_{o1}) i_{o2} = \left(1 - \frac{6}{7}\right) \frac{9}{10} = \frac{9}{70} .$$

Преносни однос $k_{A,B}$ је познат, јер су познате угаоне брзине ω_A и ω_B , тако да се на основу сличности са изразима из Табеле 5.1, може одредити однос:

$$k_{A,C} = \frac{1 - i_{A,B}}{1 - \frac{i_{A,B}}{k_{A,B}}} = \frac{1 - (9/70)}{1 - \frac{9/70}{12/48}} = \frac{61}{34} ,$$

и на крају непозната угаона брзина вратила C :

$$k_{A,C} = \frac{\omega_A}{\omega_C} \Rightarrow \omega_C = \frac{\omega_A}{k_{A,C}} = \frac{12}{\frac{61}{34}} = 6,69 \text{ [s}^{-1}\text{]}.$$

Остала је још непозната угаона брзина унутрашњег спојног вратила $\omega_{1S} = \omega_{21}$. Пошто је $k_{11,12} = k_{A,C}$, из Табеле 5.1. се може добити да је:

$$k_{11,1S} = \frac{1 - i_{o1}}{1 - \frac{i_{o1}}{k_{11,12}}} = \frac{1 - (6/7)}{1 - \frac{6/7}{61/34}} = 0,273$$

и коначно:

$$k_{11,1S} = \frac{\omega_{11}}{\omega_{1S}} = \frac{\omega_A}{\omega_{1S}} \Rightarrow \omega_{1S} = \omega_{21} = \frac{\omega_A}{k_{11,1S}} = \frac{12}{0,273} = 44 \text{ [s}^{-1}\text{]} .$$

- Одређивање обртних момената

Да би се одредили непознати обртни моменти, неопходно је прво одредити експонент w , који одређује ток релативне снаге кроз структурне слоге преносника. Они се одређују на основу вредности основног диференцијалног преносног односа, уз помоћ Табеле 5.4.

Када се израчунају основни диференцијали преносни односи $k_{11,12}$ и $k_{21,22}$ за 1. и 2. слог, респективно, тада се на основу познавања положаја улазног или излазног вратила, може одредити спољашњи ток снаге и одредити експонент w за дати слог на основу Табеле 5.4.

За 1. слог је: $i_{o1} = 6/7 = 0,857$, $k_{11,12} = k_{o1} = 61/34 = 1,794$ и ток снаге $11 <_{1S}^{12} \Rightarrow w_1 = -1$.

Како је за 1. слог вратило $1S$ излазно вратило, тако је за 2. слог вратило 21 улазно вратило. За 2. слог вреди: $i_{o2} = 9/10$, $k_{21,22} = k_{o1} = \omega_{21}/\omega_B = 44/48 = 0,917$ и ток снаге $21 <_{2S}^{22} \Rightarrow w_2 = +1$.

Нека се усвоје основни степени искоришћења $\eta_{o1} = 0,994$ и $\eta_{o2} = 0,991$ 1. и 2. слога, респективно. Обртни моменти се одређују преко односа (2.28) и износе:

$$T_{12} = -T_{11}i_{o1}\eta_{o1}^{w_1} = -60 \frac{6}{7} 0,994^{-1} = -51,74 \text{ [Nm]}$$

$$T_{1S} = T_{11}(i_{o1}\eta_{o1}^{w_1} - 1) = 60 \left(\frac{6}{7} 0,994^{-1} - 1 \right) = -8,26 \text{ [Nm]}$$

$$T_{21} = -T_{1S} = 8,26 \text{ [Nm]}$$

$$T_B = T_{22} = -T_{21}i_{o2}\eta_{o2}^{w_2} = -8,26 \frac{9}{10} 0,991^{+1} = -7,367 \text{ [Nm]}$$

$$T_{2S} = T_{21}(i_{o2}\eta_{o2}^{w_2} - 1) = 8,26 \left(\frac{9}{10} 0,991^{+1} - 1 \right) = -0,893 \text{ [Nm]}$$

$$T_C = T_{12} + T_{2S} = -51,74 - 0,893 = -52,63 \text{ [Nm]}$$

Вратило	11	12	1S	21	22	2S
Угаона брзина [s^{-1}]	12	6,69	44	44	48	6,69
Обртни моменат [Nm]	60	-51,74	-8,26	8,26	-7,367	-0,893
Снага [W]	720	-346,14	-363,44	363,44	-353,62	-5,97

- **Одређивање степена искоришћења**

Каде се одреде вредности угаоних брзина и обртних момената на вратилима, тада се степен искоришћења може једноставно наћи преко израза:

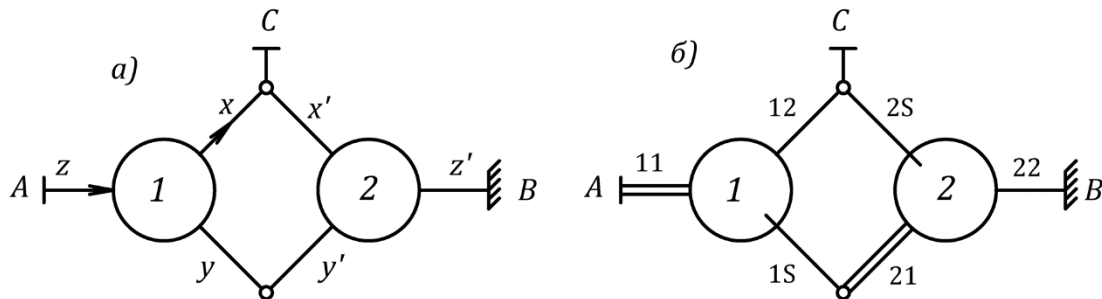
$$\eta_{AC}^B = -\frac{P_B + P_C}{P_A} = -\frac{T_B\omega_B + T_C\omega_C}{T_A\omega_A} = -\frac{T_{22}\omega_{22} + (T_{12}\omega_{12} - T_{2S}\omega_{2S})}{T_{11}\omega_{11}}$$

$$\eta_{AC}^B = -\frac{(-7,367) \cdot 48 + [(-51,74) \cdot 6,69 - (-0,893) \cdot 6,69]}{60 \cdot 12} = 0,964 .$$

6.4. ОГРАНИЧЕНИ ДВОСТЕПЕНИ ЦИКЛОПРЕНОСНИК

Ограничени двостепени циклопреносник се добија из простог двостепеног циклопреносника, када се заустави једно од спољашњих вратила. Ако је заустављено спољашње спојно вратило C , тада се ради о основном ограниченем двостепеном циклопреноснику, који су доста једноставнији за анализу тока снаге, јер се ради о два серијски везана ограничена једностепенена циклопреносника.

Међутим, уколико је заковано једно од засебних вратила тада слог, чије је засебно вратило заковано (помоћни слог), ради као ограничени једностепенени циклопреносник, док главни слог ради као диференцијални циклопреносник. Угаоне брзине вратила главног слога су недвосмислено одређене чињеницом да је диференцијални преносни однос k_{yx} , између вратила y и x (Слика 6.9.а), једнак преносном односу $i_{y'x'}$ помоћног слога. Осим тога, како су вратила главног слога спојена и за улазно и излазно спољашње вратило, тада су и брзине $\omega_x = \omega_C$ и $\omega_z = \omega_A$, док је обртни момент $T_z = T_A$.



Слика 6.9. Симболички приказ и ознака простог двостепеног циклопреносника

Уколико се познаје основни преносни однос 2. слога, као нпр. преносника са Сликe 6.9.б ($i_{o2} = i_{21,22}$), тада се преносни однос $i_{21,2S}$ може одредити помоћу израза из Табеле 2.1. Овај преносни однос једнак је диференцијалном преносном односу 1. слога, тј. $k_{1S,12} = i_{21,2S}$. Сада се могу одредити и сви остали диференцијални преносни односи 1. слога, помоћу израза из Табеле 5.1, као и све угаоне брзине вратила.

Обртни momenti на вратилима се одређују на исти начин као и код простог двостепеног циклопреносника, јер обртни момент вратила је независан од његове брзине. Осим тога, овај тип преносника има један статички степен слободe.

Степен искоришћења се добије када се израчуна однос снага излазног и улазног вратила. Такође, могуће је одредити степен искоришћења преко израза [66]:

$$\eta = \frac{\left(\frac{T_{iz}}{T_{ul}}\right)_\eta}{\frac{T_{iz}}{T_{ul}}}, \quad (6.21)$$

где је:

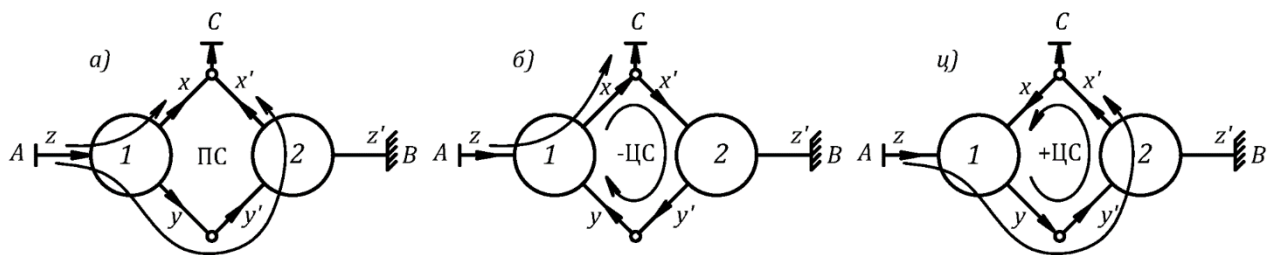
$\left(\frac{T_{iz}}{T_{ul}}\right)_\eta$ – стварни однос излазног и улазног обртног момента (са губицима).

6.4.1. Ток снаге кроз ограничени двостепени циклопреносник

Када се познаје основни и било који диференцијални преносни однос главног слога, тада се може одредити вратило укупне снаге главног слога (преко Табеле 5.4). Даље, ако је познато улазно или излазно вратило, тада је у потпуности познат и спољашњи ток снаге. Пошто свако вратило главног слога може бити вратило укупне снаге, тако постоје три различита начина тока снаге кроз главни слог. Уколико је вратило A улазно вратило, могући су следећи токови снага [69]:

- 1) Вратило $A=z$ је вратило укупне снаге (Слика 6.10.а). Тако, друга два вратила x и y су излазна вратила. Део излазне снаге, који се преноси преко вратила y постаје улазна снага помоћног слога. Ова улазна снага тече кроз помоћни слог и преноси се као излазна снага на вратило x' . Ту се састаје са делом снаге вратила x главног слога, при чему заједнички делују на спољашње прикључно вратило C . Овај ток снаге је приказан на Слици 6.10.а и дефинише се као *подела снаге* (ПС).
- 2) Вратило x , које је део спољашњег спојног вратила, је вратило укупне снаге (Слика 6.10.б). Пошто је z улазно вратило, тако и друго вратило парцијалне снаге y мора бити улазно. Вратило x има већу снагу него што је улазна снага на парцијалном вратилу z . Разлика снага одлази на вратило x' , а затим се преко помоћног слога и слободног спојног вратила враћа назад на главни слог. Тако, ова снага тече у затвореној путањи кроз оба слога преносника и стога се зове *циркулирајућа* снага. Уколико циркулирајућа снага тече кроз помоћни слог, у смеру који је супротан од смера режима поделе снаге (ПС), тада се она може назвати *негативна* циркулирајућа снага (-ЦС) [95]. У овом режиму тока снаге, циркулирајућа снага је једина снага која тече кроз помоћни слог. Спољашње спојно вратило преноси на прикључно вратило C само разлику обртних момената: $T_C = |T_x - T_{x'}|$.
- 3) Вратило y , које је део унутрашњег спојног вратила, је вратило укупне снаге (Слика 6.10.ц) и излазно вратило. Оно преноси снагу која је већа од улазне снаге на вратилу z . Разлика је опет циркулирајућа снага, која тече кроз оба структурна слога у затвореној путањи (Слика 6.10.ц). У овом случају ради се о позитивној циркулирајућој снази (+ЦС), која је карактерисана чињеницом да тече симултано са ефективном снагом кроз помоћни слог. Међутим, само разлика обртних момената, који се преносе са спољашњим спољним вратилом, делује на прикључно вратило C : $T_C = |T_{x'}| - |T_x|$.

Уколико се замени улазно и излазно вратило, режими тока снаге остају исти, јер зависе само од позиције вратила укупне снаге главног слога. Према томе, ограничени двостепени циклопреносник ради са поделом снаге, када је изабран преносни однос помоћног слога на такав начин да засебно вратило главног слога постане вратило укупне снаге. Ако је вратило укупне снаге главног слога, део унутрашњег спојног вратила, тада преносник ради са позитивном циркулирајућом снагом. Уколико је вратило укупне снаге главног слога део спољашњег спојног вратила, тада преносник ради са негативном циркулирајућом снагом.

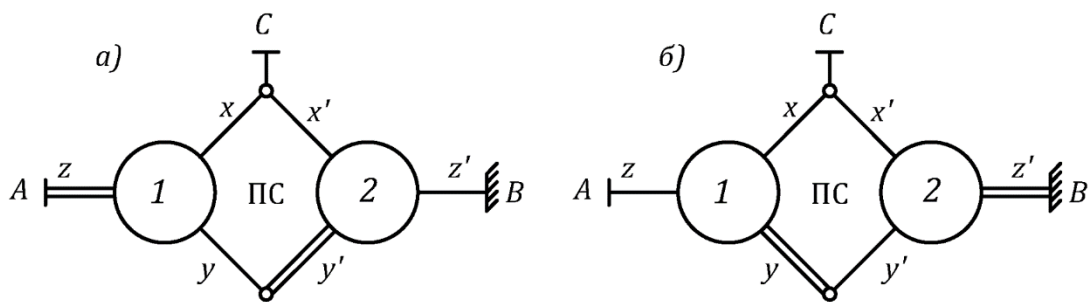


Слика 6.10. Могући токови снаге кроз ограничени двостепени циклопреносник

Да ли ограничени двостепени циклопреносник ради са поделом снаге (ПС) или циркулацијом снаге (ЦС), зависи од међусобног положаја његовог главног и помоћног слога. Ако је нпр. засебно вратило z главног слога вратило укупне снаге и збирно вратило (Слика 6.11.а), тада су друга два вратила парцијалне снаге (вратила x и y) уједно и диференцијална вратила, па су њихови momenti истог знака. Према томе, ова два вратила морају имати и исти смер угаоне брзине, јер њихове снаге морају бити истог знака. Тако, помоћни слог има позитивни преносни однос $i_{y,x'} > 0$, па његово закочено засебно вратило z' мора бити диференцијално вратило (momentи вратила x' и y' морају имати различите знакове због тока снаге).

У другом случају, ако је z вратило укупне снаге и диференцијално вратило, тада два вратила парцијалне снаге (x и y) ротирају у супротним смеровима. Помоћни слог има негативни преносни однос, док обртни momenti имају исти знак. Стога, да би преносник радио са поделом снаге, закочено вратило z' мора бити збирно вратило (Слика 6.11.б). Ако нису задовољени наведени услови, појавиће се негативна или позитивна циркулирајућа снага.

Према томе, ограничени двостепени циклопреносник ради са поделом снаге када су његова два засебна вратила збирно и диференцијално вратило. Ако су оба засебна вратила диференцијална или су оба збирна, тада се у преноснику јавља циркулирајућа снага.



Слика 6.11. Међусобни положаји слогова у режиму рада са поделом снаге

Посматрајући структурне шеме двостепених циклопреносника приказаних у Табели 6.5, може се уочити да постоји укупно 8 шема где долази до поделе снаге, и то: $12(21)$, $12(2S)$, $1S(21)$, $1S(22)$, $12(S1)$, $12(SS)$, $1S(S1)$ и $1S(S2)$, док се код осталих (укупно 13 шема) јавља циркулација снаге.

7. МЕТОДОЛОГИЈА ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА, ГУБИТАКА И УНУТРАШЊИХ ТОКОВА СНАГЕ СЛОЖЕНИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Примена сложених (вишестепених) циклопреносника је интересантна са становишта постизања великих преносних односа, смањења центрифугалних сила које делују на лежајеве циклозупчаника, као и укупног смањења запремине у односу на класичне вишестепене преноснике. Циљ је да се добије преносник, који може заменити класичне преноснике, тамо где се захтевају прецизна померања механизма, висока ефикасност и мале димензије преносника.

7.1. МАТРИЧНИ ЗАПИС КИНЕМАТИЧКИХ И СТАТИЧКИХ ЈЕДНАЧИНА

Поступак изналажење угаоних брзина, обртних момената и губитака сложеног преносника је веома захтеван задатак, као што је приказано у поглављу 6 за случај двостепеног циклопреносника. Како би се избегле грешке, олакшао и убрзао поступак, неопходно је изменити поступак и прилагодити га решавању на рачунару. Због тога је много практичније једначине записати у матричном облику, како би се олакшало њихово решавање применом рачунара. У ту сврху, одвојено ће се сагледати систем кинематичких од система статичких једначина и записати у матричном облику.

7.1.1. Кинематички систем једначина

Сваки сложени планетарни преносник, може се изразити низом једначина облика (2.5), за сваки структурни једноstepени слог. Тако се добија линеарни систем кинематичких једначина, који се може записати у облику [47, 57, 70]:

$$\begin{aligned} \omega_{11} - i_{o1}\omega_{12} + (i_{o1} - 1)\omega_{1s} &= 0 \\ &\vdots \\ \omega_{k1} - i_{ok}\omega_{k2} + (i_{ok} - 1)\omega_{ks} &= 0 \quad , \\ &\vdots \\ \omega_{K1} - i_{oK}\omega_{K2} + (i_{oK} - 1)\omega_{Ks} &= 0 \end{aligned} \quad (7.1)$$

где је:

K – укупан број структурних слогова сложеног циклопреносника,

i_{ok} – основни преносни однос k -тог структурног слога.

У матричном облику, овај систем једначина се може записати као:

$$\begin{bmatrix} b_{1,11} & \dots & b_{1,kx} & \dots & b_{1,Ks} & b_{1,e} & \dots & b_{1,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{p,11} & \dots & b_{p,kx} & \dots & b_{p,Ks} & b_{p,e} & \dots & b_{p,E} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{P,11} & \dots & b_{P,kx} & \dots & b_{P,Ks} & b_{P,e} & \dots & b_{P,E} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \vdots \\ \omega_{kx} \\ \vdots \\ \omega_{Ks} \\ \omega_e \\ \vdots \\ \omega_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \Rightarrow [B_P]\omega = e_P, \quad (7.2)$$

где је:

x – ознака основног члана (узимају се периодично ознаке $x \in (1, 2, S)$);

$E = S_V$ – укупан број спољашњих вратила; e – ознака спољашњег вратила;

$P=K$ – укупан број структурних слогова; p, k – ознака структурног слога;

ω – вектор положаја угаоних брзина вратила димензије $N=3 \cdot K+E$;

$[B_P]$ – матрица основних коефицијената угаоних брзина, димензије $K \times N$;

e_P – колона вектор са нулама димензије K .

Чланови матрице основних коефицијената угаоних брзина се добијају на следећи начин:

$$b_{1,p,kx} = \begin{cases} 1 & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 1 \\ -i_{ok} & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 2 \\ i_{ok} - 1 & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = s \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.3)$$

Укупан број непознатих угаоних брзина је већи од укупног броја структурних слогова, односно укупног броја Вилисових једначина. Према томе, систем једначина је неодређен и потребно је додати још једначине веза и познате вредности угаоних брзина, како би се систем могао решити.

Тако, систем једначина за везе, односно спојна вратила преносника, може се додати претходном систему једначина и записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} b_{2,1,11} & \dots & b_{2,1,kx} & \dots & b_{2,1,Ks} & b_{2,1,e} & \dots & b_{2,1,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{2,m,11} & \dots & b_{2,m,kx} & \dots & b_{2,m,Ks} & b_{2,m,e} & \dots & b_{2,m,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{2,M,11} & \dots & b_{2,M,kx} & \dots & b_{2,M,Ks} & b_{2,M,e} & \dots & b_{2,M,E} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \vdots \\ \omega_{Kx} \\ \vdots \\ \omega_{Ks} \\ \omega_e \\ \vdots \\ \omega_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \Rightarrow [B_M] \omega = e_M, \quad (7.4)$$

где је:

M – укупан број веза;

m – индекс који има ознаку редног броја везе;

$[B_M]$ – матрица коефицијената веза димензије $M \times N$;

e_M – колона вектор са нулама димензије M .

Ако су само повезана два унутрашња вратила слогова, нпр.:

$$\omega_{iy} = \omega_{jz},$$

при чему су i и j ознаке повезаних слогова, а y и z ознаке вратила њихових повезаних основних чланова. Коефицијенти у матрици $[B_M]$ се одређује као:

$$b_{2,m,kx} = \begin{cases} -1 & \text{ако је: } kx = iy \\ 1 & \text{ако је: } kx = jz \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.5)$$

У случају да је једно или више унутрашњих вратила везано за спољашње вратило, односно да постоји чвор, нпр.:

$$\omega_{iy} = \omega_g, \omega_{jz} = \omega_g,$$

где је g – ознака спољашњег вратила, тада се веза у матрици $[B_M]$ успоставља само између спољашњег и унутрашњих вратила, али не и између два унутрашња вратила. Коефицијенти се записују на следећи начин, нпр. за прву везу $\omega_{iy} = \omega_g$:

$$b_{2m,kx} = \begin{cases} -1 & \text{ако је: } kx = iy \\ 1 & \text{ако је: } g = e \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.6)$$

У зависности од степена слободе кретања преносника, неопходно је унети вредности познатих угаоних брзина спољашњих вратила, како би се систем учинио решивим. Кинематички степен слободе планетарног преносника се одређује као [7, 8]:

$$F_k = 2P_L - (h + l), \quad (7.7)$$

где је:

P_L – укупан број структурних слогова,

h – број ограничења спољашњих вратила,

l – укупан број спојних вратила.

Потребно је додати F_k једначина, којима се уносе познате угаоне брзине спољашњих вратила. Овај додатни систем једначина се може записати у облику:

$$\begin{bmatrix} b_{3f,11} & \cdots & b_{3f,kx} & \cdots & b_{3f,Ks} & b_{3f,e} & \cdots & b_{3f,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{3F_k,11} & \cdots & b_{3F_k,kx} & \cdots & b_{3F_k,Ks} & b_{3F_k,e} & \cdots & b_{3F_k,E} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \vdots \\ \omega_{kx} \\ \vdots \\ \omega_{Ks} \\ \omega_e \\ \vdots \\ \omega_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ X_1 \\ \vdots \\ X_{F_k} \end{bmatrix} \Rightarrow [B_F]\omega = x_f, \quad (7.8)$$

где је:

F_k – укупан број степени слободе кретања преносника,

f – ознака спољашњег вратила,

$[B_F]$ – матрица коефицијената познатих угаоних брзина димензије $F_k \times N$,

x_f – вектор са вредностима познатих угаоних брзина, димензије F_k .

Сваки ред матрице $[B_F]$ се састоји од $N-1$ нула и само једне јединице на месту угаоне брзине ω_f , чија је позната вредност X_f записана у вектору x_f . Коефицијенти у матрици $[B_F]$ се одређује на следећи начин:

$$b_{3f,e} = \begin{cases} 1 & \text{ако је: } f = e \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.9)$$

Коначно, систем кинематичких једначина сложеног циклопреносника може се записати у облику:

$$\begin{bmatrix} [B_P] \\ [B_M] \\ [B_F] \end{bmatrix} \omega = \begin{bmatrix} e_P \\ e_M \\ x_f \end{bmatrix} \quad \text{или}$$

$$\begin{bmatrix} b_{1,11} & \dots & b_{1,kx} & \dots & b_{1,Ks} & b_{1,e} & \dots & b_{1,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{p,11} & \dots & b_{p,kx} & \dots & b_{p,Ks} & b_{p,e} & \dots & b_{p,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{p,11} & \dots & b_{p,kx} & \dots & b_{p,Ks} & b_{p,e} & \dots & b_{p,E} \\ b_{2,11} & \dots & b_{2,kx} & \dots & b_{2,Ks} & b_{2,e} & \dots & b_{2,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{2,m,11} & \dots & b_{2,m,kx} & \dots & b_{2,m,Ks} & b_{2,m,e} & \dots & b_{2,m,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{2,M,11} & \dots & b_{2,M,kx} & \dots & b_{2,M,Ks} & b_{2,M,e} & \dots & b_{2,M,E} \\ b_{3_f,11} & \dots & b_{3_f,kx} & \dots & b_{3_f,Ks} & b_{3_f,e} & \dots & b_{3_f,E} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{3_{F_k},11} & \dots & b_{3_{F_k},kx} & \dots & b_{3_{F_k},Ks} & b_{3_{F_k},e} & \dots & b_{3_{F_k},E} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \vdots \\ \omega_{kx} \\ \vdots \\ \omega_{Ks} \\ \omega_e \\ \vdots \\ \omega_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ X_1 \\ \vdots \\ X_{F_k} \end{bmatrix}, \quad (7.10)$$

Како би се унифицирале и упростиле ознаке, могу се матрице кинематичких коефицијената записати као:

$$\begin{bmatrix} c_{1,1} & \dots & c_{1,j} & \dots & c_{1,N} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{i,1} & \dots & c_{i,j} & \dots & c_{i,N} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{N,1} & \dots & c_{N,j} & \dots & c_{N,N} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \vdots \\ \omega_{kx} \\ \vdots \\ \omega_{Ks} \\ \omega_e \\ \vdots \\ \omega_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ X_1 \\ \vdots \\ X_{F_k} \end{bmatrix} \Rightarrow [C]\omega = x_C, \quad (7.11)$$

где је:

$[C]$ – квадратна матрица кинематичких коефицијената $(P+M+F_k) \times N$,

x_C – вектор вредности угаоних брзина димензије N .

7.1.2. Статички систем једначина

Прости циклопреносник има само један статички степен слободе, тако да је познавањем обртног момента на једном вратилу основног члана, могуће одредити и обртне momente за остале чланове преко израза (2.28). Укупан број статичких степени слободе сложеног циклопреносника може се одредити познавањем његове структуре и коришћењем обрасца:

$$F_s = S_V - F_k = F_o - F_{kn}, \quad (7.12)$$

где је : S_V – број спољних вратила,

F_k – кинематички степени слободе,

F_o – оперативни степени слободе.

Систем статичких једначина за одређивање обртних момената (за случај да не постоје губици у преноснику), може се записати у облику:

$$\begin{aligned}
T_{11} &= 1T_{11}; & T_{12} &= -i_{o1} T_{11}; & T_{1S} &= (i_{o1} - 1)T_{11}; \\
& & & \vdots & & \\
T_{k1} &= 1T_{k1}; & T_{k2} &= -i_{ok} T_{k1}; & T_{kS} &= (i_{ok} - 1)T_{k1}; \\
& & & \vdots & & \\
T_{K1} &= 1T_{K1}; & T_{K2} &= -i_{oK} T_{K1}; & T_{KS} &= (i_{oK} - 1)T_{K1};
\end{aligned} \tag{7.13}$$

где је: K – укупан број структурних слогова.

Матрични запис овог система је:

$$\begin{bmatrix} t1_{11,1} & \dots & t1_{11,p} & \dots & t1_{11,P} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t1_{kx,1} & \ddots & t1_{kx,p} & \ddots & t1_{kx,P} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t1_{KS,1} & \ddots & t1_{KS,p} & \ddots & t1_{KS,P} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t1_{e,1} & \ddots & t1_{e,p} & \ddots & t1_{e,P} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t1_{E,1} & & t1_{E,p} & & t1_{E,P1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ \vdots \\ T_{p1} \\ \vdots \\ T_{P1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} \\ \vdots \\ Y_{kx} \\ \vdots \\ Y_{KS} \\ \vdots \\ Y_e \\ \vdots \\ Y_E \end{bmatrix} \Rightarrow [T_P]t_P = y_0 \quad , \tag{7.14}$$

где је:

x – ознака члана простог слога, која се узима редоследом $x \in (1,2,S)$;

E – укупан број спољашњих вратила; e – ознака спољашњег вратила;

P – укупан број структурних слогова; p, k – ознака структурног слога;

t_P – вектор положаја обртних момената димензије P ;

$[T_P]$ – матрица основних коефицијената обртних момената, димензије $N \times P$;

y_0 – вектор познатих вредности спољашњих момената, нула вектор димензије N .

Коефицијенти матрице обртних момената добијају се на следећи начин:

$$t1_{kx,p} = \begin{cases} 1 & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 1 \\ -i_{ok} & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 2 \\ i_{ok} - 1 & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = S \\ 0 & \text{остали} \end{cases} . \tag{7.15}$$

Може се приметити да је број једначина три пута већи од броја непознатих обртних момената, тако да је (за разлику од кинематичког система једначина) овај систем преодређен. Обртни моменти два повезана вратила имају исте апсолутне вредности, али су супротног знака. Једначине које повезују обртне моменте спојних вратила могу се написати у матричном облику:

$$\begin{bmatrix} t2_{11,1} & \dots & t2_{11,m} & \dots & t2_{11,M} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t2_{kx,1} & \ddots & t2_{kx,m} & \ddots & t2_{kx,M} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t2_{KS,1} & \ddots & t2_{KS,m} & \ddots & t2_{KS,M} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t2_{e,1} & \ddots & t2_{e,m} & \ddots & t2_{e,M} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ t2_{E,1} & & t2_{E,m} & & t2_{E,M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{kx,1} \\ \vdots \\ T_{kx,m} \\ \vdots \\ T_{kx,M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} \\ \vdots \\ Y_{kx} \\ \vdots \\ Y_{KS} \\ \vdots \\ Y_e \\ \vdots \\ Y_E \end{bmatrix} \Rightarrow [T_M]t_M = y_0 \quad , \tag{7.16}$$

где је:

M – укупан број веза,

m – индекс који има ознаку редног броја везе,

$[T_M]$ – матрица коефицијената веза димензије $N \times M$,

t_M – вектор положаја обртних момената димензије M .

Ако су повезана само два унутрашња вратила слогова, нпр. $T_{iy} = T_{jz}$, при чему су i и j ознаке повезаних слогова, а y и z ознаке вратила њихових повезаних основних чланова, тада се коефицијенти у матрици $[T_M]$ се одређују као:

$$t_{2_{kx,m}} = \begin{cases} -1 & \text{ако је: } kx = iy \\ 1 & \text{ако је: } kx = jz \\ 0 & \text{остали} \end{cases}, \quad (7.17)$$

при чему се у вектору положаја t_M на месту $T_{kx,m}$ уписује ознака T_{iy} .

У случају да је једно или више унутрашњих вратила везано за спољашње вратило:

$$\omega_{iy} = \omega_g, \quad \omega_{jz} = \omega_g,$$

где је: g – ознака спољашњег вратила, тада се веза у матрици $[T_M]$ успоставља само између спољашњег и унутрашњих вратила, али не и између два унутрашња вратила.

Коефицијенти се записују на следећи начин:

$$t_{2_{kx,m}} = \begin{cases} -1 & \text{ако је: } kx = my \\ 1 & \text{ако је: } g = e \\ 0 & \text{остали} \end{cases}, \quad (7.18)$$

при чему се такође у вектору положаја t_M на месту $T_{kx,m}$ уписује ознака T_{iy} .

Ако се у вектор y_0 унесе укупно F_S вредности спољашњих момената, тада је на основу израза (7.12) потребно додати F_k једначина, који се матрично могу записати:

$$\begin{bmatrix} t_{3_{11,f}} & \dots & t_{3_{11,F_k}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{3_{kx,f}} & \dots & t_{3_{kx,F_k}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{3_{Ks,f}} & \dots & t_{3_{Ks,F_k}} \\ t_{3_{e,f}} & \dots & t_{3_{e,F_k}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{3_{E,f}} & \dots & t_{3_{E,F_k}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_f \\ \vdots \\ T_{F_k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} \\ \vdots \\ Y_{kx} \\ \vdots \\ Y_{Ks} \\ -Y_{e,F_s} \\ \vdots \\ -Y_{E,F_s} \end{bmatrix} \Rightarrow [T_F] t_F = y_f, \quad (7.19)$$

где је:

F_k – укупан број степени слободе кретања преносника,

f – ознака спољашњег вратила,

$[T_F]$ – матрица коефицијената познатих обртних момената димензије $N \times F_k$,

t_F – вектор положаја обртних момената димензије F_k ,

Y_{e,F_s} – познате вредности обртних момената на спољашњим вратилима, на

којима нису познате угаоне брзине. Укупан број ових величина је F_s .

y_f - вектор са познатим величинама спољашњих обртних момената и нулама.

Коефицијенти у матрици $[T_F]$ се одређују на следећи начин:

$$t_{3_{e,f}} = \begin{cases} 1 & \text{ако је: } f = e \\ 0 & \text{остади} \end{cases} . \quad (7.20)$$

Конечно се статички систем једначина може записати у облику:

$$[[T_P] \quad [T_M] \quad [T_F]] \begin{bmatrix} t_P \\ t_M \\ t_F \end{bmatrix} = y_f \quad \text{или} \quad (7.21)$$

$$\begin{bmatrix} t_{11,1} & \dots & t_{11,p} & \dots & t_{11,P} & t_{21,1} & \dots & t_{21,m} & \dots & t_{21,M} & t_{31,1} & \dots & t_{31,F_k} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{1_{kx},1} & \dots & t_{1_{kx},p} & \dots & t_{1_{kx},P} & t_{2_{kx},1} & \dots & t_{2_{kx},m} & \dots & t_{2_{kx},M} & t_{3_{kx},1} & \dots & t_{3_{kx},F_k} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{1_{Ks},1} & \dots & t_{1_{Ks},p} & \dots & t_{1_{Ks},P} & t_{2_{Ks},1} & \dots & t_{2_{Ks},m} & \dots & t_{2_{Ks},M} & t_{3_{Ks},1} & \dots & t_{3_{Ks},F_k} \\ t_{1_e,1} & \dots & t_{1_e,p} & \dots & t_{1_e,P} & t_{2_e,1} & \dots & t_{2_e,m} & \dots & t_{2_e,M} & t_{3_e,1} & \dots & t_{3_e,F_k} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ t_{1_{E,1}} & \dots & t_{1_{E,p}} & \dots & t_{1_{E,P}} & t_{2_{E,1}} & \dots & t_{2_{E,m}} & \dots & t_{2_{E,M}} & t_{3_{E,1}} & \dots & t_{3_{E,F_k}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ \vdots \\ T_{p1} \\ \vdots \\ T_{P1} \\ \vdots \\ T_{kx,1} \\ \vdots \\ T_{kx,m} \\ \vdots \\ T_{kx,M} \\ \vdots \\ T_f \\ \vdots \\ T_{F_k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} \\ \vdots \\ Y_{kx} \\ \vdots \\ Y_{Ks} \\ -Y_{e,F_s} \\ \vdots \\ -Y_{E,F_s} \end{bmatrix}$$

Једноставнији запис израза (7.21) је:

$$\begin{bmatrix} d_{1,1} & \dots & d_{1,i} & \dots & d_{1,N} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ d_{j,1} & \dots & d_{j,i} & \dots & d_{j,N} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ d_{N,1} & \dots & d_{N,i} & \dots & d_{N,N} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ \vdots \\ T_{p1} \\ \vdots \\ T_{P1} \\ T_{1y} \\ \vdots \\ T_{my} \\ \vdots \\ T_{My} \\ T_f \\ \vdots \\ T_{F_k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} \\ \vdots \\ Y_{kx} \\ \vdots \\ Y_{Ks} \\ -Y_{e,F_s} \\ \vdots \\ -Y_{E,F_s} \end{bmatrix} \Rightarrow [D]t = y_f , \quad (7.22)$$

где је:

$[D]$ - квадратна матрица статичких коефицијената димензије $N \times (P+M+F_k)$,

t - вектор положаја обртних момената димензије N .

Из матричног записа једначина за кинематичке величине (7.10) и матричног записа једначина за статичке величине (8.21), може се приметити да је:

$$[T_P] = [B_P]^T, \quad [T_M] = [B_M]^T \quad \text{и} \quad [T_F] = [B_F]^T , \quad (7.23)$$

односно:

$$[D] = [C]^T, \quad d_{j,i} = c_{i,j} . \quad (7.24)$$

Ово је веома значајно, јер се на овај начин повезују угаоне брзине и обртни моменти, што олакшава анализу. На основу шематског приказа сложеног циклопреносника, може се лако поставити матрица коефицијената угаоних брзина и њеним транспоновањем добити матрица коефицијената обртних момената.

Међутим, вектор положаја обртних момената \mathbf{t} , за разлику од вектора положаја угаоних брзина $\boldsymbol{\omega}$, није једнозначно дефинисан на основу структурне шеме. Могуће је да се одређена ознака обртног момента појави више пута, а неке нити једном у вектору \mathbf{t} , што зависи од произвољног избора. Ово може да доведе до проблема при матричном израчунавању обртних момената.

Да би се наведени проблеми превазишли, посебно ако се у обзир узму губици у циклопреноснику, потребно је извршити другачији матрични запис за обртне моменте. Ако постоје губици у циклопреноснику, тада се однос обртних момената за k -ти слог може записати у облику:

$$T_{k1} : T_{k2} : T_{kS} = 1 : -\overline{i_{ok}} : \overline{i_{ok}} - 1, \quad (7.25)$$

где је:

$\overline{i_{ok}} = i_{ok} \eta_{ok}^{w_k}$ – основни енергетски преносни однос k -тог слога,

η_{ok} – основни степен искоршћења k -тог слога,

w_k – експонент који одређује смер релативне снаге кроз k -ти слог.

Даље, коришћењем израза (7.25) и равнотеже момената структурног слога (2.18), добија се следећи систем једначина циклопреносника:

$$\begin{aligned} T_{11} \overline{i_{o1}} + T_{12} &= 0; & T_{11} + T_{12} + T_{1S} &= 0; \\ & \vdots & & \\ T_{k1} \overline{i_{ok}} + T_{k2} &= 0; & T_{k1} + T_{k2} + T_{kS} &= 0; \\ & \vdots & & \\ T_{K1} \overline{i_{oK}} + T_{K2} &= 0; & T_{K1} + T_{K2} + T_{KS} &= 0; \end{aligned} \quad (7.26)$$

Потребно је додати и једначине чворова, односно повезаних вратила:

$$\sum_p^P T_{px} + \sum_e^E T_e = 0, \quad (7.27)$$

као и унети познате вредности обртних момената:

$$T_e = Y_{e, F_s}, \quad (7.28)$$

где је:

e – ознака спољашњег вратила, $E = S_V$ – укупан број спољашњих вратила,

p – ознака структурног слога, $P = K$ – укупан број структурних слогова,

x – ознака основног члана структурног слога $x \in (1, 2, S)$,

F_s – укупан број статичких степени слободе,

Y_{e, F_s} – познате вредности обртних момената на спољашњим вратилима.

У матричном облику, овај систем једначина, дат изразима (7.26), (7.27) и (7.28), се може записати као:

$$\begin{bmatrix}
f1_{1,11} & \cdots & f1_{1,kx} & \cdots & f1_{1,Ks}f1_{1,e} & \cdots & f1_{1,E} \\
f1'_{1,11} & \cdots & f1'_{1,kx} & \cdots & f1'_{1,Ks}f1'_{1,e} & \cdots & f1'_{1,E} \\
\vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\
f1_{p,11} & \cdots & f1_{p,kx} & \cdots & f1_{p,Ks}f1_{p,e} & \cdots & f1_{p,E} \\
f1'_{p,11} & \cdots & f1'_{p,kx} & \cdots & f1'_{p,Ks}f1'_{p,e} & \cdots & f1'_{p,E} \\
\vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\
f1_{P,11} & \cdots & f1_{P,kx} & \cdots & f1_{P,Ks}f1_{P,e} & \cdots & f1_{P,E} \\
f1'_{P,11} & \cdots & f1'_{P,kx} & \cdots & f1'_{P,Ks}f1'_{P,e} & \cdots & f1'_{P,E} \\
f2_{11,m} & \cdots & f2_{kx,m} & \cdots & f2_{Ks,m}f2_{e,m} & \cdots & f2_{e,m} \\
\vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\
f2_{11,M} & \cdots & f2_{kx,M} & \cdots & f2_{Ks,M}f2_{e,M} & \cdots & f2_{E,M} \\
f3_{11,s} & \cdots & f3_{kx,s} & \cdots & f3_{Ks,s}f3_{e,s} & \cdots & f3_{e,s} \\
\vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\
f3_{11,F_s} & \cdots & f3_{kx,F_s} & \cdots & f3_{Ks,F_s}f3_{e,F_s} & \cdots & f3_{E,F_s}
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
T_{11} \\
\vdots \\
T_{kx} \\
\vdots \\
T_{Ks} \\
T_e \\
\vdots \\
T_E
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
0 \\
\vdots \\
0 \\
\vdots \\
0 \\
Y_{e,F_s} \\
\vdots \\
Y_{E,F_s}
\end{bmatrix}
\Rightarrow [F]t_F = y_F, \quad (7.30)$$

где је:

$[F]$ – квадратна матрица коефицијената димензије $N \times (2P + M + F_s)$,

t_F – вектор положаја обртних момената димензије N ,

N – укупан број непознатих обртних момената вратила циклопреносника,

m – ознака чвора, M – укупан број чворова,

s – ознака редног броја вратила коме је познат обртни момент,

y_F – вектор са нулама и познатим величинама обртних момената.

Чланови матрице основних коефицијената, који су везани за систем једначина дат изразом (7.26), се добијају на следећи начин:

$$f1_{p,kx} = \begin{cases} \overline{i_{ok}} & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 1 \\ 1 & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 2 \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.31)$$

Коефицијенти који су везани за равнотежу обртних момената структурног слога, одређују се као:

$$f1'_{p,kx} = \begin{cases} 1 & \text{ако је: } k = p \text{ и } x = 1, x = 2 \text{ или } x = s \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.32)$$

Једначине равнотеже обртних момената у чворовима (7.27), дефинисане су коефицијентима чије су вредности:

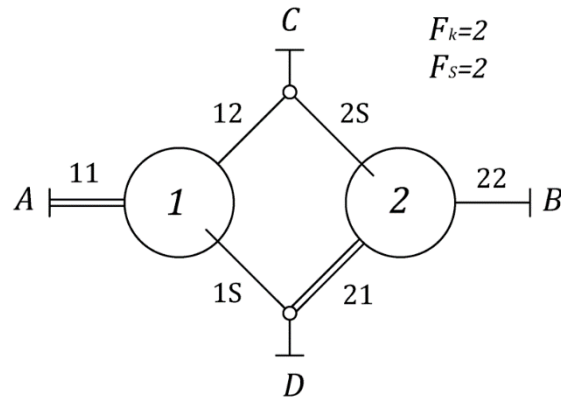
$$\begin{matrix} f2_{kx,m} \\ f2_{e,m} \end{matrix} = \begin{cases} 1 & \text{ако је вратило члана } kx \text{ везано у чвор } m \\ 1 & \text{ако је спољашње вратило } e \text{ везано у чвор } m \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.33)$$

Сваки ред матрице $[F]$, који је везан за једнакости (7.28) и означава познате вредности обртних момената, састоји се од $N-1$ нула и само једне јединице на месту познатог обртног момента вратила e , чија је вредност Y_{e,F_s} записана у вектору y_F . Вредности коефицијената $f3_{e,s}$ се одређује на следећи начин:

$$f3_{e,s} = \begin{cases} 1 & \text{ако је дата вредност обртног момента вратила } e \\ 0 & \text{остало} \end{cases} \quad (7.34)$$

7.1.3. Пример матричног записа четворовратилног двостепеног циклопреносника

На Слици 7.1 приказан је четворовратилни циклопреносник са два проста слога. Број кинематичких степени слободe је $F_k = 2$, па је на основу израза (7.12) број статичких степени слободe $F_s = 2$. Познате угаоне брзине имаће позитиван предзнак, док ће познати обртни моменти спољашњих вратила имати позитиван предзнак уколико су вратила улазна, а негативан ако су вратила излазна.



Слика 7.1. Четворовратилни двостепени циклопреносник

Уколико су познате угаоне брзине вратила A и B , тада се из следећих једначина могу добити угаоне брзине свих вратила циклопреносника:

$$\begin{aligned} \omega_{11} - i_{o1}\omega_{12} + (i_{o1} - 1)\omega_{1S} &= 0; & \omega_{21} - i_{o2}\omega_{22} + (i_{o2} - 1)\omega_{2S} &= 0; \\ -\omega_{11} + \omega_A &= 0; & -\omega_{12} + \omega_C &= 0; & -\omega_{2S} + \omega_C &= 0; & -\omega_{22} + \omega_B &= 0; \\ -\omega_{21} + \omega_D &= 0; & -\omega_{1S} + \omega_D &= 0; & \omega_A &= X_A; & \omega_B &= X_B; \end{aligned} \quad (7.35)$$

где су:

X_A, X_B - познате вредности угаоних брзина вратила A и B , респективно.

Као што је објашњено у тачки 7.1.1, систем једначина (7.35) се може записати у матричном облику као:

$$\begin{array}{l} \mathbf{1} \\ \mathbf{2} \\ \mathbf{11, A} \\ \mathbf{22, B} \\ \mathbf{12, C} \\ \mathbf{2S, C} \\ \mathbf{1S, D} \\ \mathbf{21, D} \\ \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \end{array} \begin{bmatrix} \mathbf{11} & \mathbf{12} & \mathbf{1S} & \mathbf{21} & \mathbf{22} & \mathbf{2S} & \mathbf{A} & \mathbf{B} & \mathbf{C} & \mathbf{D} \\ b_{1,11} & b_{1,12} & b_{1,1S} & b_{1,21} & b_{1,22} & b_{1,2S} & b_{1,A} & b_{1,B} & b_{1,C} & b_{1,D} \\ b_{2,11} & b_{2,12} & b_{2,1S} & b_{2,21} & b_{2,22} & b_{2,2S} & b_{2,A} & b_{2,B} & b_{2,C} & b_{2,D} \\ b_{2,11} & b_{2,12} & b_{2,1S} & b_{2,21} & b_{2,22} & b_{2,2S} & b_{2,A} & b_{2,B} & b_{2,C} & b_{2,D} \\ b_{2,11} & b_{2,12} & b_{2,1S} & b_{2,21} & b_{2,22} & b_{2,2S} & b_{2,A} & b_{2,B} & b_{2,C} & b_{2,D} \\ b_{2,3,11} & b_{2,3,12} & b_{2,3,1S} & b_{2,3,21} & b_{2,3,22} & b_{2,3,2S} & b_{2,3,A} & b_{2,3,B} & b_{2,3,C} & b_{2,3,D} \\ b_{2,4,11} & b_{2,4,12} & b_{2,4,1S} & b_{2,4,21} & b_{2,4,22} & b_{2,4,2S} & b_{2,4,A} & b_{2,4,B} & b_{2,4,C} & b_{2,4,D} \\ b_{2,5,11} & b_{2,5,12} & b_{2,5,1S} & b_{2,5,21} & b_{2,5,22} & b_{2,5,2S} & b_{2,5,A} & b_{2,5,B} & b_{2,5,C} & b_{2,5,D} \\ b_{2,6,11} & b_{2,6,12} & b_{2,6,1S} & b_{2,6,21} & b_{2,6,22} & b_{2,6,2S} & b_{2,6,A} & b_{2,6,B} & b_{2,6,C} & b_{2,6,D} \\ b_{3A,11} & b_{3A,12} & b_{3A,1S} & b_{3A,21} & b_{3A,22} & b_{3A,2S} & b_{3A,A} & b_{3A,B} & b_{3A,C} & b_{3A,D} \\ b_{3B,11} & b_{3B,12} & b_{3B,1S} & b_{3B,21} & b_{3B,22} & b_{3B,2S} & b_{3B,A} & b_{3B,B} & b_{3B,C} & b_{3B,D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \omega_{12} \\ \omega_{1S} \\ \omega_{21} \\ \omega_{22} \\ \omega_{2S} \\ \omega_A \\ \omega_B \\ \omega_C \\ \omega_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ X_1 \\ \vdots \\ X_{F_k} \end{bmatrix}.$$

На квадратној матрици кинематичких коефицијената, означене су колоне са одговарајућим симболима вратила. Редови су означени са одговарајућим симболима слогова, повезаних вратила и симболима спољашњих вратила којима

су познате угаоне брзине, респективно. На основу познатог система једначина (7.35) и правила датих у (7.3), (7.6) и (7.9), претходни матрични запис се може попунити као што следи:

$$[C]\omega = x_c \Rightarrow \begin{bmatrix} 1 & -i_{o1} & i_{o1} - 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -i_{o2} & i_{o2} - 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{11} \\ \omega_{12} \\ \omega_{1S} \\ \omega_{21} \\ \omega_{22} \\ \omega_{2S} \\ \omega_A \\ \omega_B \\ \omega_C \\ \omega_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} \quad (7.36)$$

Такође, као што је објашњено у поглављу 7.1.2, систем једначина који дају односе обртних момената преносника, добијају се транспоновањем матрице $[C]$ и може се приказати у облику:

$$\begin{array}{c} \mathbf{11} \\ \mathbf{12} \\ \mathbf{1S} \\ \mathbf{21} \\ \mathbf{22} \\ \mathbf{2S} \\ \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \\ \mathbf{C} \\ \mathbf{D} \end{array} \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{2} & \mathbf{11,A} & \mathbf{22,B} & \mathbf{12,C} & \mathbf{2S,C} & \mathbf{1S,D} & \mathbf{21,D} & \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ t_{11,1} & t_{11,2} & t_{21,1} & t_{21,2} & t_{21,3} & t_{21,4} & t_{21,5} & t_{21,6} & t_{31,A} & t_{31,B} \\ t_{12,1} & t_{12,2} & t_{22,1} & t_{22,2} & t_{22,3} & t_{22,4} & t_{22,5} & t_{22,6} & t_{32,A} & t_{32,B} \\ t_{1s,1} & t_{1s,2} & t_{2s,1} & t_{2s,2} & t_{2s,3} & t_{2s,4} & t_{2s,5} & t_{2s,6} & t_{3s,A} & t_{3s,B} \\ t_{21,1} & t_{21,2} & t_{22,1} & t_{22,2} & t_{22,3} & t_{22,4} & t_{22,5} & t_{22,6} & t_{32,A} & t_{32,B} \\ t_{22,1} & t_{22,2} & t_{22,1} & t_{22,2} & t_{22,3} & t_{22,4} & t_{22,5} & t_{22,6} & t_{32,A} & t_{32,B} \\ t_{2s,1} & t_{2s,2} & t_{2s,1} & t_{2s,2} & t_{2s,3} & t_{2s,4} & t_{2s,5} & t_{2s,6} & t_{3s,A} & t_{3s,B} \\ t_{A,1} & t_{A,2} & t_{A,1} & t_{A,2} & t_{A,3} & t_{A,4} & t_{A,5} & t_{A,6} & t_{A,A} & t_{A,B} \\ t_{B,1} & t_{B,2} & t_{B,1} & t_{B,2} & t_{B,3} & t_{B,4} & t_{B,5} & t_{B,6} & t_{B,A} & t_{B,B} \\ t_{C,1} & t_{C,2} & t_{C,1} & t_{C,2} & t_{C,3} & t_{C,4} & t_{C,5} & t_{C,6} & t_{C,A} & t_{C,B} \\ t_{D,1} & t_{D,2} & t_{D,1} & t_{D,2} & t_{D,3} & t_{D,4} & t_{D,5} & t_{D,6} & t_{D,A} & t_{D,B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ T_{21} \\ T_{11} \\ T_{12} \\ T_{2S} \\ T_{22} \\ T_{21} \\ T_{1S} \\ T_A \\ T_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -Y_C \\ -Y_D \end{bmatrix}$$

Према томе, матрице и вектори се могу попунити на следећи начин:

$$[D]t = y_f \Rightarrow \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -i_{o1} & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ i_{o1} - 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -i_{o2} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i_{o2} - 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ T_{21} \\ T_{11} \\ T_{12} \\ T_{2S} \\ T_{22} \\ T_{21} \\ T_{1S} \\ T_A \\ T_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -Y_C \\ -Y_D \end{bmatrix} \quad (7.37)$$

где је: Y_C – позната вредност обртног момента излазног вратила C ,

Y_D – вредност обртног момента на вратилу D .

Као што се може приметити, да би се решио систем (7.36) потребно је претходно познавати вредности угаоних брзина улазних вратила, док за решавање система (7.37) потребно је знати вредност обртних момента излазних вратила. Ово може створити проблеме при рачунарском решавању једначина, уколико се задају нпр. само снаге на улазним вратилима. Такође, у вектору положаја обртних момената t нису приказани сви обртни momenti, док се неки

7.2. СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА СЛОЖЕНОГ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

Рачунање степена искоришћења и одређивање тока снаге код сложених планетарних преносника, углавном се базира на две репрезентативне методе [58, 70]:

1. Директна метода или VDI метода [47], која синтетизује радове немачких научника [32-36, 41-46];
2. Индиректна или Креинесова метода [52], која се базира на теоријама контроле система и развијена је кроз низ радова [53-61].

Ове две методе, са одређеним изменама, могу се користити за рачунање степена искоришћења сложених циклопреносника.

7.2.1. Директна метода

VDI метод [47] даје два начина за одређивање експонента w :

- 1) Први начин базира се на одређивању смера угаоне брзине, преко дијаграма брзине и смера обртног момента, коришћењем дијаграма сила и плана момената [33-35]. Међутим, много ефикасније је ако се угаоне брзине рачунају на основу система (7.11), а обртни моменти без губитака снаге (теоријски обртни моменти) на основу система (7.22), односно (7.30). Уколико је обртни момент вратила венца 1, k -тог слога, истог смера као и релативна угаона брзина, односно $T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS}) > 0$, тада је венац 1 погонски члан и експонент $w_k = +1$. Када је $T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS}) = 0$, експонент $w_k = 0$ или $\eta_{ok} = 1$. У случају да је $T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS}) < 0$ тада је венац 1 гоњени члан и експонент $w_k = -1$.
- 2) Могуће је претходно поставити експонент $w_k = \pm 1$ и проверу вршити нумеричким прорачуном. Обртни моменти вратила сваког слога рачунају се два пута, тако што се једном експонент постави на +1, а други пут на -1, за сваки прости слог. При томе се претпоставља да су сви остали слогови без трења, односно да раде без губитака. Ако је добијени излазни обртни момент мањи од теоријског излазног обртног момента, одговарајућа претпоставка експонента је тачна. У случају да су обртни моменти једнаки, тада је експонент $w_k = 0$.

VDI метода је доста илустративна, али је карактерише велики напор за израчунавање експонената w . Међутим, коришћење матрица представља добру основу за аутоматско креирање система једначина за јединствено описивање сложених циклопреносника, коришћењем релативно једноставних алгоритама. Предност VDI методе је да се помоћу ње могу решавати сложени преносници, који имају више степени слободе кретања.

Метода базирана на првом описаном начину је погодна за одређивање експонента w , када су у питању сложени циклопреносници са два и више степени слободе кретања, а може се проводити кроз следеће кораке:

1. Рачунање величина свих угаоних брзина решавањем матричног система (7.11);
2. Рачунање вредности обртних момената, уз занемаривање губитака у преноснику, решавањем матричног система (7.30);
3. Одређивање експонента w , тако што се рачуна релативна снага за сва збирна вратила структурних слогова. Експонент k -тог слога w_k се добија као:

$$w_k = \begin{cases} +1 & \text{ако је } T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS}) > 0 \\ -1 & \text{ако је } T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS}) < 0 \\ 0 & \text{ако је } T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS}) = 0 \end{cases} . \quad (7.40)$$

4. Рачунање обртних момената свих вратила преносника, са укључивањем познатих вредности експонената w_k , односно заменом основних преносних односа са енергетским преносним односима у матрици коефицијената система (7.30);
5. Коначно, на основу добијених вредности обртних момената и угаоних брзина, рачунају се излазне снаге и степени искоришћења преносника.

На овај начин, могуће је одредити, не само укупни степен искоришћења преносника, већ и угаоне брзине и обртне моменте свих вратила преносника, чиме је постављена основа за конструисање елемената преносника.

7.2.2. Индиректна метода

Уколико сложени циклопреносник поседује један степен слободе кретања, тада се укупни кинематички преносни однос између улазног и излазног вратила може представити као функција основних преносних односа структурних слогова, односно [71]:

$$i = f(i_{o1}, i_{o2}, \dots, i_{on}) , \quad (7.41)$$

где је: n - укупан број структурних слогова.

Такође, однос обртних момената излазног и улазног вратила или укупни енергетски преносни однос, може се добити као функција основних енергетских преносних односа структурних слогова:

$$\bar{i} = f(\bar{i}_{o1}, \bar{i}_{o2}, \dots, \bar{i}_{ok}, \dots, \bar{i}_{on}) , \quad (7.42)$$

при чему се енергетски преносни однос k -тог слога рачуна као:

$$\bar{i}_{ok} = i_{ok} \eta_{ok}^{w_k} . \quad (7.43)$$

Знак експонента w_k се одређује на следећи начин [52, 70, 71]:

$$w_k = \operatorname{sgn} \left(\frac{i_{ok}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{ok}} \right) = \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial \ln i}{\partial \ln i_{ok}} \right) . \quad (7.44)$$

Степен искоришћења циклопреносника дат је односом:

$$\eta = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{f(\bar{i}_{o1}, \bar{i}_{o2}, \dots, \bar{i}_{on})}{f(i_{o1}, i_{o2}, \dots, i_{on})} . \quad (7.45)$$

Одређивање знака експонента w_k преко израза (7.44) се може објаснити ако се примени мрежна теорија и појам „осетљивост“ који се користи у теоријама контроле система [53]. У овом случају, *осетљивост структурног слога се дефинише као мера утицаја бесконачно мале (виртуелне) промене основног преносног односа структурног слога „k“ у односу на укупни преносни однос.*

Ово се може објаснити на следећи начин. Нека се посматра затворено коло снаге, састављено од структурних слогова (Слика 7.2), где су крајња вратила A и B (улазно и излазно) повезана преко одређеног броја структурних слогова или преко повратне спреге (повратног слога x), коју представља обични зупчасти пар са фиксним осама. Ако се вратило носача k -тог слога kS сматра заустављеним, односно да кроз слог k тече само релативна снага и да сви слогови имају константну вредност основног преносног односа, тада се осетљивост улазног вратила A према збирном вратилу k -тог слога $k1$ може дефинисати као [52]:

$$\varepsilon_{A,k1} = \frac{d \log(i)}{d \log(i_{ok})} = \frac{i_{ok}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{ok}} , \quad (7.46)$$

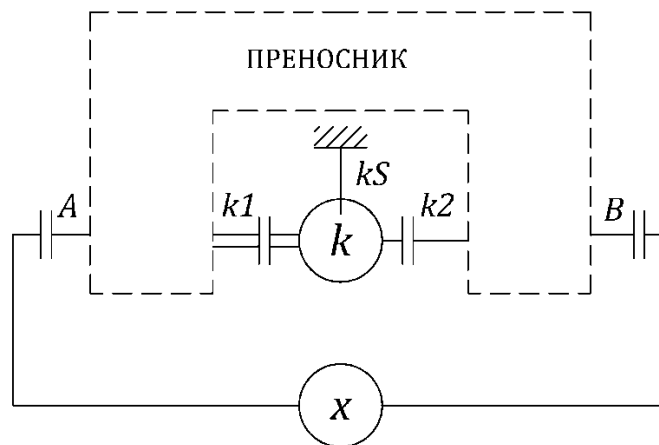
где је:

$i = \frac{\omega_A}{\omega_B}$ – укупни преносни однос између излазног и улазног вратила,

$i_{ok} = \frac{\omega_{k1} - \omega_{kS}}{\omega_{k2} - \omega_{kS}}$ – основни преносни однос k -тог слога.

На основу израза (7.44) и (7.46), знак експонента w_k за k -ти слог може се одредити као:

$$w_k = \operatorname{sgn} \left(\frac{i_{ok}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{ok}} \right) = \operatorname{sgn}(\varepsilon_{A,k1}) . \quad (7.47)$$



Слика 7.2. Затворено коло снаге састављено од простих циклопреносника

Пермутацијом парова вратила A , B , $k1$ и $k2$ могуће је добити 8 осетљивости преносника, посматрајући један структурни слог. Ако је дата једна осетљивост, остале су одређене следећим релацијама [53]:

$$\varepsilon_{k1,A} = \frac{1}{\varepsilon_{A,k1}} , \quad (7.48)$$

$$\varepsilon_{A,k2} = -\varepsilon_{A,k1} . \quad (7.49)$$

Уколико сложени циклопреносник има n слогова, при чему је вратило A улазно, а вратило B излазно вратило, тада следи:

$$\varepsilon_{A,11} \cdot \varepsilon_{11,21} \cdots \varepsilon_{i1,j1} \cdots \varepsilon_{n1,B} = \varepsilon_{A,11} \cdot \varepsilon_{n1,B} \prod_{i=1}^{n-1} \varepsilon_{i1,(i+1)1} = -1 , \quad (7.50)$$

где је:

$$\varepsilon_{i1,j1} = \frac{i_{oj}}{i_{oi}} \cdot \frac{\partial i_{oi}}{\partial i_{oj}} - \text{осетљивост између вратила } i1 \text{ и } j1.$$

Ако се, према Слици 7.2, претпостави да је A вратило улазне снаге, тада је степен искоришћења између вратила A и $k1$:

$$\eta_{k1,A} = - \frac{P_{R,k1}}{P_A} , \quad (7.51)$$

при чему је:

$$P_A = T_A \omega_A > 0 - \text{улазна снага,}$$

$$P_{R,k1} = T_1(\omega_{k1} - \omega_{kS}) - \text{релативна снага вратила } k1.$$

Степен искоришћења из израза (7.51) може се назвати *парцијални степен искоришћења* између вратила A и $k1$ сложеног циклопреносника. За сваки слог постоји осам парцијалних степени искоришћења, а њихов међусобни однос је:

$$\eta_{A,k1} = \frac{1}{\eta_{k1,A}} , \quad (7.52)$$

$$\eta_{k2,A} = \eta_{k1,A} \cdot \eta_{k2,k1} , \quad (7.53)$$

при чему је:

$$\eta_{k2,k1} = \eta_{ok} = - \frac{T_{k2}(\omega_{k2} - \omega_{kS})}{T_{k1}(\omega_{k1} - \omega_{kS})} - \text{основни степен искоришћења } k\text{-тог слога.}$$

Уколико се посматра део затвореног кола снаге, који садржи крајеве вратила A , B , $k1$ и $k2$ (слика 7.2), при чему се носач сматра заустављеним, тада се збир бесконачно малих промена снаге може писати као:

$$dP_A + dP_B + dP_{k1} + dP_{k2} + dP_V = 0 \quad \text{или}$$

$$T_A d\omega_A - \eta_x T_A \frac{\omega_A}{\omega_B} d\omega_B + T_{k1} d\omega'_{k1} - \eta_{ok} T_{k1} \frac{\omega'_{k1}}{\omega'_{k2}} d\omega'_{k2} + dP_V = 0 ,$$

где је:

dP_V – бесконачно мала промена губитка снаге посматраног система,

$$\eta_x = \eta_{B,A} = - \frac{P_B}{P_A} - \text{укупни степен искоришћења,}$$

$\omega'_{k1} = (\omega_{k1} - \omega_{kS})$ – релативна брзина вратила венца 1 у односу на носач,

$\omega'_{k2} = (\omega_{k2} - \omega_{kS})$ – релативна брзина вратила венца 2 у односу на носач.

Увођењем претпоставке да је $\eta_x = 1$, $\eta_{ok} = 1$, $dP_V = 0$, може се писати:

$$T_A \omega_B \frac{\omega_B d\omega_A - \omega_A d\omega_B}{\omega_B^2} + T_{k1} \omega'_{k2} \frac{\omega'_{k2} d\omega'_{k1} - \omega'_{k1} d\omega'_{k2}}{\omega'_{k2}{}^2} = 0$$

$$T_A \omega_B d\left(\frac{\omega_A}{\omega_B}\right) + T_{k1} \omega'_{k2} d\left(\frac{\omega'_{k1}}{\omega'_{k2}}\right) = 0 \quad \Rightarrow \quad P_A \frac{d(i)}{i} + P_{P_{R,k1}} \frac{d(i_{ok})}{i_{ok}} = 0,$$

тако да се коначно степен искоришћења снаге, узимајући у обзир изразе (7.46) и (7.50), између вратила A и $k1$ може записати као:

$$\eta_{k1,A} = -\frac{P_{R,k1}}{P_A} = \frac{i_{ok}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{ok}} = \varepsilon_{A,k1}. \quad (7.54)$$

Израз (7.54) осим што показује да је парцијални степен искоришћења једнак осетљивости циклопреносника између било која два вратила, даје јасну везу између релативне снаге и осетљивости.

Ако је $P_{R,k1} = \varepsilon_{A,k1} = 0$, тада кроз слог тече само преносна снага и он ради као крута спојница, без губитака. Уколико је апсолутна вредност парцијалног степена искоришћења $\eta_{k1,A}$ већа од 1, тада је релативна снага већа од укупне улазне снаге за слог k и степен искоришћења структурног слога k је мањи од основног степена искоришћења. При томе, кроз слог k тече бескорисна снага (објашњена у поглављу 6). Уколико се сложени циклопреносник састоји само од ограничених циклопреносника серијски везаних или ако систем чини само један слог k , тада се на основу Табеле 2.1 и израза (7.54), могу добити изрази за осетљивост, за било који режим рада ограниченог циклопреносника (Табела 7.1).

Табела 7.1. Изрази за осетљивост ограниченог циклопреносника

Опис	Преносни однос $f(i_{ok})$	Осетљивост ($\varepsilon_{A,k1}$)
Најмања мултипликација	$i_{12} = i_{ok}$	1
Најмања редукција	$i_{21} = \frac{1}{i_{ok}}$	-1
Највећа мултипликација	$i_{1S} = 1 - i_{ok}$	$\frac{i_{ok}}{i_{ok} - 1}$
Највећа редукција	$i_{S1} = \frac{1}{1 - i_{ok}}$	$-\frac{i_{ok}}{i_{ok} - 1}$
Реверсивна мултипликација	$i_{2S} = 1 - \frac{1}{i_{ok}}$	$\frac{1}{i_{ok} - 1}$
Реверсивна редукција	$i_{S2} = \frac{i_{ok}}{i_{ok} - 1}$	$-\frac{1}{i_{ok} - 1}$

Ова метода је погодна за примену на рачунару, па су у радовима [25,26, 96-98] развијене рачунарске методе за прорачун степена искоришћења сложених планетарних преносника са једним степеном слободне кретања. У методама приказаним у [25, 26], осетљивост се рачуна између сваког зупчастог пара, док се преносни однос дефинише као однос броја зубаца између зупчаника зупчастог пара. Искоришћен је однос (7.24), тако да се матрица коефицијената рачуна само једном. Осим тога, улазном обртном моменту се аутоматски додељује вредност 1,

па је вредност обртних момената осталих вратила релативна у односу на улазни обртни момент. Ово повлачи за собом да је, ако се не рачунају губици снаге, угаона брзина излазног вратила једнака 1 и неопходно је извршити накнадну корекцију у циљу добијања апсолутних вредности угаоних брзина и обртних момената. Додатни недостатак методе приказане у [26] су, осим што рачуна осетљивост за сваки зупчасти пар и успорава процес одређивање тока релативне снаге, такође и наведени проблеми са вектором положаја обртних момената \mathbf{t} , који је приказан у изразу (7.37).

У овом раду, примениће се прилагођена индиректна метода за одређивање токова релативне снаге унутар сложеног циклопреносника, са једним степеном слободе кретања. За сваки структурни слог даће се формуле и израчунати осетљивост, како би се одредила количина релативне снаге и проценило учешће губитака у слогу у односу на укупне губитке сложеног циклопреносника.

7.3. КОРАЦИ ИМПЛЕМЕНТАЦИЈЕ МЕТОДОЛОГИЈЕ

Методологију за одређивање радних карактеристика, губитака и унутрашњих токова снаге, могуће је применити на било којем сложенем циклопреноснику, ако су познати сви степени слободе. Методологија се може проводити кроз следеће кораке:

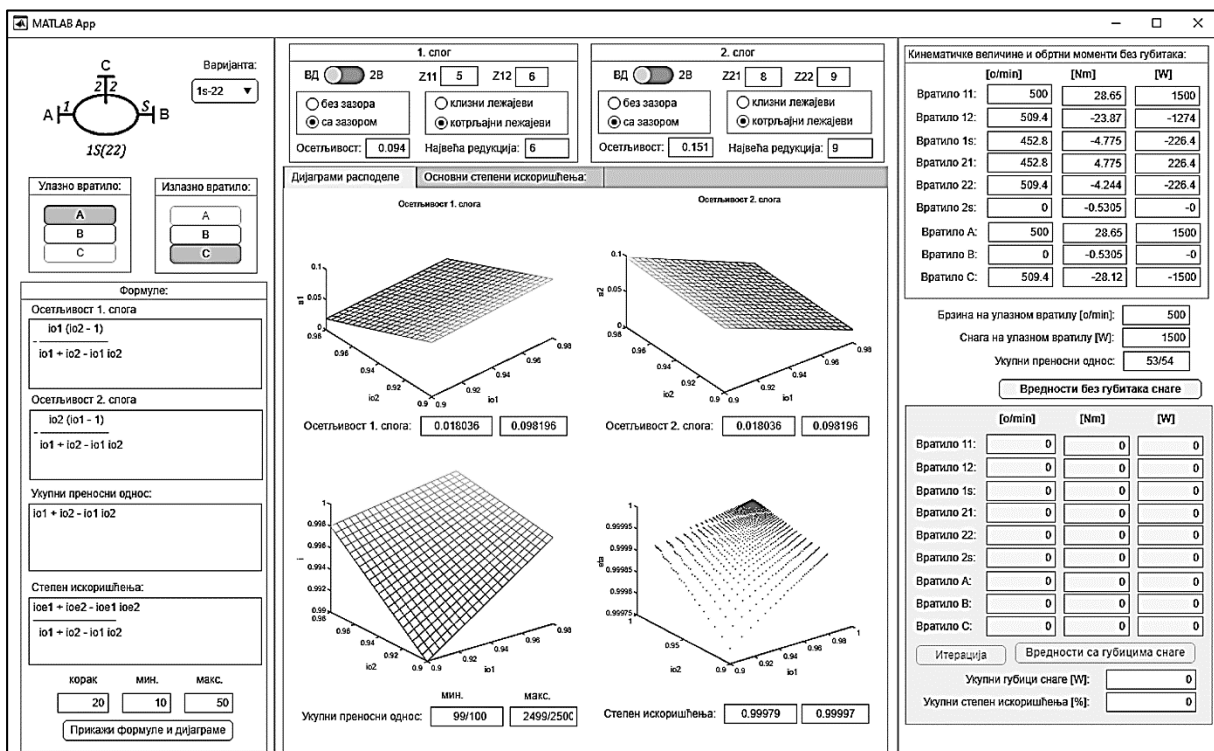
- 1) Формирање система кинематичких једначина (7.1) и равнотеже момената структурних слогова (7.26);
- 2) Избор варијанте и формирање система једначина веза и чворова за угаоне брзине (7.4) и обртне моменте (7.27);
- 3) Избор спољашњег тока снаге, унос познатих вредности угаоних брзина спољашњих вратила у вектор \mathbf{x}_f и формирање система једначина (7.8).
- 4) Унос познатих вредности обртних момената спољашњих вратила у вектор \mathbf{u}_F и формирање система једначина (7.28).
- 5) Добијање израза за осетљивост свих структурних слогова и укупног преносног односа, кроз решавање система једначина (7.8) и коришћењем израза (7.54). Употреба симболичких променљивих, како би се изрази могли користити за конструкционо изводљиву комбинацију основних преносних односа структурних слогова;
- 6) Избор основног преносног односа и варијанте сваког структурног слога;
- 7) Решавање система кинематичких једначина, записаних у матричној форми (7.11) и система статичких једначина (7.30), при чему се не узимају у обзир губици унутар циклопреносника;
- 8) Рачунање вредности за осетљивост структурних слогова и укупни преносни однос, преко израза добијених у поглављу 5. Преко једнакости (7.47) може се добити вредност експонента w_k за сваки слог. Уколико сложени циклопреносник поседује два и више степени слободе кретања, тада се за одређивање експонента w_k користи директна метода и правило (7.40);

- 9) Унос геометријских и осталих параметара структурних слогова, који су неопходни за рачунање основног степена искоришћења;
- 10) Употребу алгоритма и програмског кода, коришћеног у програму „Siklo1“, како би се добили основни степени искоришћења, при чему се користе вредности обртних момената и бројева обртаја добијени у тачки 7;
- 11) Попуњавање и решавање система једначина (7.30), узимајући у обзир губитке и енергетске преносне односе (2.24);
- 12) Прорачун из тачке 10 се понавља, са подацима добијеним у тачки 11, све док постоји одступање у резултатима задње две итерације;
- 13) Приказивање вредности сила, губитака, обртних момената, бројева обртаја и снаге за свако вратило, као и укупни степен искоришћења преносника;

Анализом вредности снага на унутрашњим вратилима, може се лако одредити унутрашњи ток снаге кроз циклопреносник. Уколико је снага неког вратила већа него улазна снага, тада кроз то вратило тече циркулирајућа снага. Ово је посебно уочљиво ако се анализира снага на унутрашњим вратилима, када се занемаре губици.

8. АНАЛИЗА РАДНИХ КАРАКТЕРИСТИКА, ГУБИТАКА И ТОКОВА СНАГЕ ОГРАНИЧЕНИХ ДВОСТЕПЕНИХ ЦИКЛОПРЕНОСНИКА

У овом раду приказана методологија је примењена за анализу радних карактеристика и унутрашњих токова снаге варијанти простих двостепених циклопреносника, приказаних шематски у Табели 6.5. Поред ознаке одговарајуће шеме, неопходно је обележити спољашњи ток снаге, са два велика латинична слова, нпр. 11(22)-BC. Прво слово представља ознаку улазног вратила, а друго слово ознаку излазног вратила. Вратило чије слово није приказано је заустављено. Уколико је заустављено вратило *C*, тада се слогови могу посматрати као серијски везани једностепени ограничени циклопреносници. Анализа једностепених преносника је извршена у поглављима 2, 3 и 4, а изрази за преносни однос приказани у Табели (2.1) и осетљивост у Табели (7.1), тако да се у овом поглављу неће анализирати варијанте са заустављеним вратилом *C*. У сврху анализе и имплементације методологије, израђен је програм „Ciklo2“, у програмском пакету Matlab (Слика 8.1).



Слика 8.1. Програм „Ciklo2“ – основне формуле и дијаграми расподеле

У програму су креиране две картице, како би се омогућила лакша анализа разматраних преносника. Прва картица „дијаграм расподеле“, омогућава да се уочи тренд промене осетљивости слогова, укупног преносног односа и степена искоришћења, са променом основних преносних односа слогова. Анализа је урађена само за тип преносника „ВД“. При изради дијаграма, усвојене су константне вредности геометријских, кинематских и других параметара, с тим да се само мења вредност основних преносних односа слогова. Код рачунања могућих вредности укупног степена искоришћења, врши се провера основног степена искоришћења сваког слога, због могућности појаве самокочивости, ако је $\eta_{o1} \leq 0$ или $\eta_{o2} \leq 0$.

Друга картица „основни степени искоришћења“ (Слика 8.2) омогућава да се унесу сви неопходни параметри, како би се добили основни степени искоришћења слогова и укупни степен искоришћења преносника, са вредностима губитака који се јављају између елемената у контакту. Осим тога, могуће је добити и максималне вредности сила и контактних притисака, што даје основу за напонско-деформациону анализу спрегнутих елемената.

The screenshot shows the MATLAB App 'Ciklo2' interface. It is divided into several sections:

- 1. slog (Gear 1):** Parameters include $z_{11} = 5$, $z_{12} = 6$, and $i_{o1} = -6.154$. It offers options for meshing (without gap, with gap, sliding, or non-sliding).
- 2. slog (Gear 2):** Parameters include $z_{21} = 8$, $z_{22} = 9$, and $i_{o2} = -9.231$. Similar meshing options are available.
- Кинематичке величине и обртни моменти без губитака:** A table showing angular velocities (ω in 1/min) and torques (M in Nm and P in W) for various components like 'Вратило 11', 'Вратило 12', etc.
- Основни степени искоришћења:** Two columns of efficiency data for each gear, listing eccentricity, coefficients, and various radii.
- За изолован рад - једностелени преносник:** Tables showing overall efficiency and losses for each gear stage.
- Вредности без губитака снаге:** A table showing power losses and efficiency for different components.
- Вредности са губицима снаге:** A table showing power losses and efficiency considering all losses.

Слика 8.2. Програм „Ciklo2“ – основни степени искоришћења и губици

На основу израза (7.48) и (7.50) може се показати да је осетљивост $\varepsilon_{A,11} = -\varepsilon_{C,11}$ и $\varepsilon_{B,21} = -\varepsilon_{C,21}$. Из Табеле (6.2) је јасно да вреди $i_{AC} = 1/i_{CA}$ и $i_{BC} = 1/i_{CB}$. Према томе, за анализу је довољно разматрати само токове снаге AC и BC. Одвојено ће се анализирати варијанте код којих долази до поделе снаге и варијанте код којих се јавља циркулација снаге. Ова подела између варијанти или структурних шема ограничених двостепених циклопреносника је објашњена и приказана у поглављу 6.

У Табели 8.1, приказани су изрази за осетљивости структурних слогова и укупан преносни однос, за варијанте са поделом снаге. Како би се установио одређени радни опсег у којем се могу очекивати вредности разматраних величина, усвојено је да преносни однос сваког слога, при највећој редукацији, буде у распону $i_{S1} = 5 \div 50$.

Табела 8.1. Изрази и граничне вредности за варијанте са поделом снаге

Варијанта	Ток снаге	Осетљивост 1. слога		Осетљивост 2. слога		Преносни однос	
		Од	До	Од	До	Од	До
12(21)	AC	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{(i_{o1}i_{o2} - 1)(i_{o1} - 1)}$		$\frac{i_{o1}i_{o2} - 1}{i_{o2} - 1}$	
		-24,2525	-1,7778	0,3704	45,3704	27/25	54/5

	BC	$-\frac{i_{o1}(i_{o2}-1)}{(i_{o1}i_{o2}-1)(i_{o1}-1)}$	$\frac{1}{i_{o1}i_{o2}-1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-1}{i_{o2}(i_{o1}-1)}$		
		0,3704	45,3704	-25,2525	-2,7778	54/49
12(S1)	AC	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}$	$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o2}-1)(i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1)}$	$-\frac{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}{i_{o2}-1}$		
		0,7619	0,9796	3,8095	48,98	21/5
	BC	$\frac{i_{o2}-1}{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}$	$-\frac{1}{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}{i_{o1}i_{o2}}$		
		-0,2381	-0,0204	-1,2438	-1,0163	2451/2401
12(2S)	AC	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}$	$\frac{i_{o2}(i_{o2}-1)}{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}$	$i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1$		
		0,7619	0,9796	-0,2438	-0,0163	201/250
	BC	$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o1}-1)(i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1)}$	$-\frac{1}{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1}{i_{o2}(i_{o1}-1)}$		
		4,7619	49,9796	-1,2438	-1,0163	-123/2
12(SS)	AC	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2}-1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2}-1}$	$1-i_{o1}i_{o2}$		
		-24,2525	-1,7778	-24,2525	-1,7778	99/2500
	BC	$\frac{1}{i_{o1}i_{o2}-1}$	$\frac{1}{i_{o1}i_{o2}-1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-1}{i_{o1}i_{o2}}$		
		-25,2525	-2,7778	-25,2525	-2,7778	-9/16
1S(21)	AC	$\frac{i_{o1}(i_{o2}-1)}{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}$	$\frac{i_{o1}-1}{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}{i_{o2}}$		
		-0,2438	-0,0163	-0,2381	-0,0204	2451/2450
	BC	$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o1}-1)(i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1)}$	$-\frac{i_{o2}}{(i_{o2}-1)(i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1)}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}{(i_{o1}-1)(i_{o2}-1)}$		
		3,8095	48,98	4,7619	49,9796	21
1S(S1)	AC	$-\frac{i_{o1}(i_{o2}-1)}{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}$	$-\frac{i_{o1}}{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}$	$\frac{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}{i_{o2}}$		
		0,0161	0,1968	-0,9839	-0,8032	249/245
	BC	$-\frac{i_{o2}}{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}$	$-\frac{i_{o2}}{(i_{o2}-1)(i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2})}$	$-\frac{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}(i_{o2}-1)}$		
		-0,9839	-0,8032	4,0161	49,1968	249/49
1S(22)	AC	$-\frac{i_{o1}(i_{o2}-1)}{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}$	$-\frac{i_{o2}(i_{o1}-1)}{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}$	$i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}$		
		0,0161	0,1968	0,0161	0,1968	24/25
	BC	$-\frac{i_{o1}}{(i_{o1}-1)(i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2})}$	$-\frac{i_{o2}}{(i_{o2}-1)(i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2})}$	$-\frac{i_{o1}+i_{o2}-i_{o1}i_{o2}}{(i_{o1}-1)(i_{o2}-1)}$		
		4,0161	49,1968	4,0161	49,1968	-2499
1S(S2)	AC	$\frac{i_{o1}(i_{o2}-1)}{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}$	$i_{o1}i_{o2}-i_{o2}+1$		
		-0,2438	-0,0163	0,7619	0,9796	201/250
	BC	$-\frac{1}{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}$	$-\frac{i_{o2}}{(i_{o2}-1)(i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1)}$	$\frac{i_{o1}i_{o2}-i_{o1}+1}{i_{o1}(i_{o2}-1)}$		
		-1,2438	-1,0163	4,7619	49,9796	-123/2

Уочене су варијанте код којих је апсолутна вредност преносног односа при редукцији или реципрочна вредност при мултипликацији, већа од апсолутне вредности једне од осетљивости структурних слогова, односно:

$$|i_{X,Y}| > |\varepsilon_{X,11}| \text{ или } |i_{X,Y}| > |\varepsilon_{X,21}| \text{ – при редукцији,} \quad (8.1)$$

$$|1/i_{X,Y}| > |1/\varepsilon_{X,11}| \text{ или } |1/i_{X,Y}| > |1/\varepsilon_{X,11}| \text{ – при мултипликацији,}$$

где је: X – улазно вратило, Y – излазно вратило.

Пошто је осетљивост мера бескорисне преносне снаге, односно компензујуће бескорисне релативне снаге, могуће је да неке од ових варијанти имају мале губитке уз остварење великог преносног односа. Издвојене су следеће варијанте: 12(S1)-AC, 12(2S)-BC, 12(SS)-AC, 12(SS)-BC, 1S(21)-BC, 1S(S1)-BC, 1S(22)-BC и 1S(S2)-BC. У овом низу, посебно се истичу варијанте 1S(21)-BC и 1S(22)-BC, код којих је осетљивост велика у оба преносна слога, али и укупни преносни однос.

У Табели 8.2, приказани су изрази за рачунање осетљивости и укупног преносног односа, као и граничне вредности, за варијанте у којима се јавља циркулација снаге.

Табела 8.2. Изрази и граничне вредности за варијанте са циркулацијом снаге

Варијанта	Ток снаге	Осетљивост 1. слога		Осетљивост 2. слога		Преносни однос	
		Од	До	Од	До	Од	До
11(22)	AC	$\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o2} - 1)}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o2} - 1}$	
		-107,8889	$+\infty$	$-\infty$	157,8889	-9	9/10
	BC	$\frac{i_{o1}(i_{o2} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o1} - 1)}$		$-\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o1} - 1}$	
		-91,0193	$+\infty$	$-\infty$	108,8889	-9	9/10
11(2S)	AC	$\frac{i_{o1}}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$-\frac{i_{o1} - 1}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o1} + i_{o2} - 1}{i_{o2}}$	
		1,0208	1,3333	0,0208	0,3333	3/4	48/49
	BC	$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o1} - 1)(i_{o1} + i_{o2} - 1)}$		$\frac{i_{o2}}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o1} + i_{o2} - 1}{i_{o1} - 1}$	
		5,0256	50,2564	1,0208	1,3333	-48	-3
11(SS)	AC	$\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o2}}$	
		-107,8889	$+\infty$	$-\infty$	107,8889	-9/40	9/49
	BC	$\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o1}}$	
		-108,8889	$+\infty$	$-\infty$	108,8889	-9/40	9/49
22(11)	AC	$\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o2} - 1)}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o1}(i_{o2} - 1)}$	
		-108,8889	$+\infty$	$-\infty$	157,8889	-45/4	45/49

	BC	$\frac{i_{o1}(i_{o2} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o1} - 1)}$		$-\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o2}(i_{o1} - 1)}$	
		-91,0193	$+\infty$	$-\infty$	107,8889	-45/4	45/49
22(1S)	AC	$-\frac{i_{o2}}{i_{o1} + i_{o2} - i_{o1}i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{i_{o1} + i_{o2} - i_{o1}i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} + i_{o2} - i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}}$	
		-0.9839	-0.8032	0.0161	0.1968	249/245	249/200
	BC	$-\frac{i_{o1}}{(i_{o1} - 1)(i_{o1} + i_{o2} - i_{o1}i_{o2})}$		$-\frac{i_{o1}}{i_{o1} + i_{o2} - i_{o1}i_{o2}}$		$-\frac{i_{o1} + i_{o2} - i_{o1}i_{o2}}{i_{o2}(i_{o1} - 1)}$	
		4.0161	49.1968	-0.9839	-0.8032	249/49	249/4
22(SS)	AC	$\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o1}}$	
		-108.8889	$+\infty$	$-\infty$	108.8889	-9/40	9/49
	BC	$\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o2}}$	
		-107.8889	$+\infty$	$-\infty$	107.8889	-9/40	9/49
SS(11)	AC	$\frac{i_{o1}(i_{o2} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o1} - 1)}$		$-\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o2}(i_{o1} - 1)}$	
		-91,0193	$+\infty$	$-\infty$	107,8889	-45/4	45/49
	BC	$\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o2} - 1)}$		$-\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o1}(i_{o2} - 1)}$	
		-108,8889	$+\infty$	$-\infty$	157,8889	-45/4	45/49
SS(22)	AC	$\frac{i_{o1}(i_{o2} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o1} - 1)}$		$-\frac{i_{o2}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o1} - 1}$	
		-91,0193	$+\infty$	$-\infty$	108,8889	-9	9/10
	BC	$\frac{i_{o1}}{i_{o1} - i_{o2}}$		$-\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{(i_{o1} - i_{o2})(i_{o2} - 1)}$		$-\frac{i_{o1} - i_{o2}}{i_{o2} - 1}$	
		-107,8889	$+\infty$	$-\infty$	157,8889	-9	9/10
SS(12)	AC	$-\frac{i_{o1}(i_{o2} - 1)}{(i_{o1}i_{o2} - 1)(i_{o1} - 1)}$		$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o1}i_{o2} - 1}{i_{o1} - 1}$	
		0,3704	45,3704	-24,2525	-1,7778	27/25	54/5
	BC	$\frac{1}{i_{o1}i_{o2} - 1}$		$-\frac{i_{o2}(i_{o1} - 1)}{(i_{o1}i_{o2} - 1)(i_{o2} - 1)}$		$\frac{i_{o1}i_{o2} - 1}{i_{o1}(i_{o2} - 1)}$	
		-25,2525	-2,7778	0,3704	45,3704	54/49	27/2
2S(11)	AC	$-\frac{i_{o2} - 1}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$-\frac{i_{o1} - 1}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o1} + i_{o2} - 1}{i_{o1}i_{o2}}$	
		0,0208	0,3333	0,0208	0,3333	15/16	2400/2401
	BC	$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o1} - 1)(i_{o1} + i_{o2} - 1)}$		$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o2} - 1)(i_{o1} + i_{o2} - 1)}$		$-\frac{i_{o1} + i_{o2} - 1}{(i_{o1} - 1)(i_{o2} - 1)}$	
		5,0256	50,2564	5,0256	50,2564	-2400	-15
2S(12)	AC	$\frac{i_{o2} - 1}{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}$		$\frac{i_{o2}(i_{o2} - 1)}{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}$		$\frac{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}{i_{o1}}$	
		-0,2381	-0,0204	-0,2438	-0,0163	2451/2450	21/20
	BC	$-\frac{i_{o1}}{(i_{o1} - 1)(i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1)}$		$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o2} - 1)(i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1)}$		$\frac{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}{(i_{o1} - 1)(i_{o2} - 1)}$	

		4,7619	49,9796	3,8095	48,98	21	2451
2S(S1)	AC	$\frac{i_{o2} - 1}{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}$		$-\frac{1}{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}$		$\frac{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}{i_{o1}i_{o2}}$	
		-0,2381	-0,0204	-1,2438	-1,0163	2451/2401	21/16
	BC	$\frac{i_{o1}i_{o2}}{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}$		$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o2} - 1)(i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1)}$		$-\frac{i_{o1}i_{o2} - i_{o2} + 1}{i_{o2} - 1}$	
		0,7619	0,9796	3,8095	48,98	21/5	2451/50
2S(S2)	AC	$-\frac{i_{o2} - 1}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o2}}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$\frac{i_{o1} + i_{o2} - 1}{i_{o1}}$	
		0,0208	0,3333	1,0208	1,3333	3/4	48/49
	BC	$\frac{i_{o1}}{i_{o1} + i_{o2} - 1}$		$-\frac{i_{o1}i_{o2}}{(i_{o2} - 1)(i_{o1} + i_{o2} - 1)}$		$\frac{i_{o1} + i_{o2} - 1}{i_{o2} - 1}$	
		1,0208	1,3333	5,0256	50,2564	-48	-3

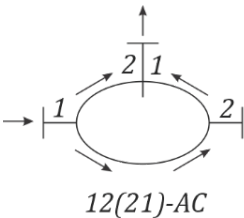
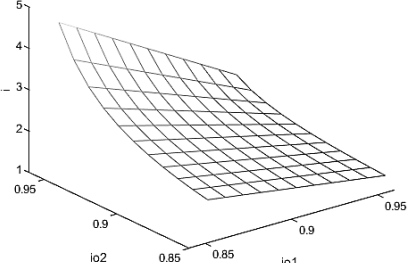
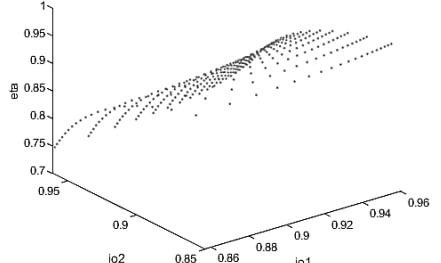
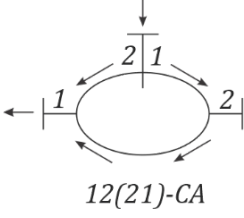
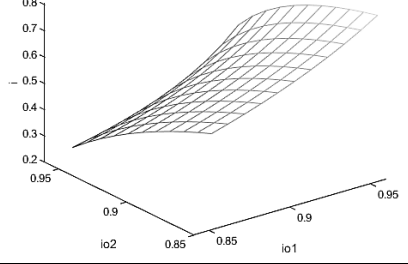
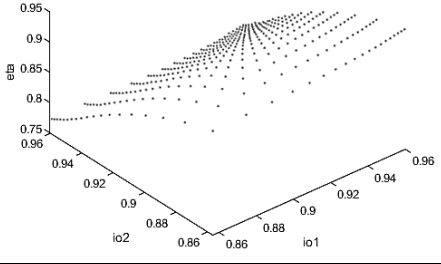
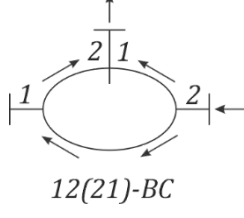
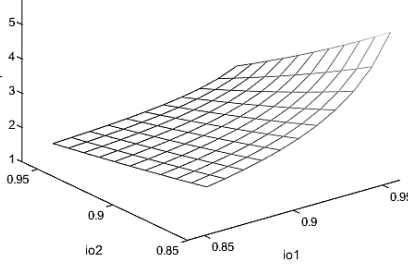
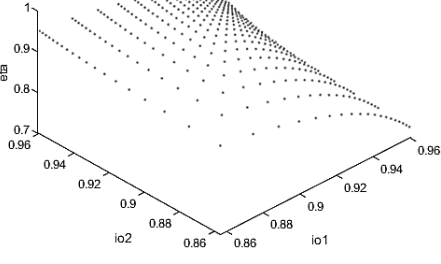
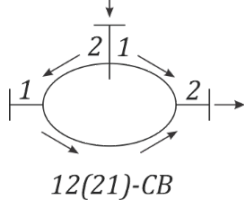
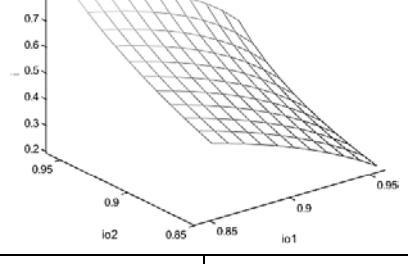
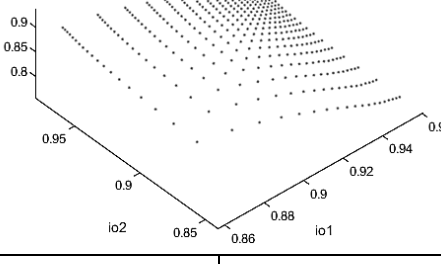
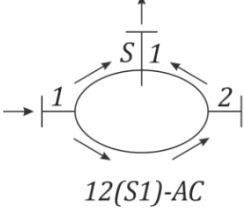
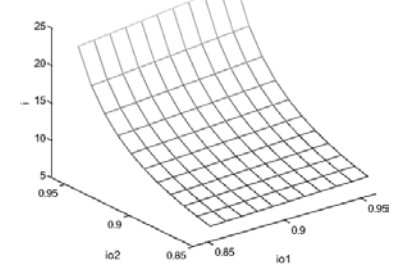
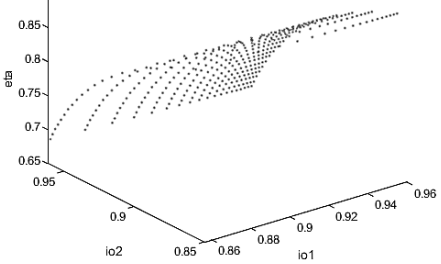
Код циклопреносника са циркулацијом снаге, постоје следеће варијанте код којих вреди однос (8.1) и то: 22(1S)-BC, 2S(11)-BC, 2S(12)-BC и 2S(S1)-BC. Евидентно је да услов (8.1) задовољава већи број варијанти у којима се јавља подела снаге. Осим тога, може се уочити да код варијанти са циркулацијом снаге, постоје оне код којих преносни однос иде од позитивне до негативне вредности. Код ових варијанти може доћи до блокаде преносника, ако оба структурна слога имају исти преносни однос.

Основни степен искоришћења слогова зависи од већег броја параметара, али посебно од угаоне брзине вратила и снаге, као што је приказано на Слици 4.15. Због тога је потребно извршити анализу и за сваку комбинацију основних преносних односа (i_{o1} , i_{o2}), уз претпоставку да су оба слога тип „ВД“, израчунати брзине вратила и основне степене искоришћења η_{o1} и η_{o2} , као и укупни степен искоришћења η_{XY} . Користиће се исте вредности параметара које су дате у поглављу 4 (Слика 4.11) за сваки структурни слог, с тим да ће снага улазног вратила бити 1500 [W], а број обртаја 500 [min⁻¹], у распону преносног односа $i_{S1} = 7 \div 25$, при највећој редуцији. Претпоставка је да се користе игличасти лежајеви, као ваљчићи на венцу и диску, што је лако оствариво, јер се за структурне слоге могу користити много мањи преносни односи и веће димензије. Циљ је да се практично могу реализовати исти преносни односи, као код једностепених циклопреносника који имају велике преносне односе.

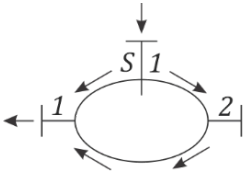
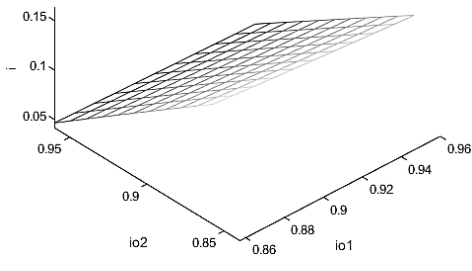
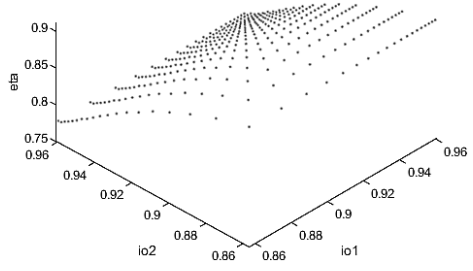
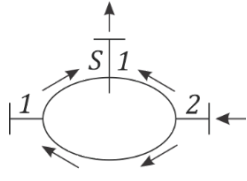
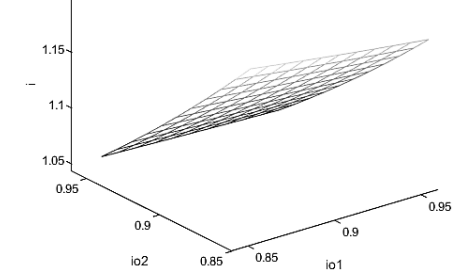
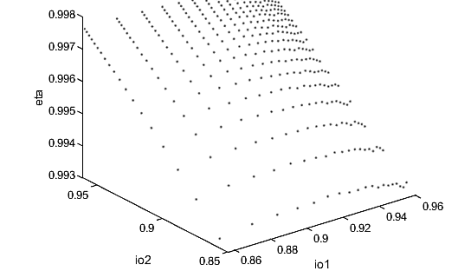
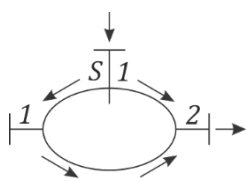
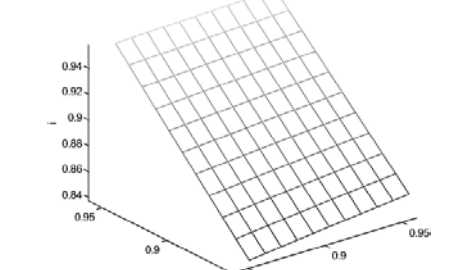
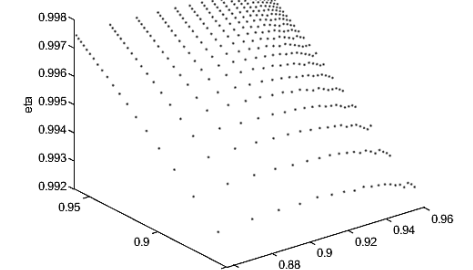
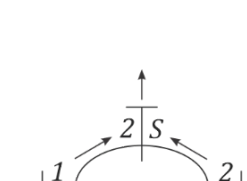
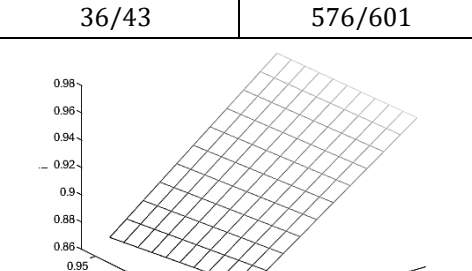
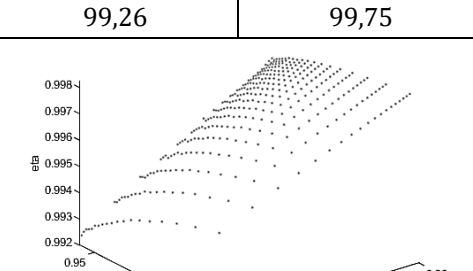
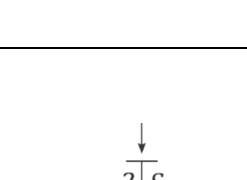
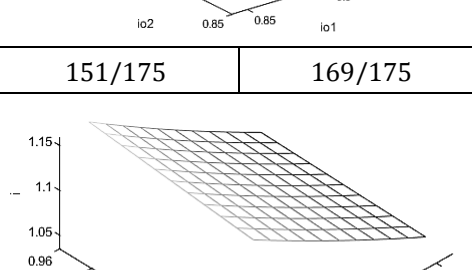
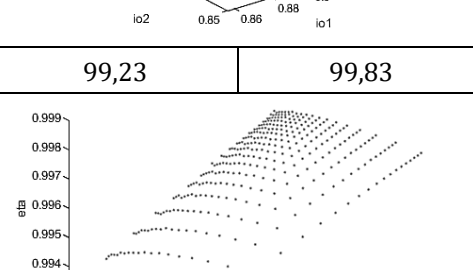
Обртни моменти структурних слогова су међусобно зависни и због тога може доћи до знатне редуције снаге, при прелазу са једног слога на други. Ово може довести до блокаде неког структурног слога, јер долази до значајног пада степена искоришћења при мањим обртним моментима. Расподела могућих вредности степена искоришћења се може представити графиком са „облаком“ тачака (Табела 8.3 и Табела 8.4). У табелама су дате најмање и највеће вредности преносног односа и степена искоришћења, која се могу остварити, ако се комбинују структурни слогови са распонем преносног односа $i_{S1} = 7 \div 25$.

На скицама варијанти, линије са стрелицама приказују унутрашњи ток снаге кроз циклопреносник (Табела 8.3). Ознака и смер циркулирајуће снаге се уписује у модификовани Волфов симбол циклопреносника (Табела 8.4).

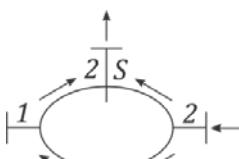
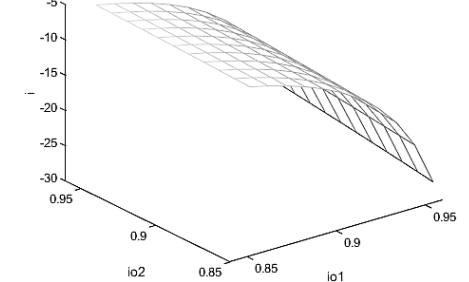
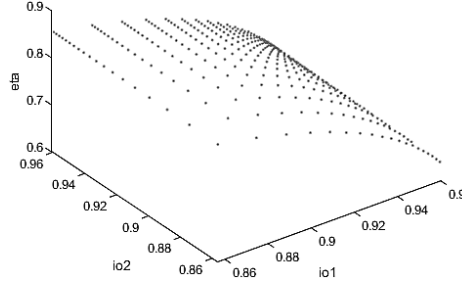
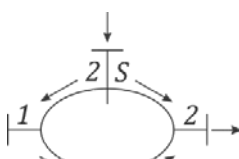
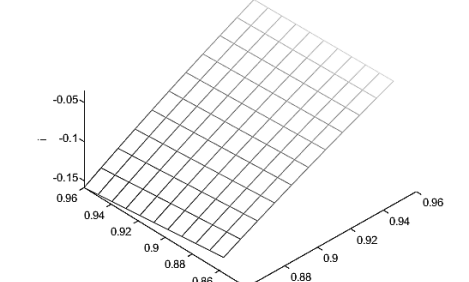
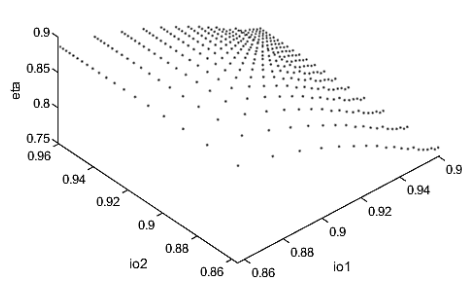
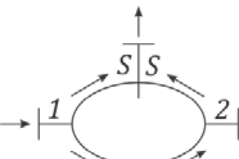
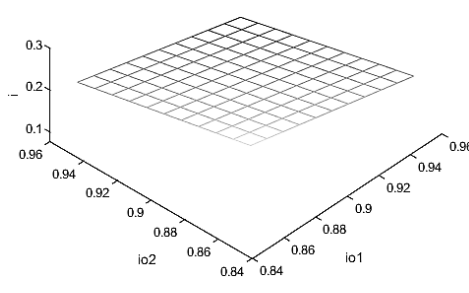
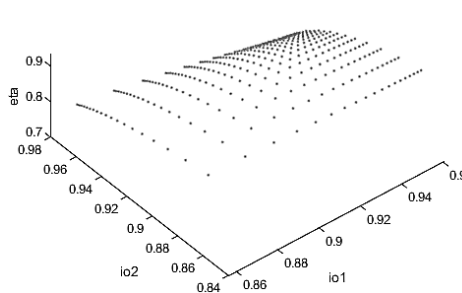
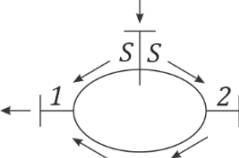
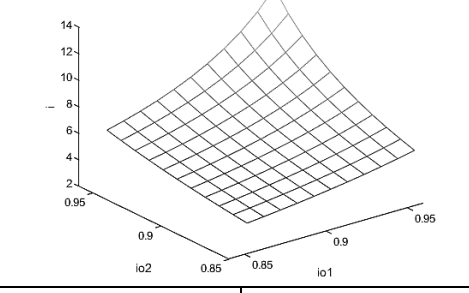
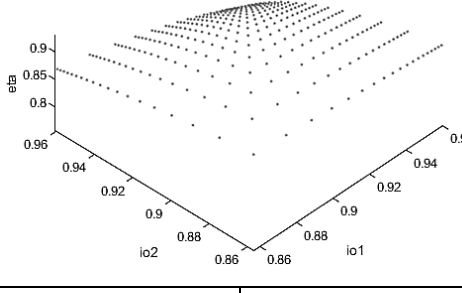
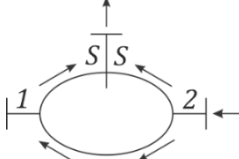
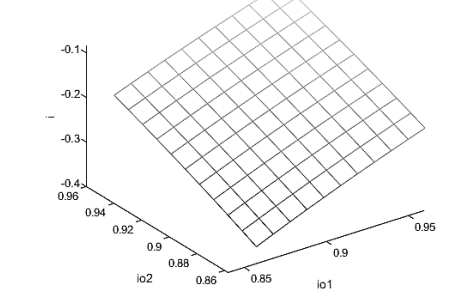
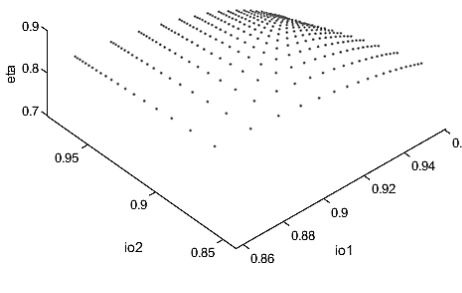
Табела 8.3. Промена преносног односа и степена искоришћења код ограниченог двостепеног циклопреносника са поделом снаге

Варијанта	Преносни однос		Степен искоришћења (%)			
	Од	До	Од	До		
 <p>12(21)-AC</p>			31/25	31/7	74,79	95,91
 <p>12(21)-CA</p>			7/31	25/31	77,2	94,76
 <p>12(21)-BC</p>			31/24	31/6	72,46	95,05
 <p>12(21)-CB</p>			6/31	24/31	75,59	93,5
 <p>12(S1)-AC</p>			43/7	601/25	67,75	89,49

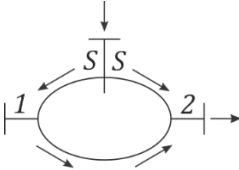
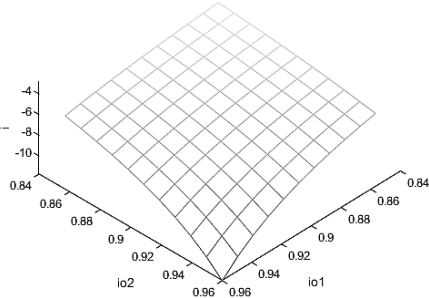
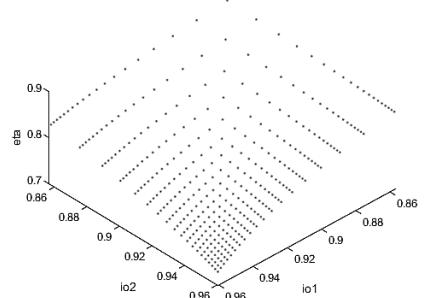
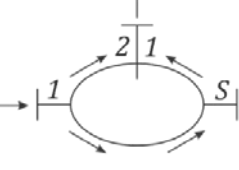
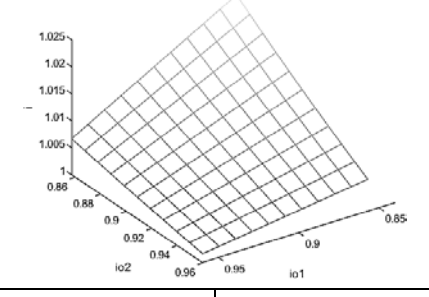
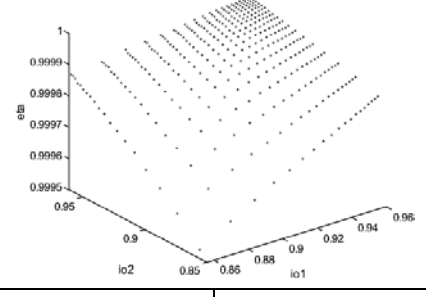
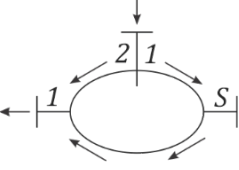
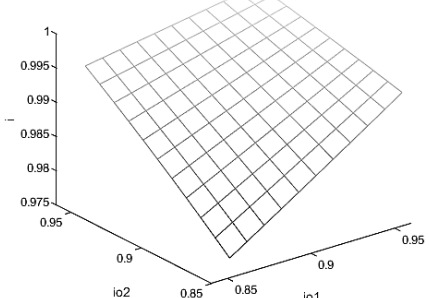
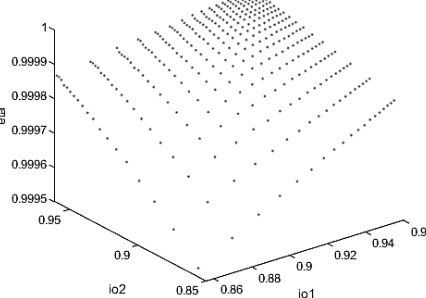
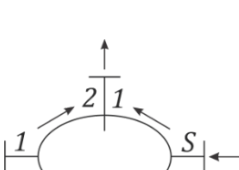
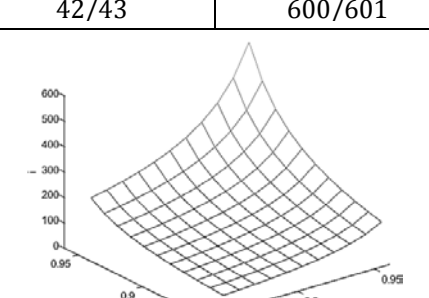
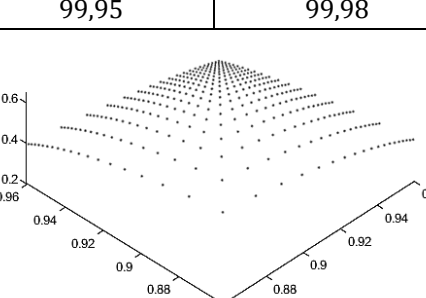
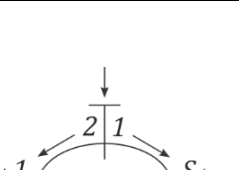
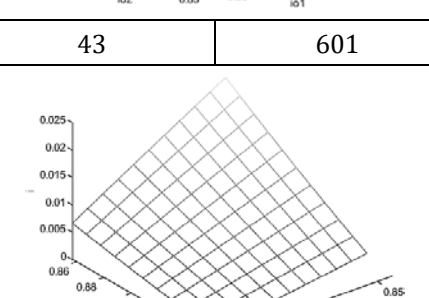
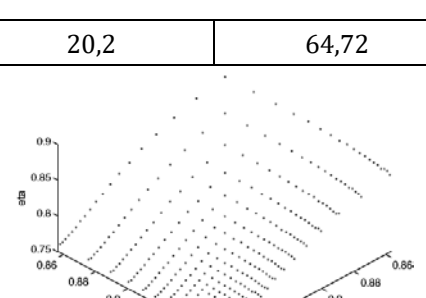
Табела 8.3. Наставак

 <p>12(S1)-CA</p>			25/601	7/43	77,79	91,19
 <p>12(S1)-BC</p>			601/576	43/36	99,31	99,76
 <p>12(S1)-CB</p>			36/43	576/601	99,26	99,75
 <p>12(2S)-AC</p>			151/175	169/175	99,23	99,83
 <p>12(2S)-CA</p>			175/169	175/151	99,32	99,84

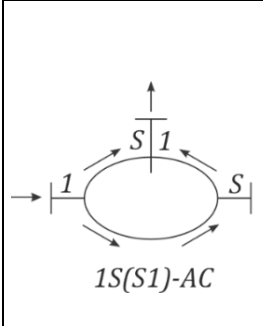
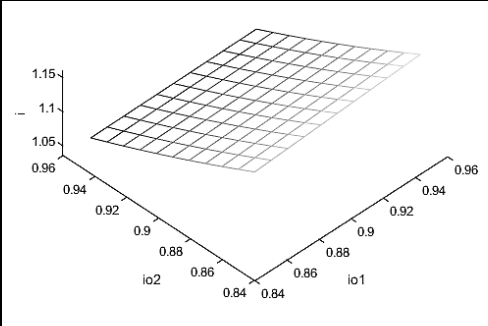
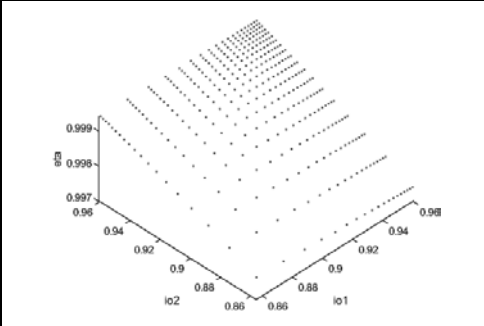
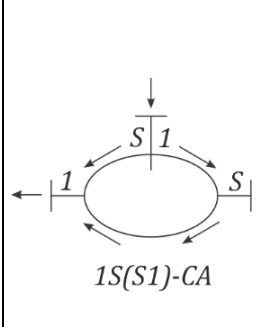
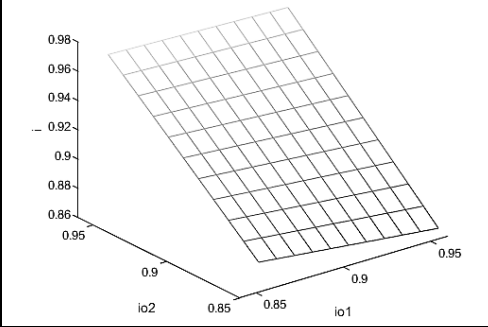
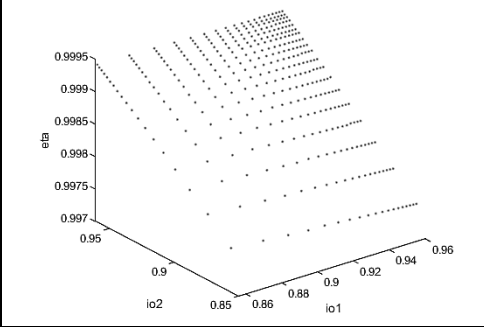
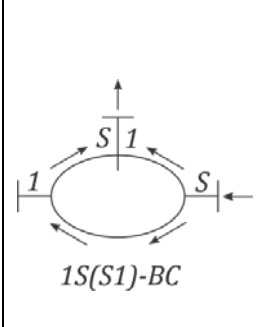
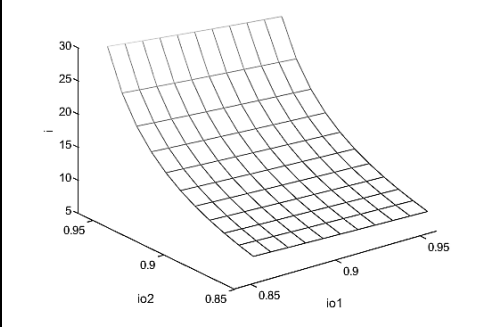
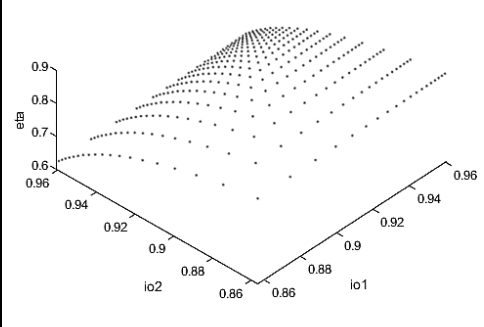
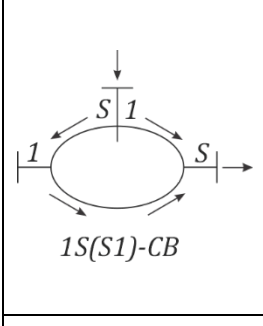
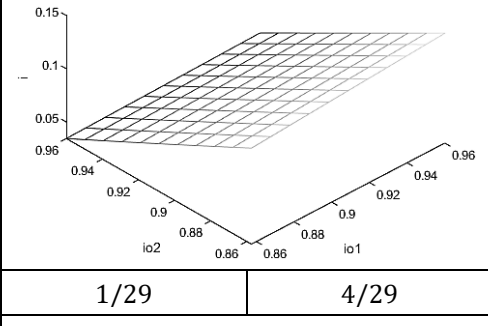
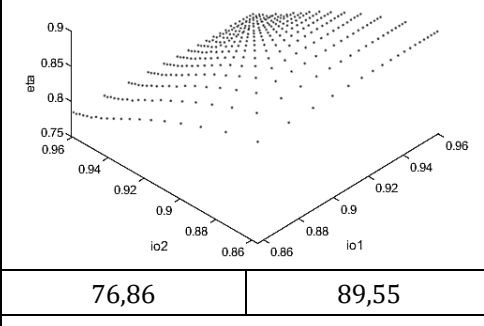
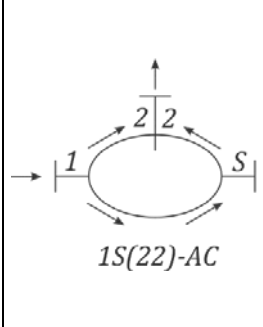
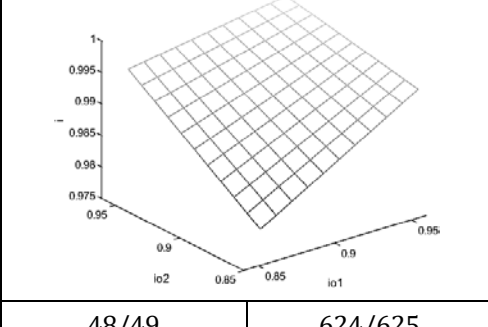
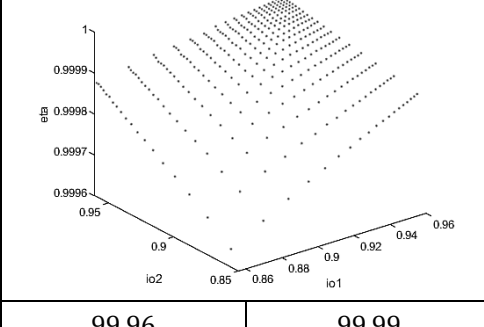
Табела 8.3. Наставак

 <p>12(2S)-BC</p>			
<p>-169/6</p>	<p>-151/24</p>	<p>63,92</p>	<p>85,42</p>
 <p>12(2S)-CB</p>			
<p>-24/151</p>	<p>-6/169</p>	<p>76,21</p>	<p>88,6</p>
 <p>12(SS)-AC</p>			
<p>49/625</p>	<p>13/49</p>	<p>72,23</p>	<p>93,2</p>
 <p>12(SS)-CA</p>			
<p>49/13</p>	<p>625/49</p>	<p>75,64</p>	<p>92,93</p>
 <p>12(SS)-BC</p>			
<p>-13/36</p>	<p>-49/576</p>	<p>69,7</p>	<p>89,91</p>

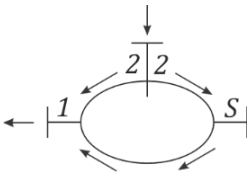
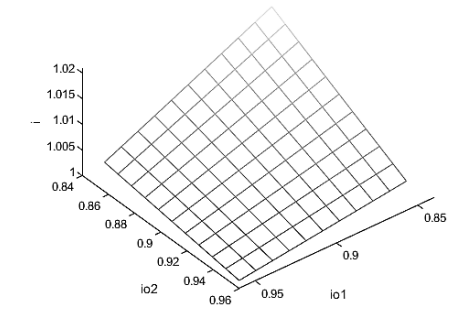
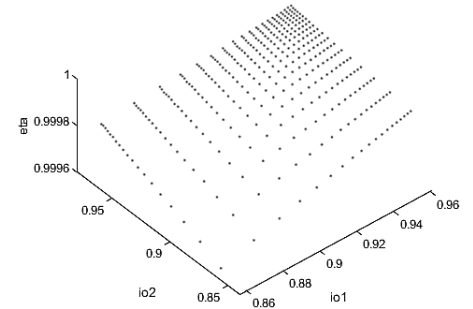
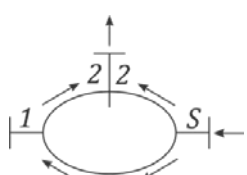
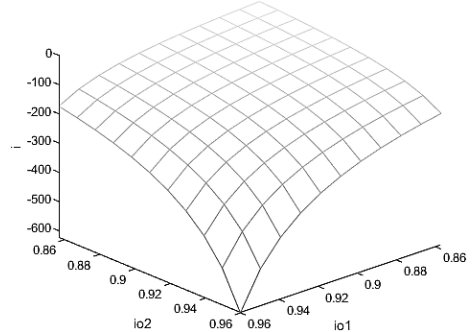
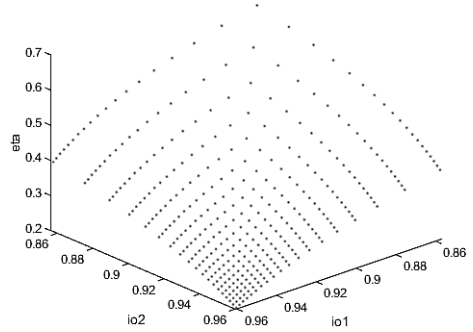
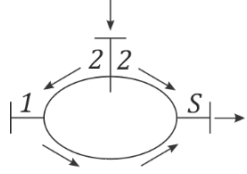
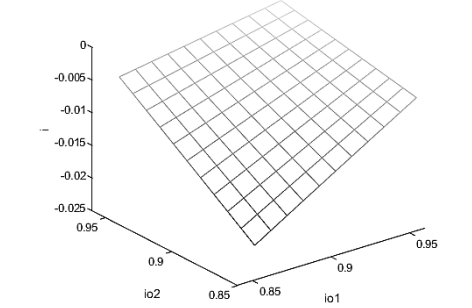
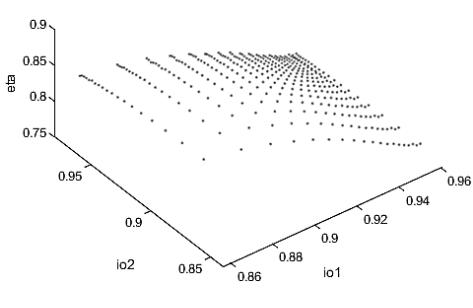
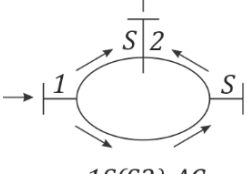
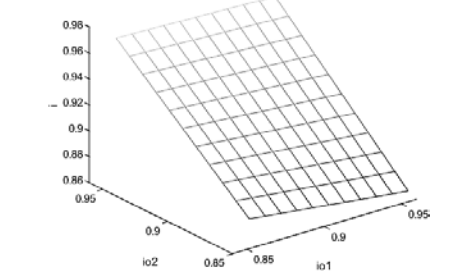
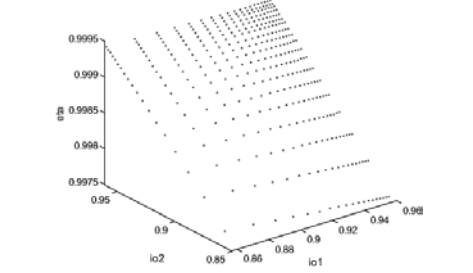
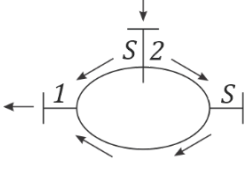
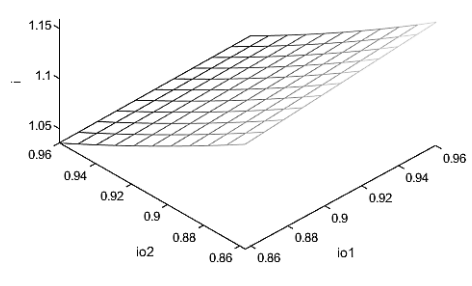
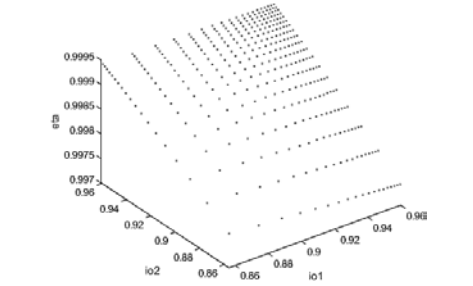
Табела 8.3. Наставак

 <p>12(SS)-CB</p>			-576/49	-36/13	72,77	89,02
 <p>1S(21)-AC</p>			601/600	43/42	99,95	99,99
 <p>1S(21)-CA</p>			42/43	600/601	99,95	99,98
 <p>1S(21)-BC</p>			43	601	20,2	64,72
 <p>1S(21)-CB</p>			1/601	1/43	75,31	87,25

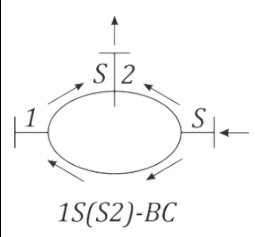
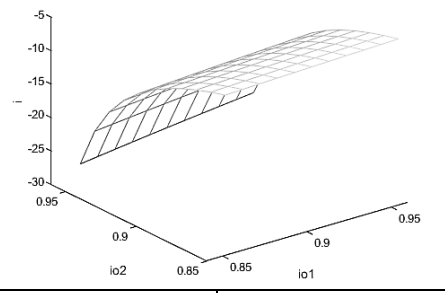
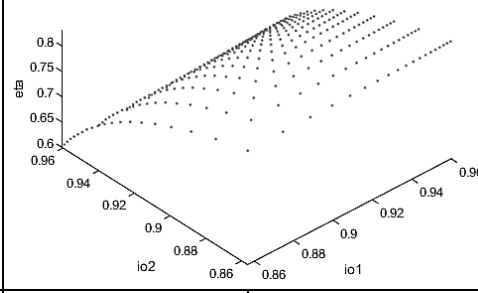
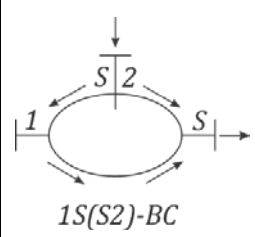
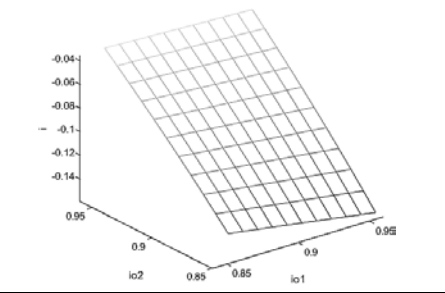
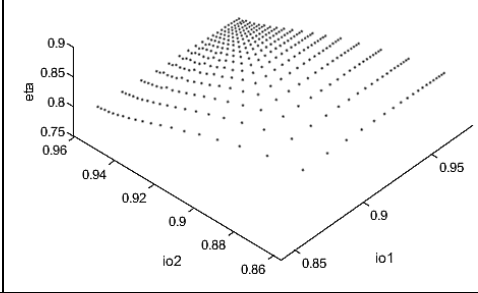
Табела 8.3. Наставак

 <p>1S(S1)-AC</p>			29/28	29/25	99,74	99,94
 <p>1S(S1)-CA</p>			25/29	28/29	99,75	99,94
 <p>1S(S1)-BC</p>			29/4	29	62,45	86,74
 <p>1S(S1)-CB</p>			1/29	4/29	76,86	89,55
 <p>1S(22)-AC</p>			48/49	624/625	99,96	99,99

Табела 8.3. Наставак

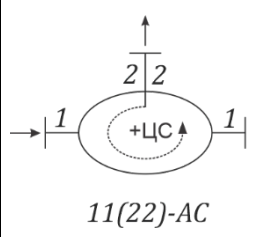
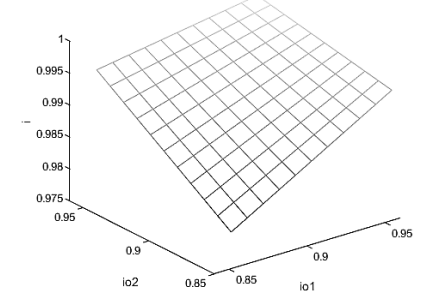
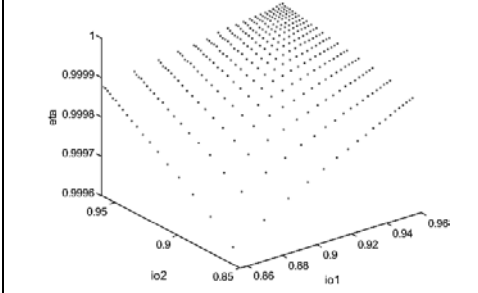
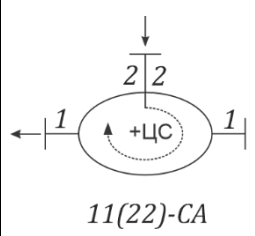
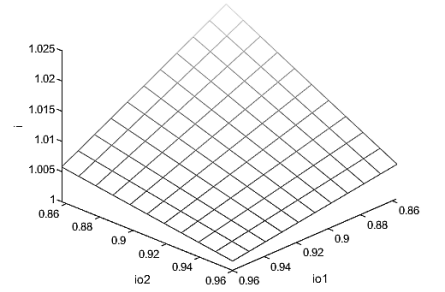
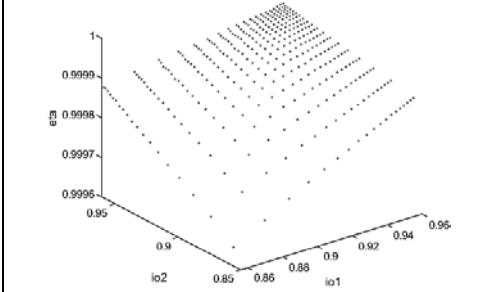
 <p>1S(22)-CA</p>			625/624	49/48	99,96	99,99
 <p>1S(22)-BC</p>			-624	-48	20,29	64,17
 <p>1S(22)-CB</p>			-1/48	-1/624	75,39	87,59
 <p>1S(S2)-AC</p>			151/175	169/175	99,75	99,94
 <p>1S(S2)-CA</p>			175/169	175/151	99,74	99,94

Табела 8.3. Наставак

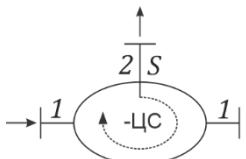
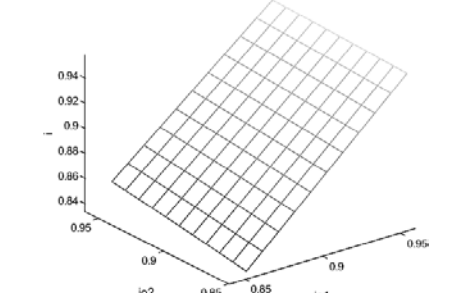
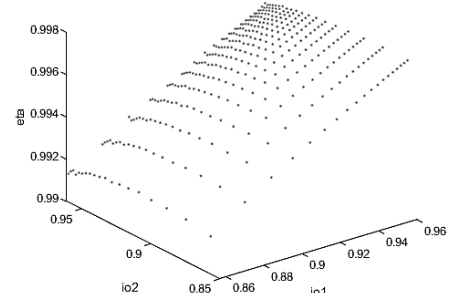
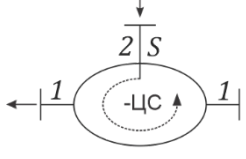
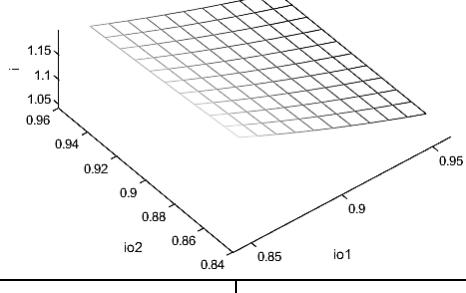
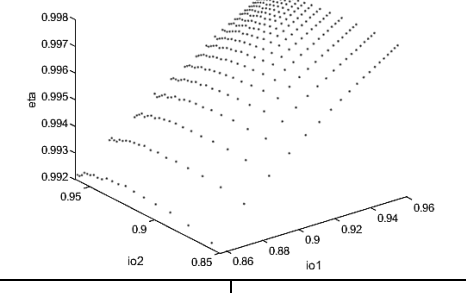
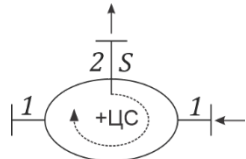
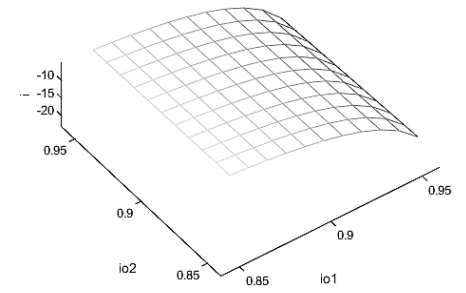
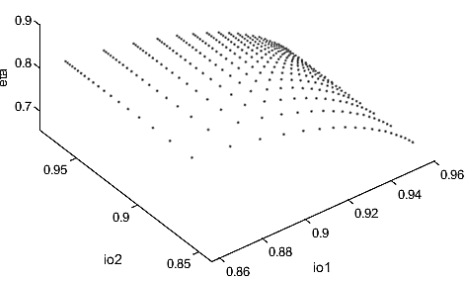
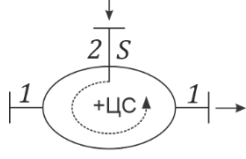
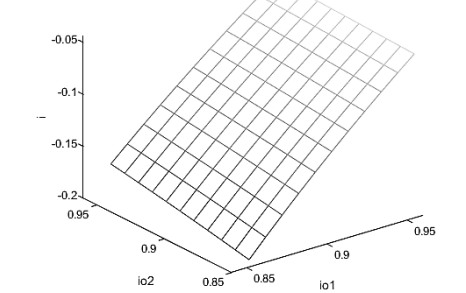
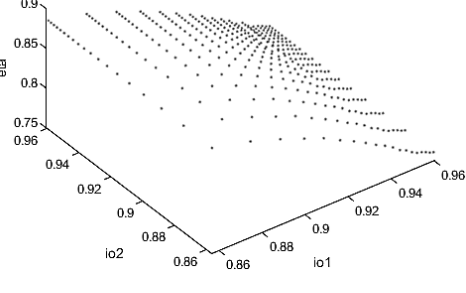
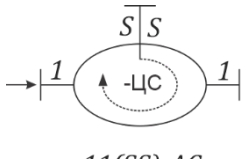
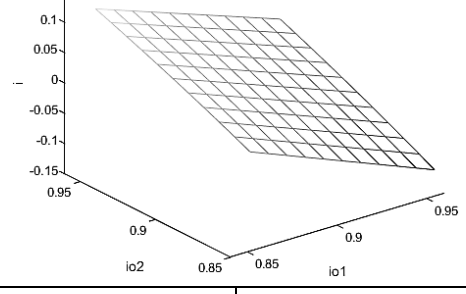
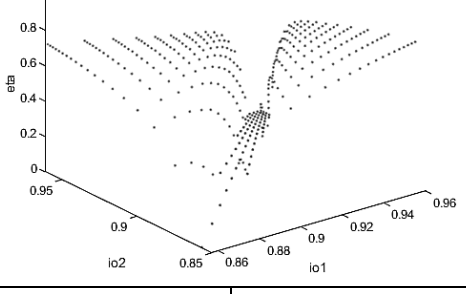
 <p>1S(S2)-BC</p>				
	-169/6	-151/24	60,56	83,08
 <p>1S(S2)-BC</p>				
	-24/151	-6/169	75,54	87,2

У Табели 8.4, приказана је промена преносног односа и степена искоришћења, уколико постоји циркулирајућа снага. Унутар модификованог Волфовог симбола, означен је смер циркулирајуће снаге.

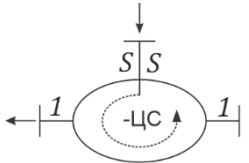
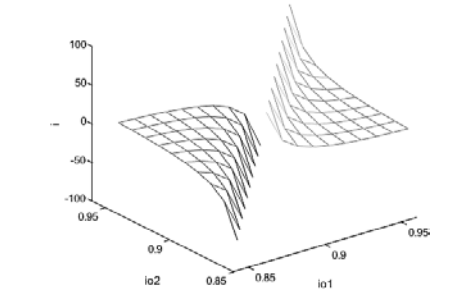
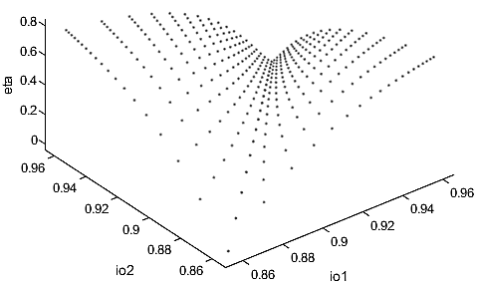
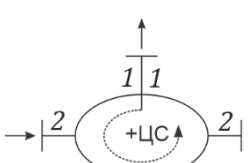
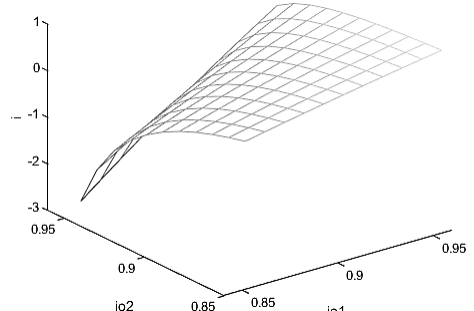
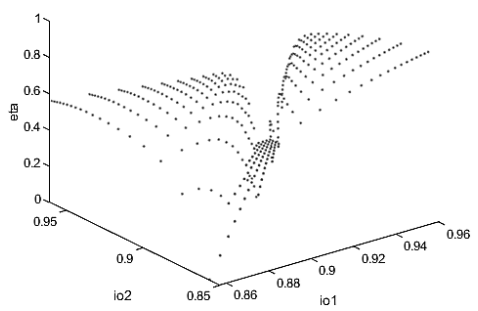
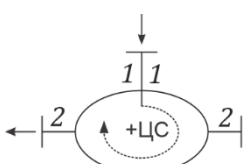
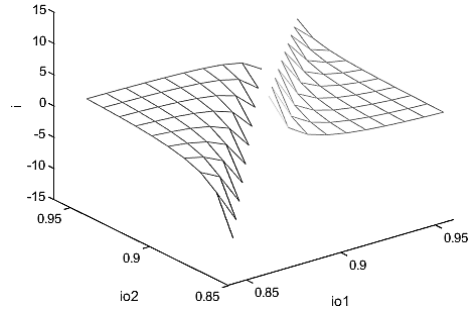
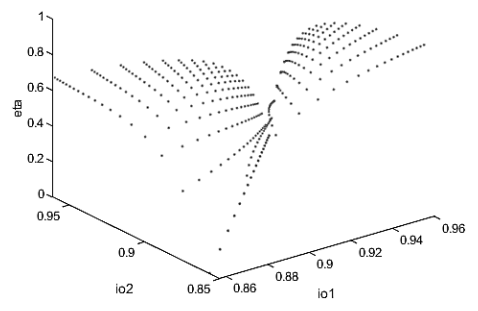
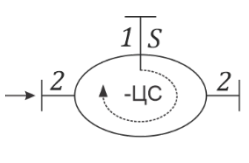
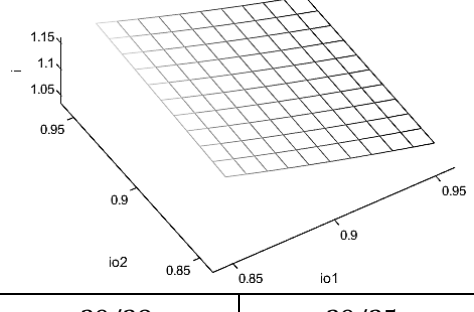
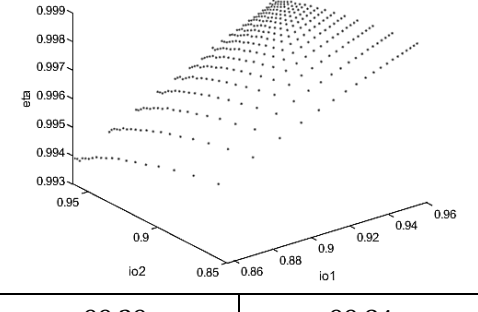
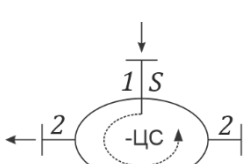
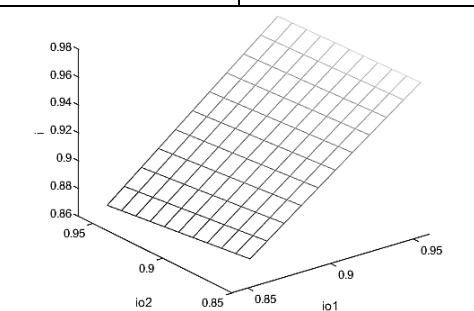
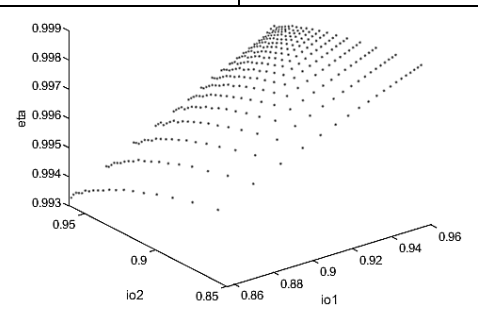
Табела 8.4. Промена преносног односа и степена искоришћења код сложеног циклопреносника са циркулацијом снаге

Варијанта	Преносни однос		Степен искоришћења	
	Од	До	Од	До
 <p>11(22)-AC</p>				
	48/49	625/625	99,96	99,99
 <p>11(22)-CA</p>				
	625/624	49/48	99,96	99,99

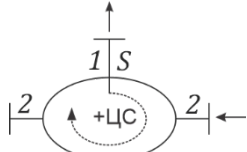
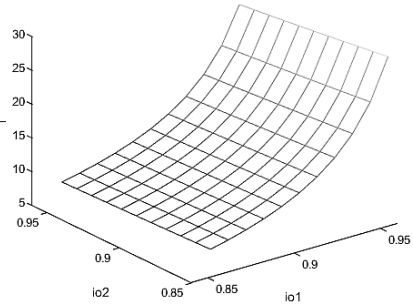
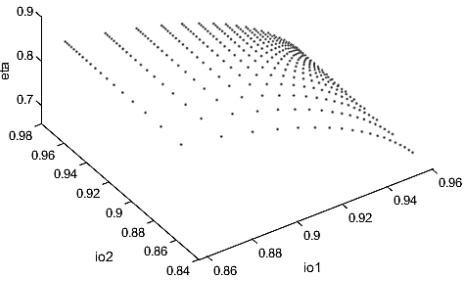
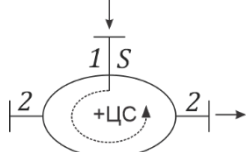
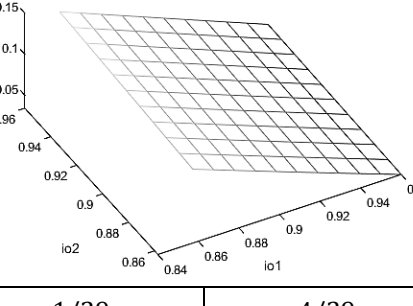
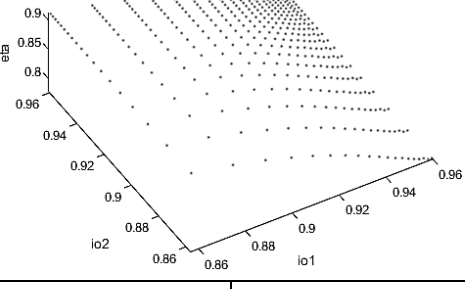
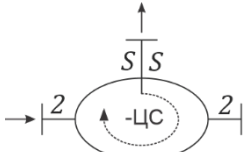
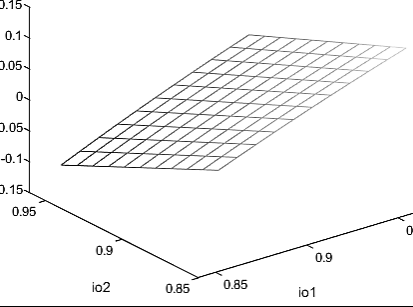
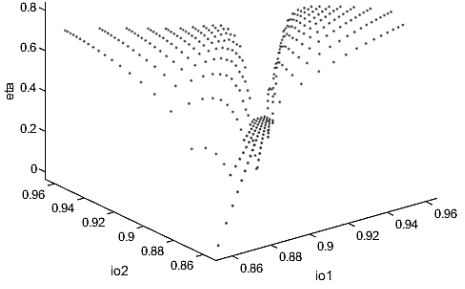
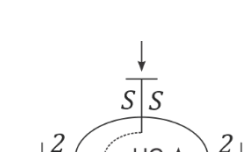
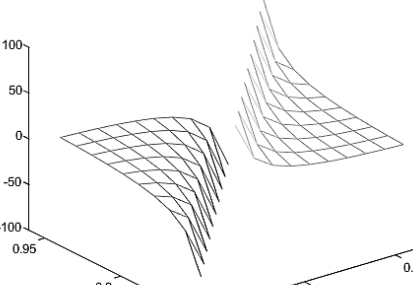
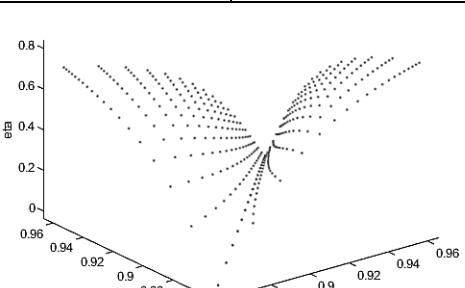
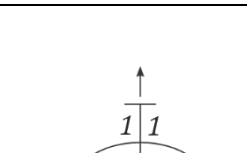
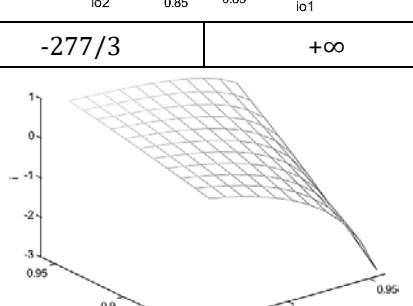
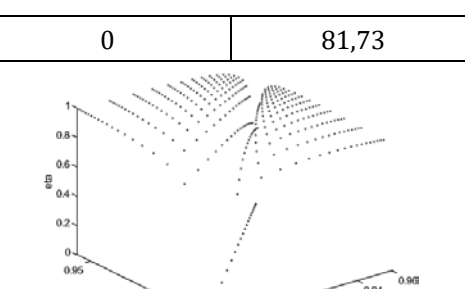
Табела 8.4. Наставак

 <p>11(2S)-AC</p>			5/6	23/24	99,13	99,73
 <p>11(2S)-CA</p>			24/23	6/5	99,22	99,75
 <p>11(2S)-BC</p>			-23	-5	65,59	85,77
 <p>11(2S)-CB</p>			-1/5	-1/23	76,02	88,47
 <p>11(SS)-AC</p>			-3/25	3/28	0	81,36

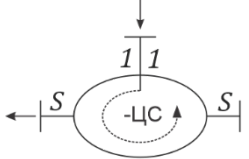
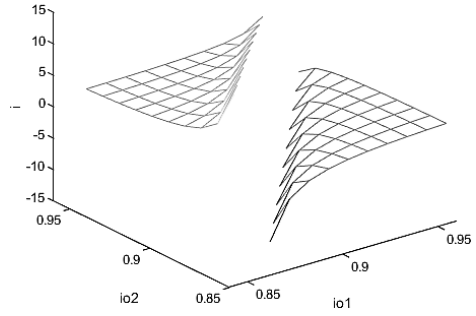
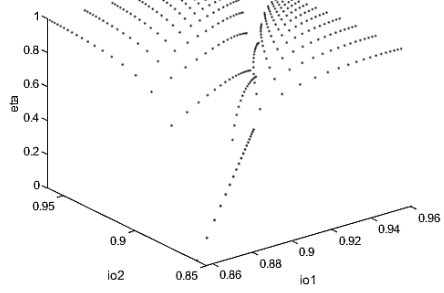
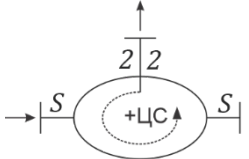
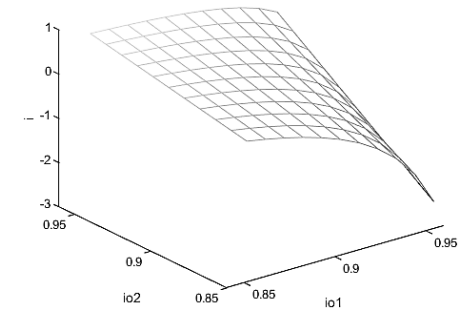
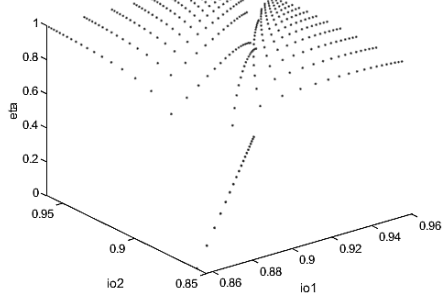
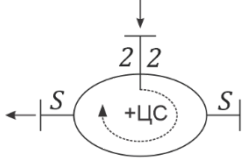
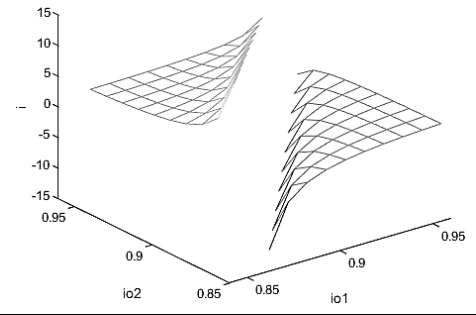
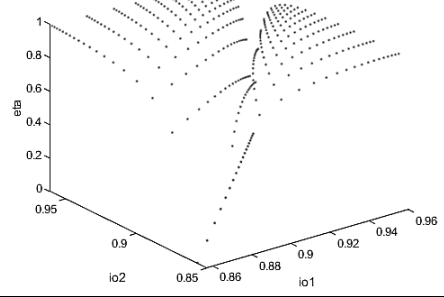
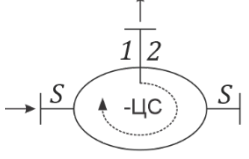
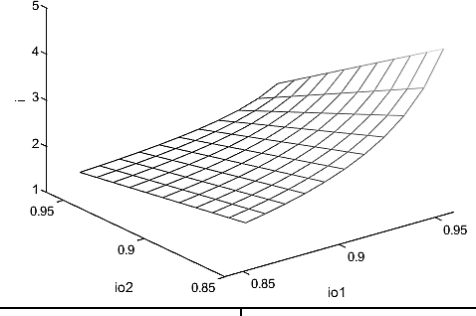
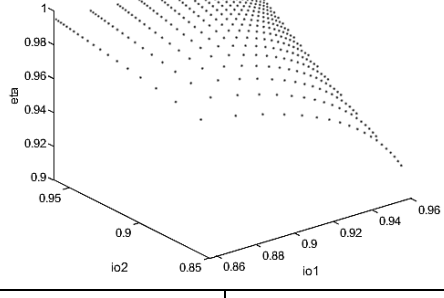
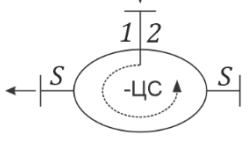
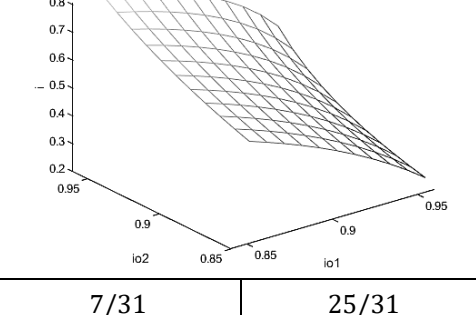
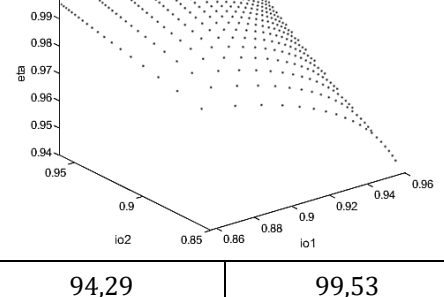
Табела 8.4. Наставак

 <p>11(SS)-CA</p>			<p>-277/3</p>	<p>$+\infty$</p>	<p>0</p>	<p>77,81</p>
 <p>22(11)-AC</p>			<p>-3</p>	<p>3/4</p>	<p>0</p>	<p>90,9</p>
 <p>22(11)-CA</p>			<p>-232/21</p>	<p>$+\infty$</p>	<p>0</p>	<p>93,36</p>
 <p>22(1S)-AC</p>			<p>29/28</p>	<p>29/25</p>	<p>99,39</p>	<p>99,84</p>
 <p>22(1S)-CA</p>			<p>25/29</p>	<p>28/29</p>	<p>99,33</p>	<p>99,83</p>

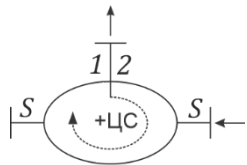
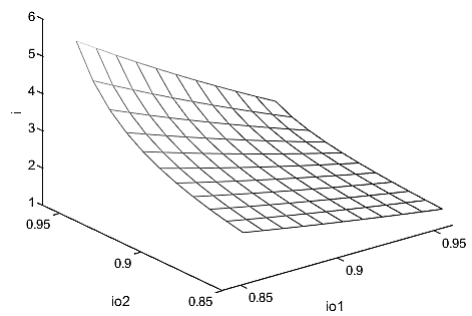
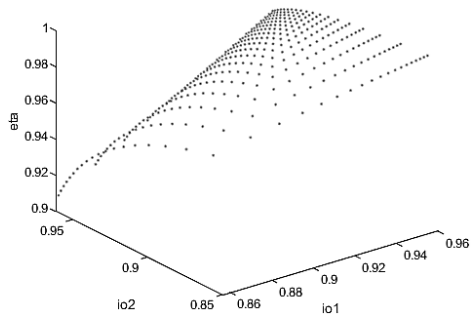
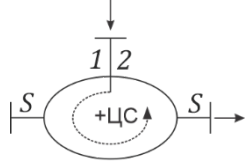
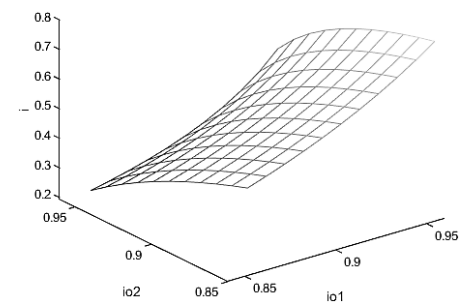
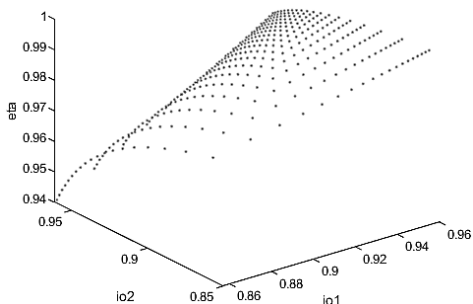
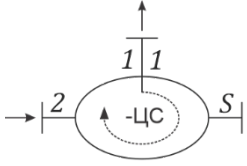
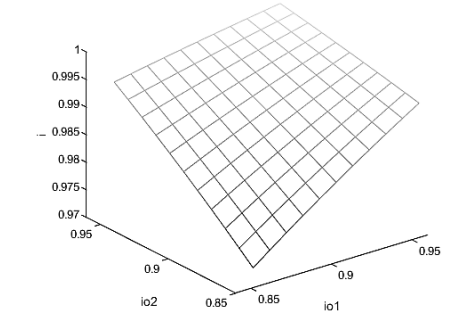
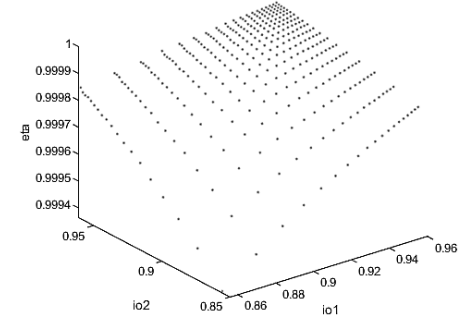
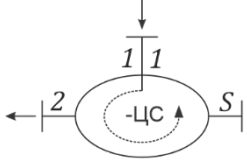
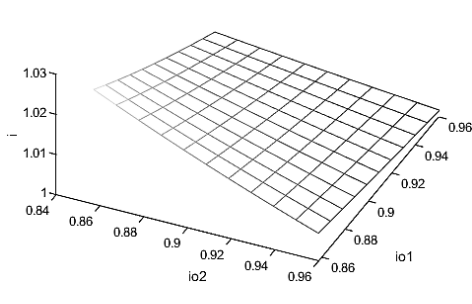
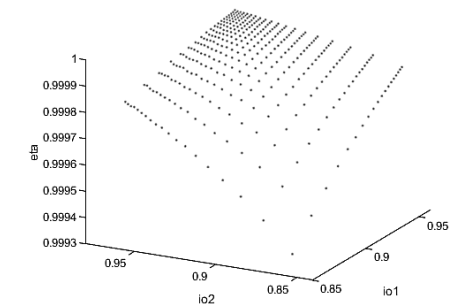
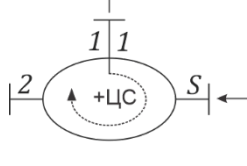
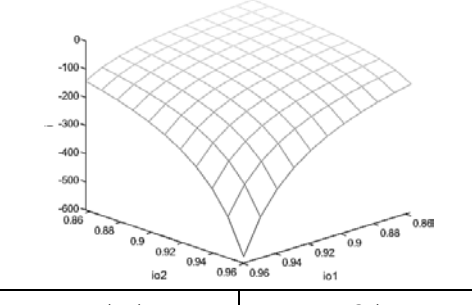
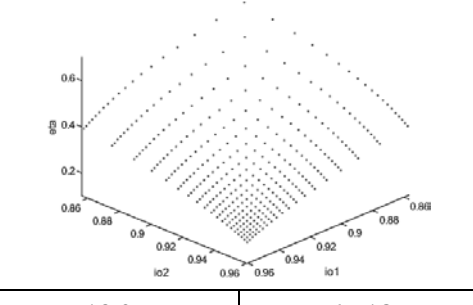
Табела 8.4. Наставак

 <p>22(1S)-BC</p>			29/4	29	65,73	88,6
 <p>22(1S)-CB</p>			1/29	4/29	77,65	91,07
 <p>22(SS)-AC</p>			-3/25	3/28	0	85,02
 <p>22(SS)-CA</p>			-277/3	+∞	0	81,73
 <p>SS(11)-AC</p>			-3	3/4	0	99,18

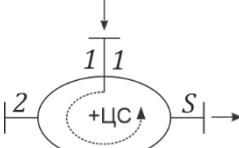
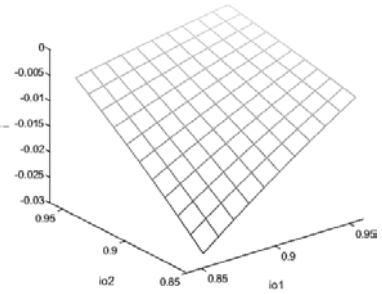
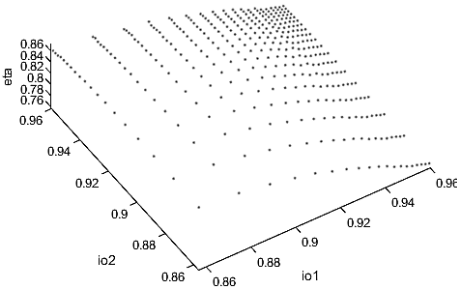
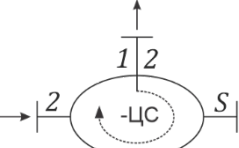
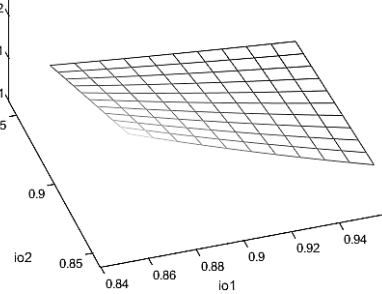
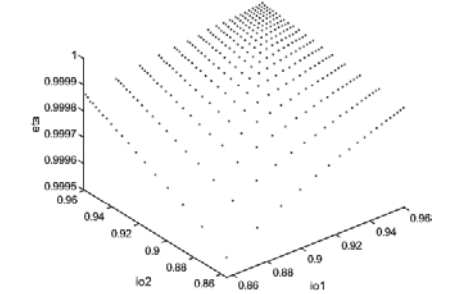
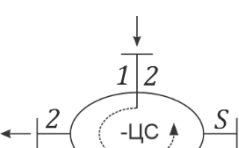
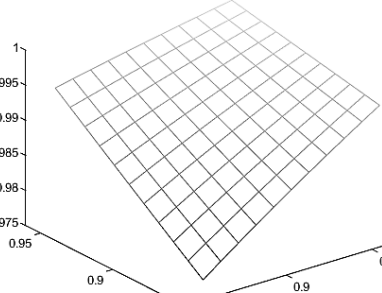
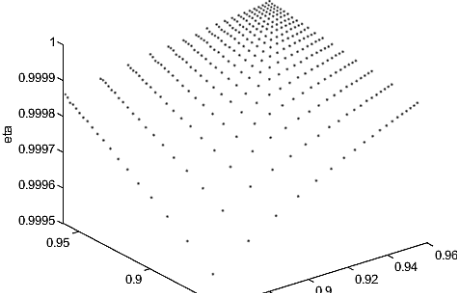
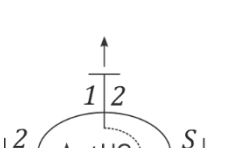
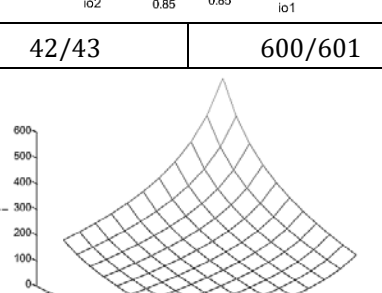
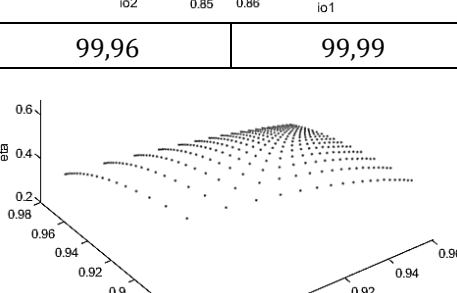
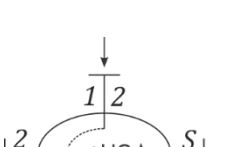
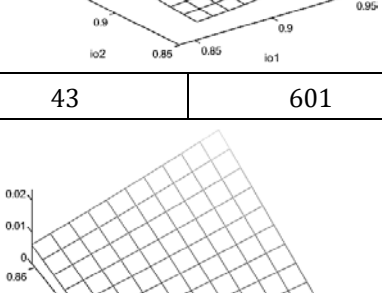
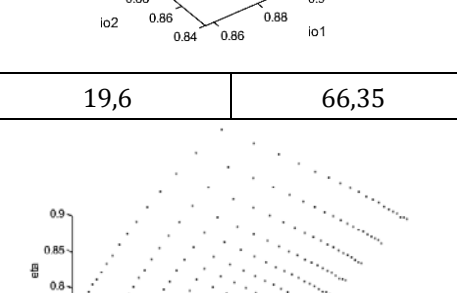
Табела 8.4. Наставак

 <p>SS(11)-CA</p>			$-\infty$	253/21	0	99,13
 <p>SS(22)-AC</p>			$-18/7$	18/25	0	99,15
 <p>SS(22)-CA</p>			$-\infty$	125/9	0	99,04
 <p>SS(12)-AC</p>			31/25	31/7	91,67	99,45
 <p>SS(12)-CA</p>			7/31	25/31	94,29	99,53

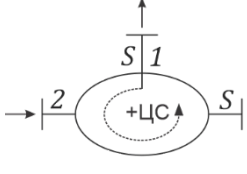
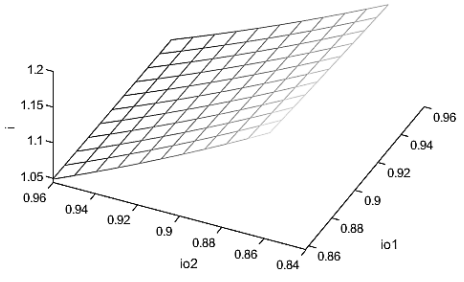
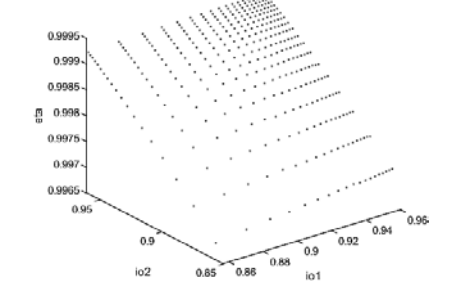
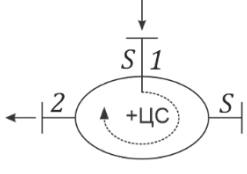
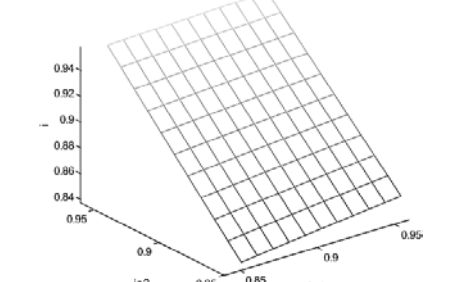
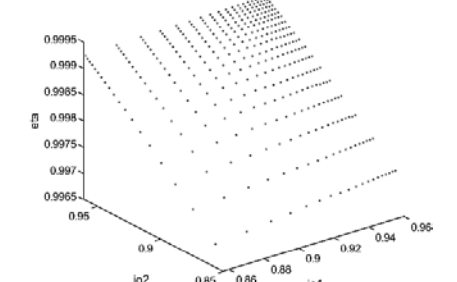
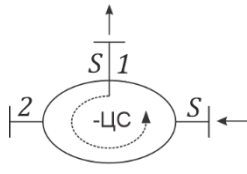
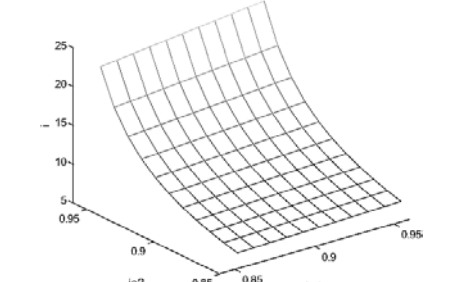
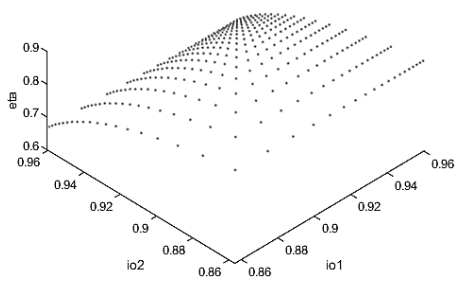
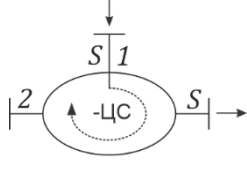
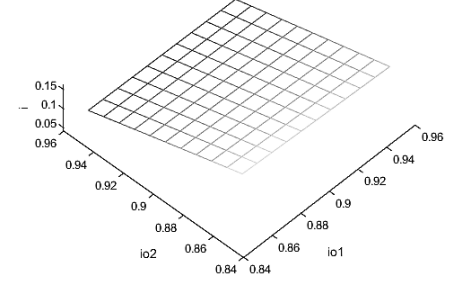
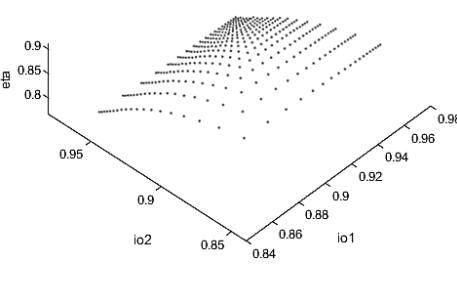
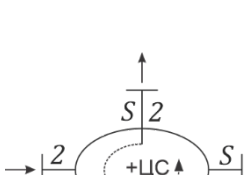
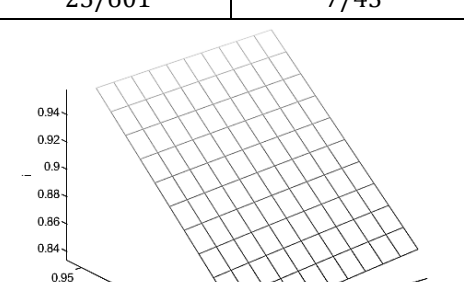
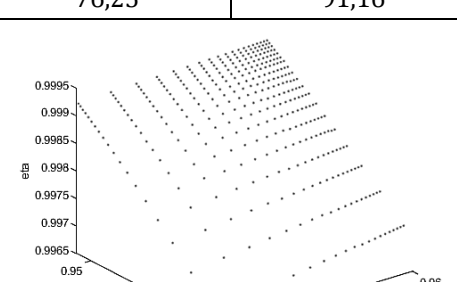
Табела 8.4. Наставак

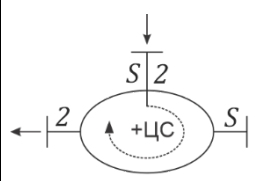
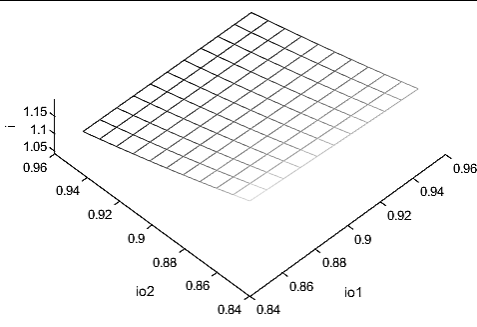
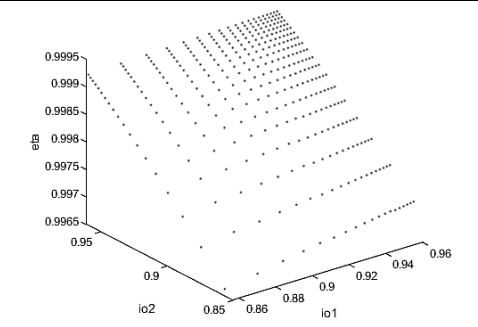
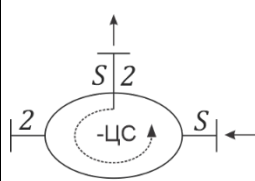
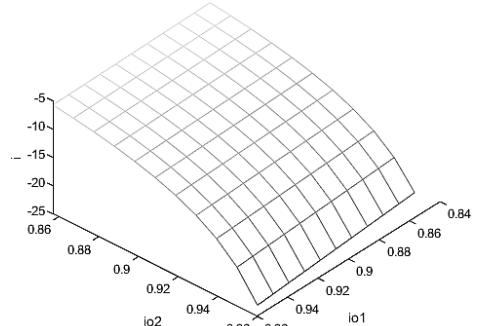
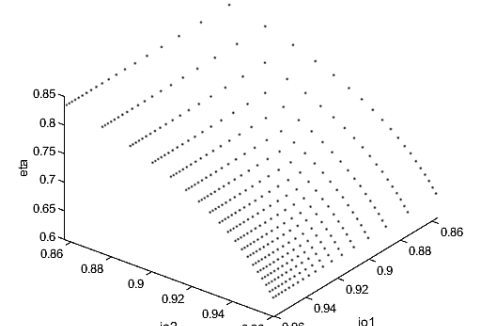
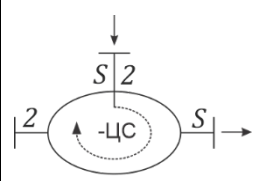
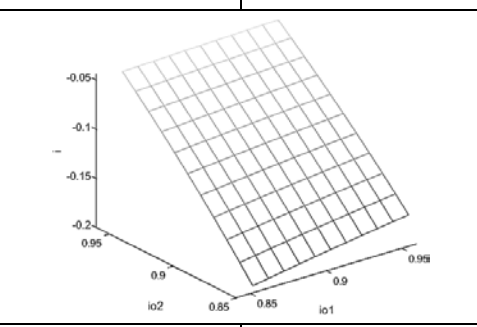
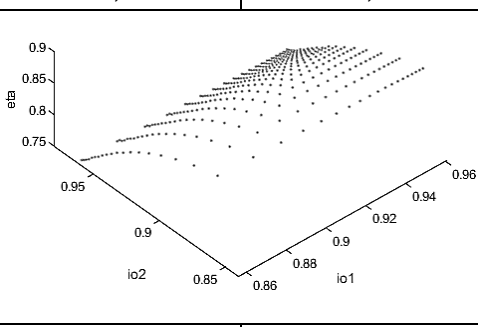
 <p>SS(12)-BC</p>			
31/24	31/6	90,91	99,42
 <p>SS(12)-CB</p>			
6/31	24/31	94,09	99,45
 <p>2S(11)-AC</p>			
35/36	575/576	99,93	99,98
 <p>2S(11)-CA</p>			
576/575	36/35	99,93	99,98
 <p>2S(11)-BC</p>			
-575	-35	19,07	64,18

Табела 8.4. Наставак

 <p>2S(11)-CB</p>			-1/35	-1/575	75,78	87,06
 <p>2S(12)-AC</p>			600/601	43/42	99,96	99,99
 <p>2S(12)-CA</p>			42/43	600/601	99,96	99,99
 <p>2S(12)-BC</p>			43	601	19,6	66,35
 <p>2S(12)-CB</p>			1/601	1/43	75,97	88,24

Табела 8.4. Наставак

 <p>$2S(S1)-AC$</p>			601/576	43/36	99,68	99,93
 <p>$2S(S1)-CA$</p>			36/43	576/601	99,7	99,9
 <p>$2S(S1)-BC$</p>			43/7	601/25	65,59	88,14
 <p>$2S(S1)-CB$</p>			25/601	7/43	76,25	91,16
 <p>$2S(S2)-AC$</p>			5/6	23/24	99,67	99,93

Табела 8.4. Наставак				
 <p style="text-align: center;">$2S(S2)-CA$</p>				
	24/23	6/5	99,66	99,93
 <p style="text-align: center;">$2S(S2)-BC$</p>				
	-23	-5	63,21	83,9
 <p style="text-align: center;">$2S(S2)-CB$</p>				
	-1/5	-1/23	74,97	88,23

Графикони у приказаним табелама дају тренд промене степена искоришћења за одређену варијанту и спољашњи ток снаге. Они се не могу користити за читавање вредности за конкретан пример двостепеног циклопреносника, јер су у прорачуну, осим променљивог преносног односа, усвојени константни параметри. Осим тога, вероватно би у великом броју варијанти дошло до превеликих напона и деформација на спрегнутим елементима.

8.1. Примена методологије на варијантама ограниченог двостепеног циклопреносника

Без обзира што нека два двостепена преносника имају исти преносни однос, њихов укупни степен искоришћења не мора бити исти, јер он зависи од великог броја параметара. Због тога је у програму „Ciklo2” израђен потпрограм, који даје вредности свих радних карактеристика за конкретан пример

ограниченог двостепеног циклопреносника.

Овај потпрограм је дефинисан следећим корацима:

1. Избор варијанте и одређивање спољашњег тока снаге;
2. Уношење геометријских величина, улазне снаге, броја обртаја и других величина неопходних за прорачун;
3. Уношење симболичких променљивих (i_{01} , i_{02}) у систем једначина (7.11) и (7.30), деривација израза (7.47), добијање вредности осетљивости и знакова експонента w_k за сваки слог и одређивање енергетских преносних односа;
4. Решавањем система кинематичких једначина (7.11) и система статичких једначина (7.30), добијају се вредности обртних момената и бројева обртаја вратила, при чему се не узимају у обзир губици унутар преносника;
5. На основу добијених обртних момената и бројева обртаја (без губитака), врши се прорачун основног степена искоришћења сваког структурног слога;
6. Попуњавањем и решавањем система једначина (7.11) и (7.30), узимајући у обзир енергетске преносне односе (2.24), добијају се вредности обртних момената, бројева обртаја и снаге за свако вратило, при чему се узимају у обзир губици у преноснику;
7. На основу добијених вредности, врши се поступак итерације, све док се не изједначе задње две вредности укупног степена искоришћења преносника. При овим прорачунима, за сваки слог се врши рачунање губитака као последица преноса релативне снаге и упоређује се са укупном улазном снагом у слог. На тај начин, добија се основни степен искоришћења за сваки слог, коришћењем једначине (4.13).

Као пример употребе овог потпрограма, користиће се структурни слогови, који су анализирани у поглављу 4, а њихове радне карактеристике дате у Табели 4.3. Измениће се подаци за бројеве ваљчића на преноснику „2В“, односно $z_1 = 6$ и $z_2 = 8$. Усвојиће се улазна снага од 500 [W] и улазни број обртаја 750 [min^{-1}]. Како се ради о два различита типа простог циклопреносника, са различитим преносним односима, сагледаће се сви спољашњи токови снаге, односно АС, СА, ВС и СВ. Сматраће се да је леви или први структурни слог преносника тип „ВД“, а други структурни слог тип „2В“.

Због великог броја варијанти, а у циљу да се прикаже примена методологије и пратећег потпрограма, анализираће се само неколико варијанти, са поделом и циркулацијом снаге, и то:

- Две варијанте са поделом снаге: 12(SS) и 1S(22);
- Три варијанте са циркулацијом снаге: 2S(11), 11(2S) и 22(SS).

У табелама од 8.5 до 8.9, приказане су вредности радних карактеристика, губитака и основних степена искоришћења, за сваки структурни слог, као и укупни преносни однос и степен искоришћења двостепеног циклопреносника. Из табела се може приметити, да је осетљивост пропорционална губицима снаге у слоговима. Такође, без обзира што неки слог има велик основни степен искоришћења, то аутоматски не значи да су укупни губици у циклопреноснику мали, јер зависе од величине релативне снаге која пролази кроз сваки слог.

Табела 8.5. Резултати прорачуна за варијанту 12(SS)

	12(SS)	AC	CA	BC	CB
Први слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	421	2197	427	2168
	Сила на ваљчићу венцу [N]	298	898	298	897
	Сила на диску [N]	133	866	142	857
	Притисак на ваљчићу венцу [MPa]	548	904	547	903
	Притисак на ваљчићу диска [MPa]	78	200	81	199
	Момент на вратилу венца [Nm]	6,366	-43,74	-6,631	-43,69
	Момент на вратилу диска [Nm]	-6,131	40,05	6,553	39,64
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,235	3,691	0,077	4,052
	Број обртаја вратила венца [min^{-1}]	750	83,33	0	0
	Број обртаја вратила диска [min^{-1}]	321,4	35,71	428,6	53,57
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	6750	750	6000	750
	Основни степен искоришћења [%]	96,91%	98,1%	94,45%	97,21%
	Губици снаге [W]	127,6	57,96	245,5	95,91
	Осетљивост	-8	8	-9	9
Други слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	1060	1581	541	1556
	Сила на ваљчићу венцу 1 [N]	481	1639	503	1622
	Сила на ваљчићу венцу 2 [N]	130	890	306	889
	Притисак на ваљчићу венцу 1 [MPa]	724	1326	739	1320
	Притисак на ваљчићу венцу 2 [MPa]	362	950	560	949
	Момент на вратилу венца 1 [Nm]	6,131	-40,05	-6,553	-39,64
	Момент на вратилу венца 2 [Nm]	-6,127	37,37	6,366	37,32
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,004	2,675	0,187	2,314
	Број обртаја вратила венца 1 [min^{-1}]	321,4	37,51	428,6	53,57
	Број обртаја вратила венца 2 [min^{-1}]	0	0	750	93,75
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	6500	750	6000	750
	Основни степен искоришћења [%]	95,31%	97,98%	98,03%	98,87%
	Губици снаге [W]	203,3	60,33	88,47	37,66
	Осетљивост	-8	8	-9	9
Укупни преносни однос	1/9	9	-1/8	-8	
Укупни степен искоришћења	33,38%	76,34%	33,21%	73,29%	

Табела 8.6. Резултати прорачуна за варијанту 1S(22)

	1S(22)	AC	CA	BC	CB
Први слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	422	423	41063	422
	Сила на ваљчићу венцу [N]	298	299	7512	299
	Сила на диску [N]	128	129	15634	133
	Притисак на ваљчићу венцу [MPa]	548	549	2578	548
	Притисак на ваљчићу диска [MPa]	77	77	851	79
	Момент на вратилу венца [Nm]	6,366	-6,385	-818,1	-6,376
	Момент на вратилу диска [Nm]	-5,926	5,957	722,8	6,158
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,4399	0,41	95,36	0,218
	Број обртаја вратила венца [min^{-1}]	750	747,6	0	0
	Број обртаја вратила диска [min^{-1}]	752,4	750	2,389	750
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	716,6	714,3	33,44	10500
	Основни степен искоришћења [%]	99,74%	99,74%	94,66%	96,64%
	Губици снаге [W]	0,058	0,06	153,1	243,7
	Осетљивост	0,045	-0,045	14,04	-14,04
Други слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	39	14	3004	6
	Сила на ваљчићу венцу 1 [N]	16	14	3621	6
	Сила на ваљчићу венцу 2 [N]	9	10	1921	4
	Притисак на ваљчићу венцу 1 [MPa]	134	127	1971	78
	Притисак на ваљчићу венцу 2 [MPa]	95	106	1396	63
	Момент на вратилу венца 1 [Nm]	0,44	-0,41	-95,36	-0,2182
	Момент на вратилу венца 2 [Nm]	-0,417	0,391	88,99	0,208
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,023	0,019	6,366	0,01
	Број обртаја вратила венца 1 [min^{-1}]	716,6	714,3	33,44	10500
	Број обртаја вратила венца 2 [min^{-1}]	752,4	750	2,389	750
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	0	0	750	23550
	Основни степен искоришћења [%]	99,66%	99,87	97,99%	99,93
	Губици снаге [W]	0,113	0,039	143,8	3,35
	Осетљивост	0,064	-0,064	20,06	-20,06
Укупни преносни однос	314/315	315/314	-314	-1/314	
Укупни степен искоришћења	99,97%	99,98%	40,61%	50,59%	

Табела 8.7. Резултати прорачуна за варијанту 2S(11)

	2S(11)	AC	CA	BC	CB
Први слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	440	439	39745	426
	Сила на ваљчићу венцу [N]	308	307	7253	298
	Сила на диску [N]	138	138	15152	138
	Притисак на ваљчићу венцу [MPa]	556	55	2533	547
	Притисак на ваљчићу диска [MPa]	80	80	837	80
	Момент на вратилу венца [Nm]	-6,841	6,824	789,8	6,62
	Момент на вратилу диска [Nm]	6,366	-6,387	-700,5	-6,378
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	0,474	-0,437	89,35	-0,242
	Број обртаја вратила венца [min^{-1}]	752,7	750	2,688	750
	Број обртаја вратила диска [min^{-1}]	750	747,3	0	0
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	790,3	787,5	40,32	11250
	Основни степен искоришћења [%]	99,71%	99,71%	95,02%	96,87%
	Губици снаге [W]	0,077	0,077	154,9	235,2
	Осетљивост	0,054	-0,054	15,05	-15,05
Други слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	46	17	3014	7
	Сила на ваљчићу венцу 1 [N]	20	17	3634	7
	Сила на ваљчићу венцу 2 [N]	10	12	1928	5
	Притисак на ваљчићу венцу 1 [MPa]	149	137	1975	87
	Притисак на ваљчићу венцу 2 [MPa]	101	115	1399	73
	Момент на вратилу венца 1 [Nm]	0,5	-0,458	-95,71	-0,254
	Момент на вратилу венца 2 [Nm]	-0,475	0,437	89,35	0,242
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,025	0,021	6,366	0,012
	Број обртаја вратила венца 1 [min^{-1}]	752,7	750	2,688	750
	Број обртаја вратила венца 2 [min^{-1}]	790,3	787,5	40,32	11250
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	0	0	750	209200
	Основни степен искоришћења [%]	99,67%	99,87%	98,02%	99,93%
	Губици снаге [W]	0,13	0,046	149,7	3,85
	Осетљивост	0,07	-0,075	21,08	-21,08
Укупни преносни однос	279/280	280/279	-279	-1/279	
Укупни степен искоришћења	99,96%	99,98%	39,08%	52,19%	

Табела 8.8. Резултати прорачуна за варијанту 11(2S)

	11(2S)	AC	CA	BC	CB
Први слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	422	434	3232	425
	Сила на ваљчићу венцу [N]	298	304	1120	297
	Сила на диску [N]	128	137	1301	138
	Притисак на ваљчићу венцу [MPa]	548	552	999	546
	Притисак на ваљчићу диска [MPa]	77	80	245	80
	Момент на вратилу венца [Nm]	6,366	-6,754	-66,21	-6,603
	Момент на вратилу диска [Nm]	-5,929	6,317	60,16	6,376
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,437	0,437	6,054	0,227
	Број обртаја вратила венца [min^{-1}]	750	697,5	0	0
	Број обртаја вратила диска [min^{-1}]	806,5	750	56,45	750
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	40,32	37,5	790,3	10500
	Основни степен искоришћења [%]	99,78	99,78	97,35%	96,65%
	Губици снаге [W]	1,133	1,125	145,4	251,7
	Осетљивост	1,054	-1,05	15,05	-15,05
Други слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	18	36	1069	18
	Сила на ваљчићу венцу 1 [N]	18	13	489	6
	Сила на ваљчићу венцу 2 [N]	12	9	128	5
	Притисак на ваљчићу венцу 1 [MPa]	141	120	729	82
	Притисак на ваљчићу венцу 2 [MPa]	115	97	360	70
	Момент на вратилу венца 1 [Nm]	-0,489	0,387	6,366	0,237
	Момент на вратилу венца 2 [Nm]	0,437	-0,437	-6,054	-0,227
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	0,052	0,049	-0,312	-0,01
	Број обртаја вратила венца 1 [min^{-1}]	0	0	750	9964
	Број обртаја вратила венца 2 [min^{-1}]	40,32	37,5	790,3	10500
	Број обртаја ексцентар вратила [min^{-1}]	806,5	750	56,45	750
	Основни степен искоришћења [%]	93,93%	83,8%	99,85%	99,5%
	Губици снаге [W]	2,51	5,58	0,817	1,324
	Осетљивост	0,075	-0,075	1,075	-1,075
Укупни преносни однос	93/100	100/93	-93/7	-7/93	
Укупни степен искоришћења	99,27%	98,66%	70,76%	49,39%	

Табела 8.9. Резултати прорачуна за варијанту 22(SS)

	22(SS)	AC	CA	BC	CB
Први слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	435	4238	432	4915
	Сила на ваљчићу венцу [N]	304	1342	302	1452
	Сила на диску [N]	138	1699	137	1958
	Притисак на ваљчићу венцу [MPa]	553	1090	551	1133
	Притисак на ваљчићу диска [MPa]	80	280	80	301
	Момент на вратилу венца [Nm]	-6,763	-86,38	6,712	-99,5
	Момент на вратилу диска [Nm]	6,366	78,54	-6,317	90,51
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	0,397	7,833	-0,365	8,983
	Број обртаја вратила венца [min ⁻¹]	1750	35,71	2500	50
	Број обртаја вратила диска [min ⁻¹]	750	15,31	0	0
	Број обртаја ексцентар вратила [min ⁻¹]	36750	750	37500	750
	Основни степен искоришћења [%]	99,15%	97,42%	99,16%	97,47%
	Губици снаге [W]	213,2	166,2	207,9	184,6
	Осетљивост	-50	50	-49	49
Други слог	Сила на ексцентар вратилу [N]	1118	10095	550	11548
	Сила на ваљчићу венцу 1 [N]	508	3295	504	3778
	Сила на ваљчићу венцу 2 [N]	135	1795	306	2048
	Притисак на ваљчићу венцу 1 [MPa]	742	1881	739	2014
	Притисак на ваљчићу венцу 2 [MPa]	370	1349	560	1441
	Момент на вратилу венца 1 [Nm]	6,763	86,38	-6,712	99,5
	Момент на вратилу венца 2 [Nm]	-6,4	-84,91	6,366	-96,88
	Момент на ексцентар вратилу [Nm]	-0,363	-1,467	0,346	-2,617
	Број обртаја вратила венца 1 [min ⁻¹]	1750	35,71	2500	50
	Број обртаја вратила венца 2 [min ⁻¹]	0	0	750	15
	Број обртаја ексцентар вратила [min ⁻¹]	36750	750	37500	750
	Основни степен искоришћења [%]	99,36%	96,88%	99,59%	97,81%
	Губици снаге [W]	158,4	207,9	100,9	163,2
	Осетљивост	50	-50	49	-49
Укупни преносни однос	-1/49	-49	1/50	50	
Укупни степен искоришћења	25,67%	25,18%	38,25%	30,44%	

Дакле, може се констатовати да је осетљивост слога мера губитака снаге у слогу, када се посматрају сложени циклопреносници.

Преносник са поделом снаге 12(SS) (Табела 8.5), има боље резултате и мање губитке снаге у режимима редукције (токови снаге СА, СВ). Међутим, укупни преносни однос, у редукцији или мултипликацији, је мањи него што је преносни однос појединих слогова, што такође вреди и за варијанту 11(2S). Овој варијанти је по карактеристикама слична варијанта 11(2S), у којој се јавља циркулација снаге.

У варијантама 1S(22) и 2S(11), које задовољавају однос (8.1), могуће је остварити веома велике преносне односе, како у редукцијским, тако и у мултипликацијским режимима. Проблем код ових варијанти представљају веома велики обртни моменти (при редукцији) и велики бројеви обртаја вратила (при мултипликацији). Осим тога, може се приметити да један од структурних слогова, трпи много већа оптерећења од другог, али и да су бројеви обртаја код једног слога значајно већи него код другог.

Варијанта 22(SS) припада групи варијанти код којих може доћи до блокаде преносника, ако су преносни односи слогова исти. Оптерећење слогова је доста уједначено, а мањи губици се остварују у мултипликаторским режимима (АС и ВС).

9. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА

Како би се извршила верификација математичког модела, представљене методологије и тачности израђених програма, неопходно је урадити експерименталну анализу и проверу на различитим варијантама простог и двостепеног циклопреносника, са поделом и циркулацијом снаге. У ту сврху, израђени су прости циклопреносници (Слика 9.1), и то:

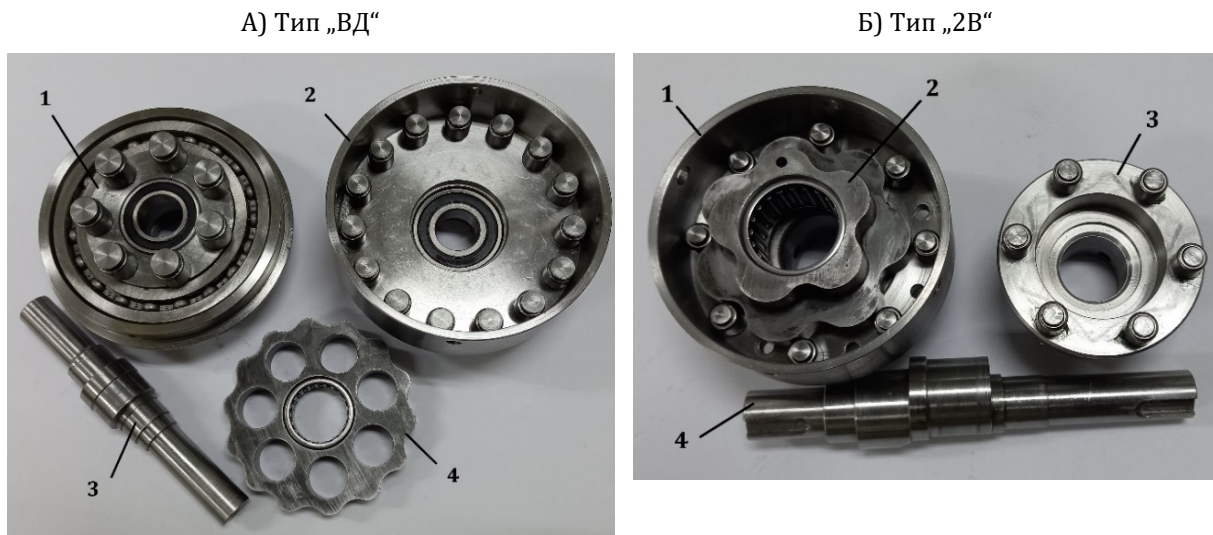
- тип „ВД“ са основним преносним односом $i_o = 14/15$,
- тип „2В“ са основним преносним односом $i_o = 20/21$.



Слика 9.1. Прости циклопреносници коришћени у експерименту

На Слици 9.2.а, приказан је растављени склоп циклопреносника „ВД“, кога чине основни елементи: 1 - диск, 2 - венца, 3 - ексцентар вратило и 4 - циклозупчаник. Код овог модела коришћен је само један циклозупчаник, док се код стандардних циклоредуктора користе углавном два циклозупчаника. Међутим, пошто циљ рада не захтева динамичку анализа преносника, сматра се да је довољан само један циклозупчаник, за проверу степена искоришћења циклопреносника. Растављени склоп циклопреносника „2В“ је приказан на Слици 9.2.б, а састоји се од: 1 - венца 1, 2 - степенастог циклозупчаника, 3 - венца 2 и 4 - ексцентар вратила.

Оба циклопреносника и сви остали делови су израђени у лабораторији за производне технологије на Машинском факултету у Бањој Луци, при чему је за израду циклозупчаника коришћен обрадни центар Emco Mill 450 (Слика 9.3.а). Настојало се да преносници буду што једноставније израђени, уз минималан број саставних делова.



Слика 9.2. Растављени склопови простих циклопреносника

За материјал циклозупчаника и вратила, коришћен је челик $\check{C}.1530$ (C45), који је додатно побољшан на тврдоћу од 40 HRC. Због већих димензија и могућности уградње, коришћени су котрљајни лежајеви, уместо клизних лежајева, како би се добио што већи степен искоришћења. За подмазивање је коришћена литијум-комплекс маст NLGI класе 2 (стандард DIN 51502, KP2PN-20) кинематичког вискозитета $\nu_k = 200$ [mm²/s].

Циклозупчаници су израђени са корекцијом профила од $\delta_{rz} = 0,05$ [mm], чиме је обезбеђен неопходан зазор приликом спрезања. Контрола геометрије је извршена помоћу мерне руке „Nikon MCAx20“ и скенера „3D Nikon MMDx100“ (Слика 9.3.б). Коришћена је метода „CAD to part“, која дигитализује стварну геометрију израђеног дела и пореди је са CAD моделом [99].



А) Emco Mill 450



Б) Nikon MCAx20 и MMDx100

Слика 9.3. Израда и контрола облика циклозупчаника

На Слици 9.4.а, могу се уочити различите вредности одступања стварног профила од CAD модела. Приметно је највеће одступање у конкавној зони. Осим тога, посебно су прикупљени подаци за одступање једне половине зупца (Слика 9.4.б) и ови подаци су унесени у програм „Ciklo1“, како би се унапредио нумерички прорачун. У програму је измењена вредност корекције профила на зупцу, која се добија као:

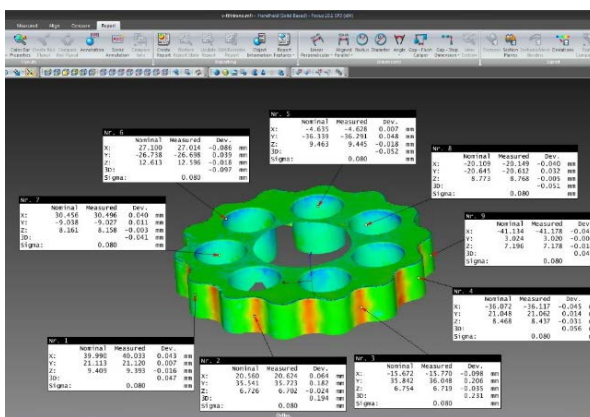
$$\delta_{rZ} = \delta_C - \delta_M, \quad (9.1)$$

где је:

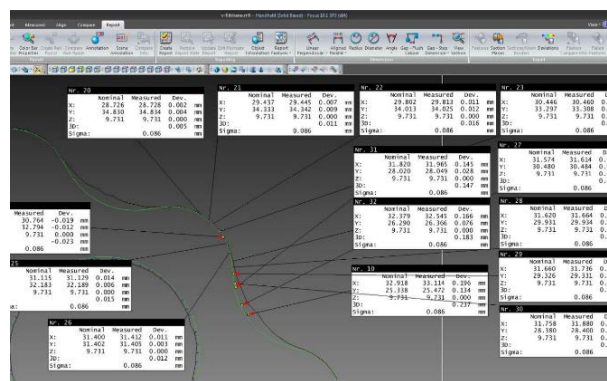
δ_C – одступање теоријског од CAD профила,

δ_M – одступање CAD профила од стварног профила.

А) Графички приказ одступања



Б) Одступање једне половине зупца



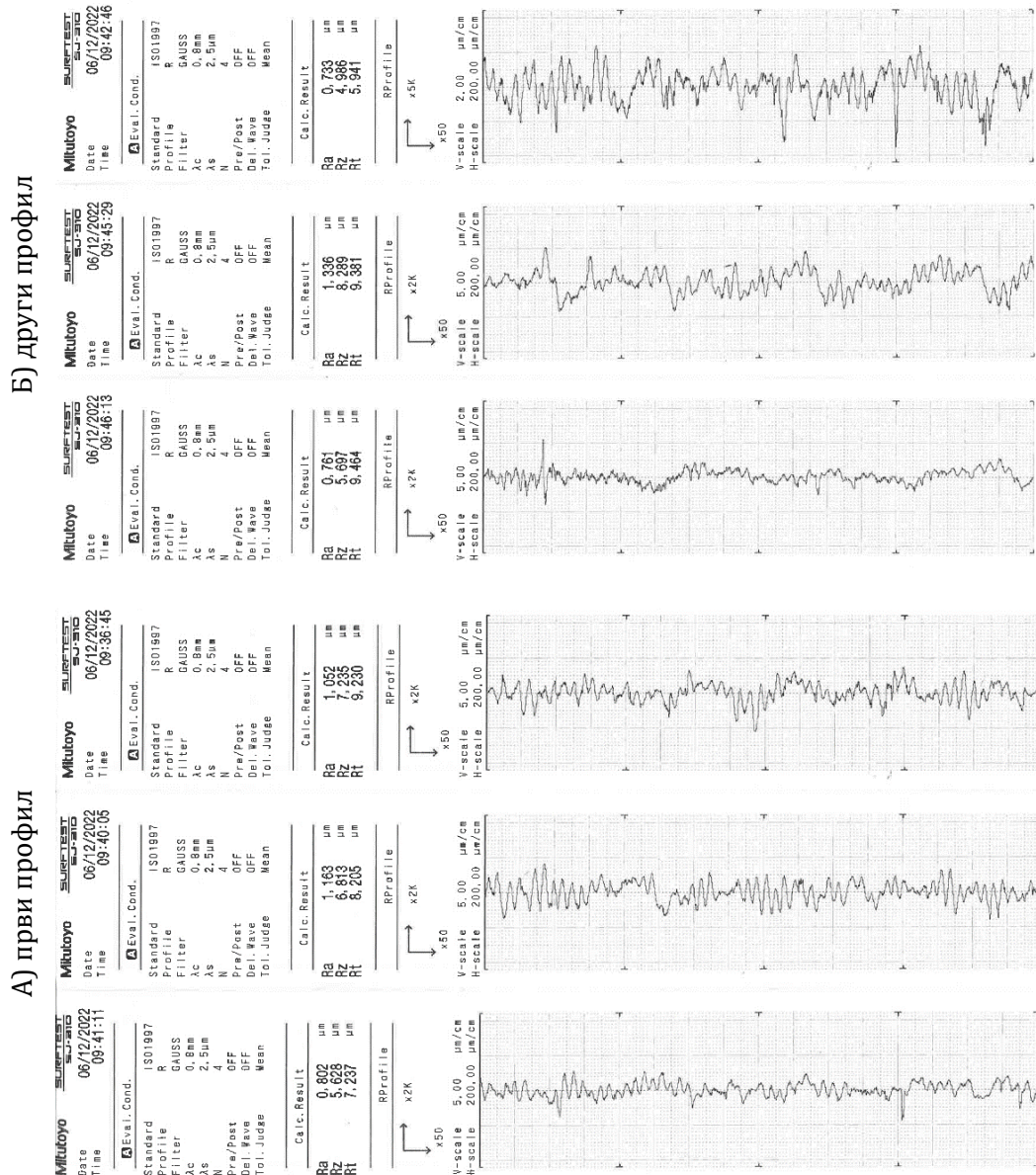
Слика 9.4. Одступање израђеног циклозупчаника од CAD модела

Квалитет завршне обраде је измерен помоћу мерача храпавости Mitutoyo surfptest SJ-310 (Слика 9.5), који је избадарен пре мерења.



Слика 9.5. Мерач храпавости Mitutoyo surfptest SJ-310

Пошто стање храпавости контактних површина има значајан утицај на степен искоришћења, ради тачности података извршена су три мерења на профилу сваког циклозупчаника. Код степенастог циклозупчаника, на профилу првог степена је добијена средња вредност површинске храпавости од 1,006 [μm], док је на другом профилу добијена средња вредност површинске храпавости од 0,943 [μm] (Слика 9.6).



Слика 9.6. Измерене вредности храпавости за степенести циклозупчаник

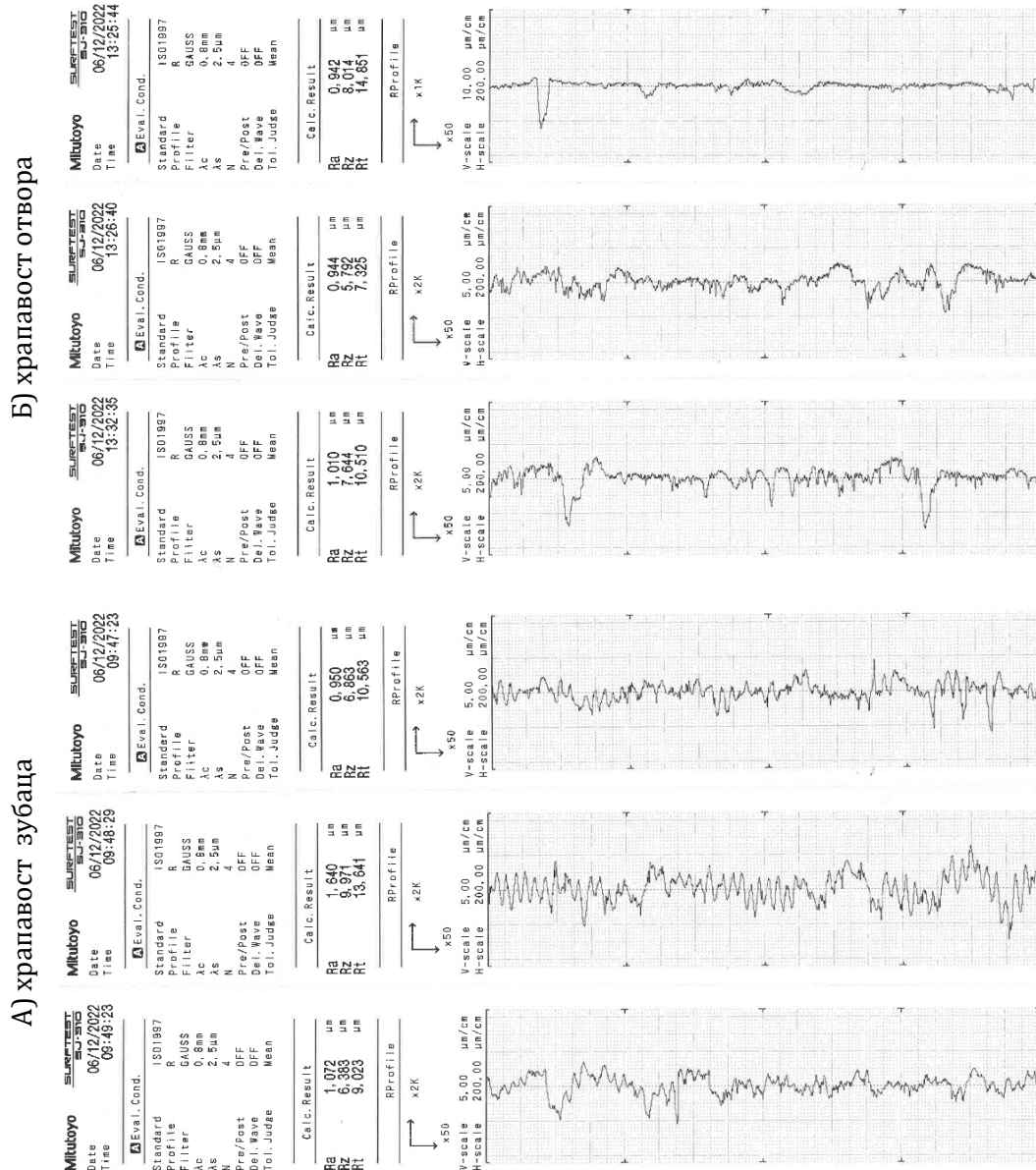
Код класичног циклозупчаника, на профилу зубаца, измерена је средња вредност површинске храпавости од 1,221 [μm], док је у отворима циклозупчаника добијена средња вредност површинске храпавости од 0,953 [μm] (Слика 9.7).

Такође је измерена средња вредност површинске храпавости спољашњих прстенова игличастих лежајева која износи 0,763 [μm], што одговара распону храпавости од 0,4 [μm] до 0,8 [μm], која је дата од стране произвођача лежајева

[73]. У прорачуну ће се користити резултујућа средња вредност површинске храпавости лежаја и профила циклозупчаника, као:

$$R_a = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} ,$$

где је: R_{a1} , R_{a2} – средња вредност површинске храпавости појединих површина у контакту.



Слика 9.7. Измерене вредности храпавости за класични циклозупчаник

У циљу изведбе експеримента, конструисан је и израђен испитни сто, који се налази у Лабораторији за мјерну технику, на Машинском факултету у Бањој Луци (Слика 9.8). Испитни сто омогућава мерење бројева обртаја и обртних момената на вратилима преносника и састоји се од: 1– регулатора фреквенције, 2– електромотора номиналне снаге $P=250$ [W] и броја обртаја $n=2800$ [s⁻¹], 3– оптичког сензора броја обртаја HuSense RS110, 4– давача обртног момента НВМ Т22/20, 5– циклопреносника, 6– давача обртног момента и броја обртаја НВМ Т30FN, 6– механичке кочнице са филцом.

- Испитивани преносник се припрема, тако што се сви покретни делови премажу са машћу NLGI-2, провере спојеви и изврши монтажа;
- Преносник се поставља у предвиђене ослонце на испитном столу и преко еластичних спојница веже за даваче, који су на улазном и излазном вратилу;
- Преко регулатора фреквенције, подеси се снага електромотора, а затим се кочницом врши оптерећење излазног вратила, све док се не постигне стабилан рад и равномерно оптерећење;
- При стабилном раду, врши се аквизиција података, све док се не добије 500 узроковања, при чему је фреквенција узроковања 10 [Hz], за све сензоре;
- При одређеној вредности фреквенције на регулатору, долази до промене вредност улазног обртног момента и броја обртаја, са променом оптерећења оствареним преко кочнице. За сваку изабрану фреквенцију на регулатору (укупно 13), уз постизање стабилног рада, врши се 5 независних мерења, за различите средње вредности излазног и улазног обртног момента, како би се добили што веродостојнији резултати.

9.1. Анализа резултата мерења простих циклопреносника и поређење са теоријским моделима

Како би се извршило поређење математичког модела са физичким моделима простих циклопреносника (Слика 9.1), неопходно је унети све познате величине у програм „Сикло1”. Ови подаци приказани су у Табели 9.1.

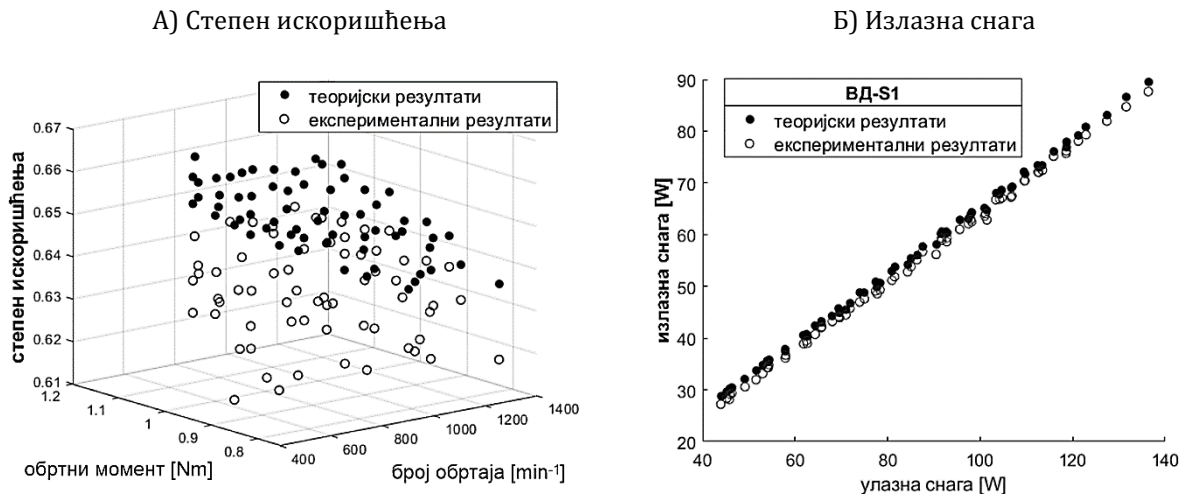
Испитани су само режими рада при редукцији, односно уз заустављено вратило 1 или 2, при чему је улазно ексцентар вратило S . Ако би се смањио број обртаја мотора и извршило мерење у неком мултипликаторском режиму, тада би вредност излазног обртног момента била веома мала и немерљива помоћу давача.

Табела 9.1. Познате величине израђених простих циклопреносника

Симбол	Подаци	Тип „ВД“	Тип „2В“
e	Ексцентрицитет [mm]	2	3
λ_1	Коефицијент трохоиде венца 1	1,6	1,44
λ_2	Коефицијент трохоиде венца 2		1,46
d_{v1}	Пречник ваљчића на венцу 1 [mm]	12	9
d_{v2}	Пречник ваљчића на диску / венцу 2 [mm]	14	9
z_1	Број ваљчића венца 1	15	6
z_2	Број ваљчића венца 2		8
k	Број ваљчића диска	7	
δ_{rz}	Величина корекције профила [mm]	0,1	0,1
b_1	Ширина ваљчића на венца 1 [mm]	12	11
b_2	Ширина ваљчића на диску / венцу 2 [mm]	12	11

d_{m2}	Подеони пречник ваљчића диска [mm]	56	
D_p	Пречник лежаја циклозупчаника [mm]	32	32
ν_k	Кинематички вискозитет масти [mm ² /s]	200	200
R_{a1}	Површинска храпавост на зупцима циклозупчаника	1,263	1,213
R_{a2}	Површинска храпавост у отворима / циклозупчанику 2	1,439	1,221

На Слици 9.10, приказани су резултати теоријске и експерименталне анализе за тип „ВД“ у режиму рада „S1“, односно када је улазно вратило носача S , а излазно вратило 1 , уз заустављено вратило 2 . Леви графикон приказује резултате степена искоришћења у зависности од улазног обртног момента и броја обртаја, док је на десној страни приказан однос улазне и излазне снаге.



Слика 9.10. Теоријски и експериментални резултати за тип „ВД“ у режиму „S1“

У експерименталним испитивањима, степен искоришћења варира од 61,50% до 64,85%, док је просечан вредност 63,49%. Код теоријских резултата, степен искоришћења се креће од 63,75% до 66,12%, док је просечна вредност 65,25%. Претпоставка је да разлика између теоријских и експерименталних резултата, за излазну снагу, последица губитака који нису сагледани у теоријској анализи, нпр. губици у ослонцима, лежајевима унутар преносника, спојницама итд. Због тога, ови губици ће се рачунати кроз фактор додатних губитака снаге, као [100]:

$$\zeta_d = \frac{P_t - P_e}{P_{ul(e)}} [\%], \quad (9.2)$$

где је: P_t – теоријски резултат излазне снаге,

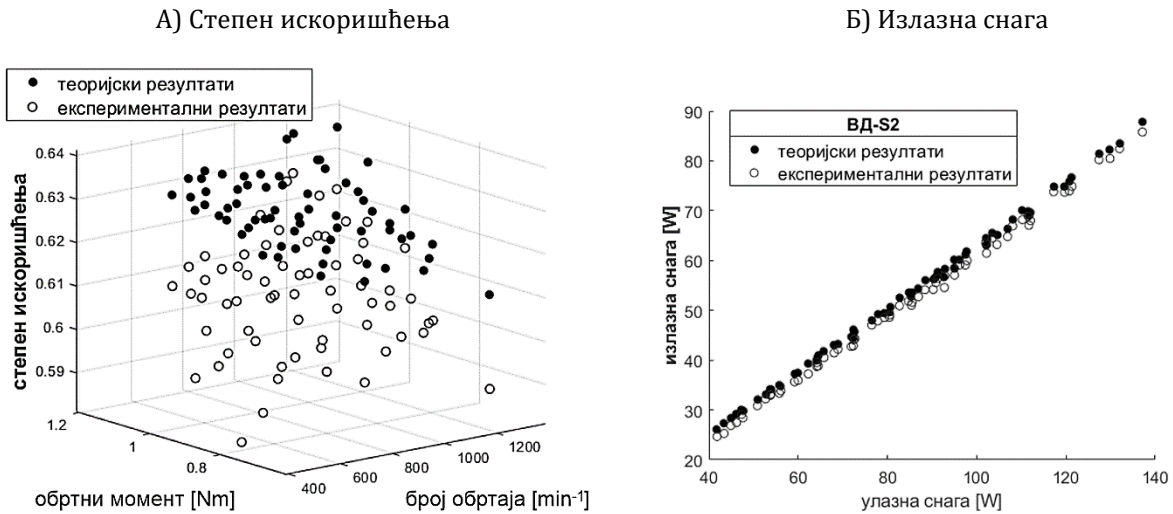
P_e – експериментални резултат излазне снаге,

$P_{ul(e)}$ – експериментално измерена улазна снага.

За анализу, узимаће се просечна (средња) вредност фактора додатних губитака, која за тип „ВД“ у режиму рада „S1“ износи 1,76%.

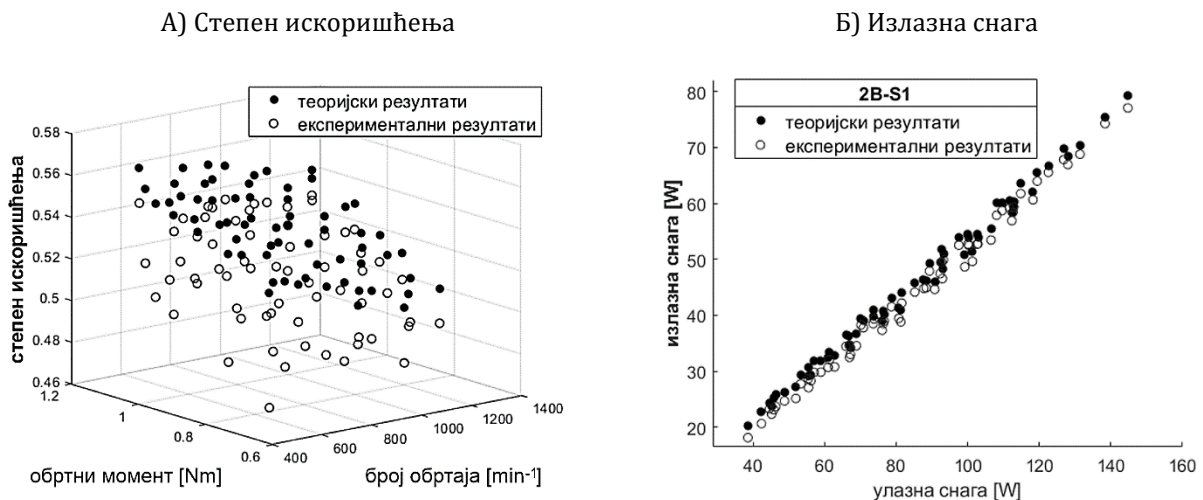
На Слици 9.11, приказани су резултати теоријске и експерименталне анализе за тип „ВД“ у режиму рада „S2“. Степен искоришћења се мења, за

експериментална испитивања, од 58,21% до 63%, док је просечна вредност 60,9%. Код теоријских резултата, степен искоришћења се креће од 61% до 63,99%, док је просечна вредност 62,82%. Средња вредности фактора додатних губитака износи 1,92%.



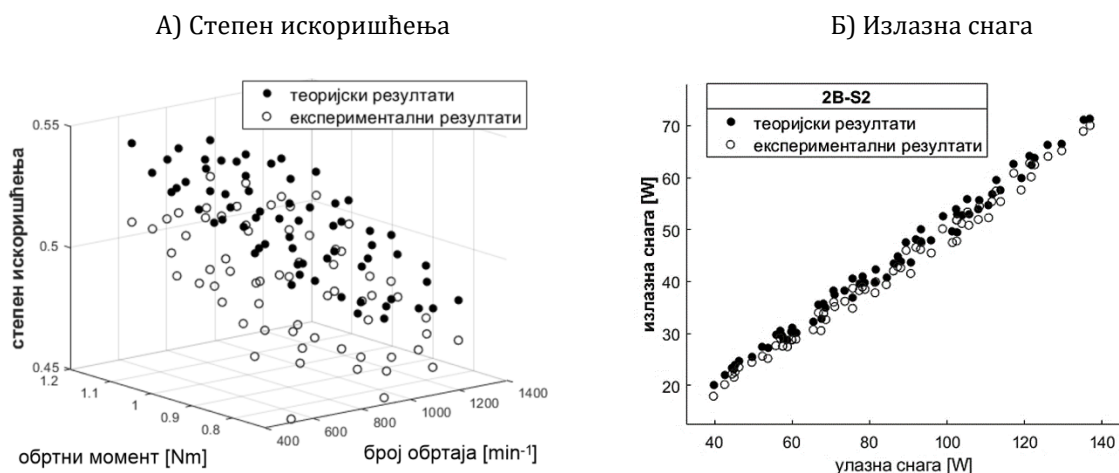
Слика 9.11. Теоријски и експериментални резултати за тип „ВД“ у режиму „S2“

На Слици 9.12, приказани су резултати теоријске и експерименталне анализе за тип „2В“ у режиму рада „S1“. Промена степена искоришћења, за експериментална испитивања, мења се од 49,99% до 54,53%, а просечна вредност је 51,36%. При теоријској анализи, степен искоришћења варира од 50,41% до 63,99%, док је просечна вредност 53,61%. Средња вредност фактора додатних губитака износи 2,25%.



Слика 9.12. Теоријски и експериментални резултати за тип „2В“ у режиму „S1“

На Слици 9.13, приказани су резултати теоријске и експерименталне анализе за тип „ВД“ у режиму рада „S2“. Степен искоришћења се мења, за експериментална испитивања, од 45,09% до 51,95%, док је просечна вредност 49,02%. Код теоријских резултата, степен искоришћења се креће од 48,27% до 54,17%, уз просек од 51,34%. Средња вредност фактора додатних губитака износи 2,32%.



Слика 9.13. Теоријски и експериментални резултати за тип „2В“ у режиму „S2“

Већ је раније приказано, на дијаграмима (слике 2.5-2.8) и у претходним теоријским анализама, да режим рада „S2“ има мањи степен искоришћења од режима „S1“, као и да са повећањем преносног односа опада степен искоришћења. Због тога, највећи степен искоришћења је постигнут са простим цикло-преносником тип „ВД“ у радном режиму „S1“, док најлошији резултат има тип „2В“ у режиму „S2“. У теоријској, али и у експерименталној анализи је примећено, да повећање обртног момента позитивно утиче на степен искоришћења.

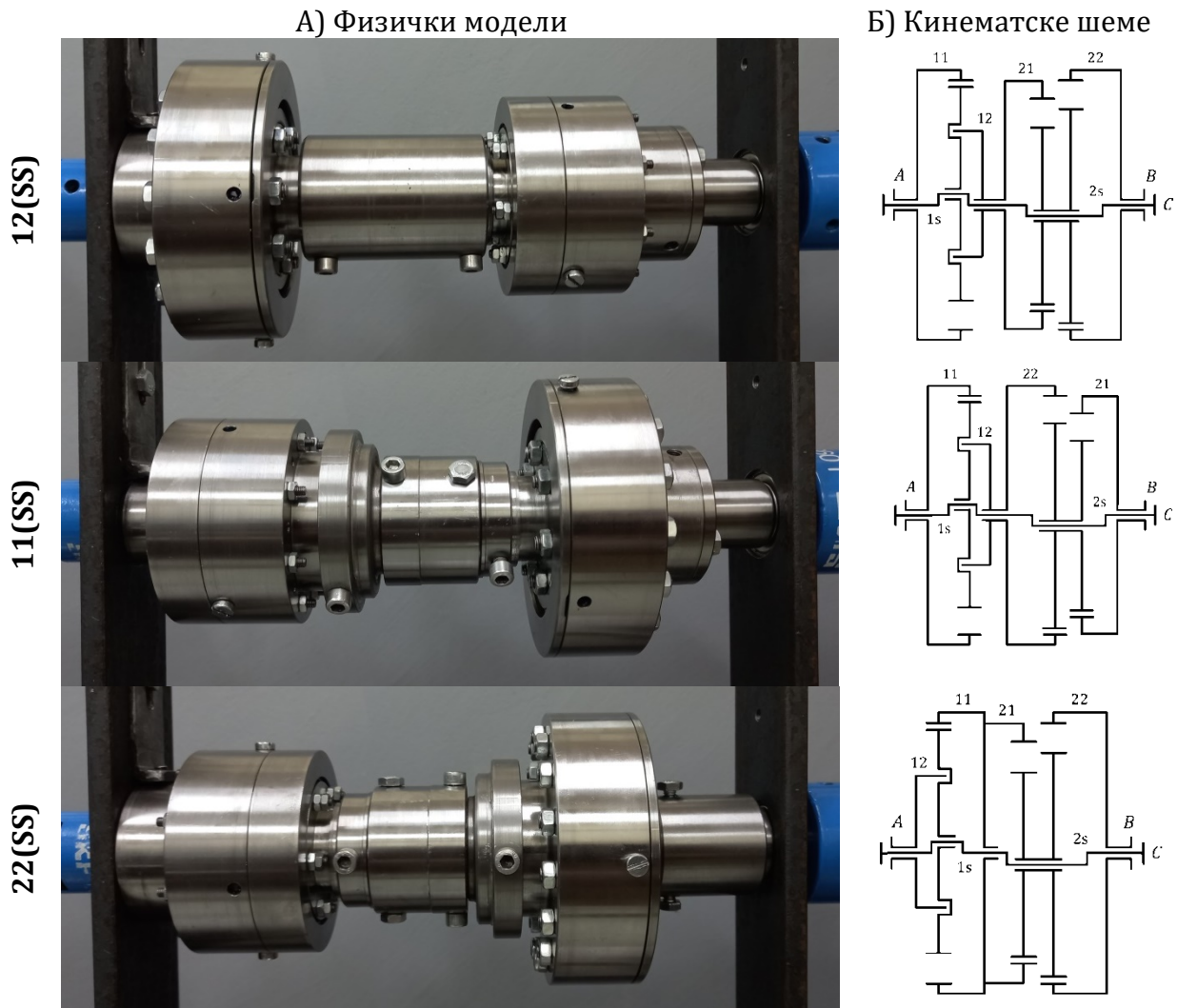
9.2. Анализа резултата мерења сложених циклопреносника и поређење са теоријским моделима

У циљу анализе сложених циклопреносника, употребљени су прости цикло-преносници, приказани на Слици 9.1. Због тога се приликом конструисања водило рачуна о могућностима спајања ових структурних слојева. Због тога ће се ова анализа фокусирати само на прости двостепенени циклопреносници, који се могу изградити спајањем приказаних једноступених циклопреносника.

За формирање простог двоступеног циклопреносника (Слика 6.3.а) неопходно је спојити по два вратила сваког структурног слоја, уз услов да је једно спољашње, а друго унутрашње спојно вратило. У ту сврху, израђене су специјалне спојнице, које су омогућиле да се међусобно споје ексцентар вратила, као и вратила 1 и 2, наизменично. Тако су формиране 3 варијанте (Слика 9.14):

- варијанта 12(SS) са поделом снаге,
- варијанте 11(SS) и 22(SS) са циркулацијом снаге.

У све три варијанте, коришћени су спољашњи токови снаге од вратила C, према вратилима A и B, респективно.

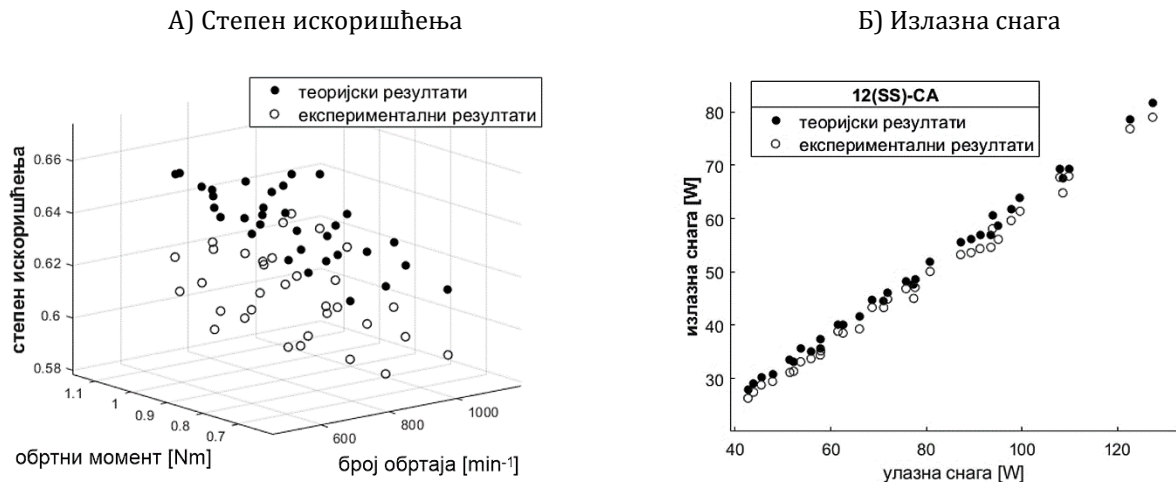


Слика 9.14. Испитиване варијанте двостепеног циклопреносника

Теоријска анализа је проведена у програму „Ciklo2“, а неопходни и меродавни параметри су дати у Табели 9.1. За експерименталну анализу, извршено је укупно 11 промена фреквенције на регулатору. За сваку промену фреквенције, урађена су 3 мерења са 500 узорковања по мерењу. Дакле, за сваку варијанту и одговарајући ток спољашње снаге, извршено је укупно 33 мерења. При сваком мерењу, водило се рачуна да дође до одређене промене обртног момента и броја обртаја, односно да се повећа оптерећење у односу на претходно мерење, при истој фреквенцији. Ово је омогућено финим подешавањем силе кочења. Просечна вредност измерених величина од 500 узорковања је упоређена са теоријским резултатима. Усвојено је да је леви или први слог тип „ВД“, док је други слог тип „2В“.

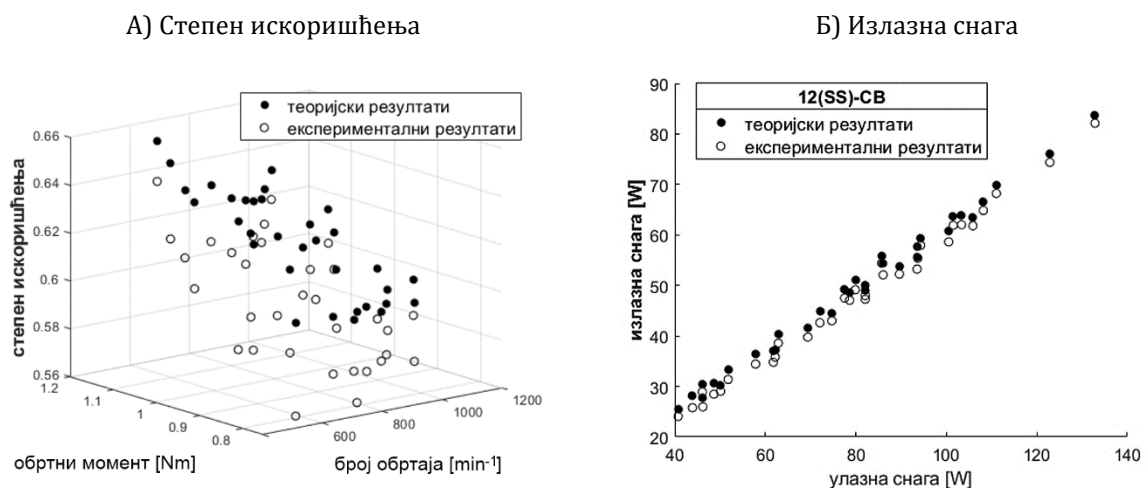
На Слици 9.15, се може видети разлика за експериментално добијене и теоријски прорачунате степене искоришћења, као и однос излазне у улазне снаге, за варијанту 12(SS)-CA. Раније је наведено да словне ознаке поред варијанте означавају спољашњи ток снаге, тако да прво слово означава улазно вратило, а друго слово излазно вратило, док је треће вратило заустављено. Преносни однос између улазног и излазног вратила је $i_{CA} = 9$. Експериментални резултати степена искоришћења варирају од 58,2% до 63,35%, уз просечну вредност 61,13%. Резултати теоријског прорачуна су од 60,92% до 66,54%, са просечном вредношћу

од 63,77%. Средња вредност фактора додатних губитака је већа него код једностепених циклопреносника и износи 2,64%.



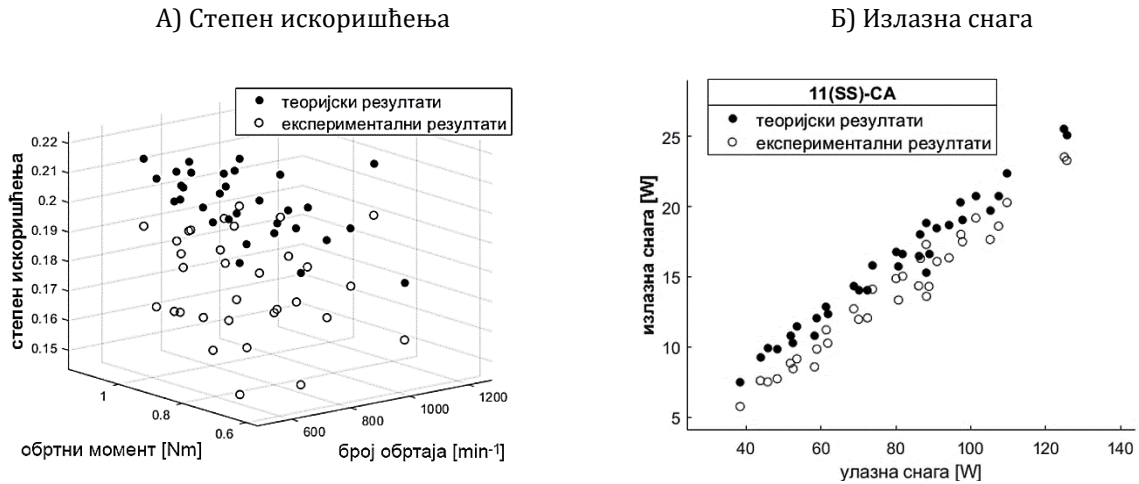
Слика 9.15. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 12(SS)-CA

Резултати варијанте 12(SS)-CB приказани су на Слици 9.16. Преносни однос за овај ток снаге износи $i_{CB} = 8$. Експериментално добијене вредности степена искоришћења се крећу од 56,2% до 63,49%, уз просек од 59,48%. Теоријски резултати варирају од 59,4% до 65,91%, са просеком од 62%. Средња вредност фактора додатних губитака износи 2,52%.



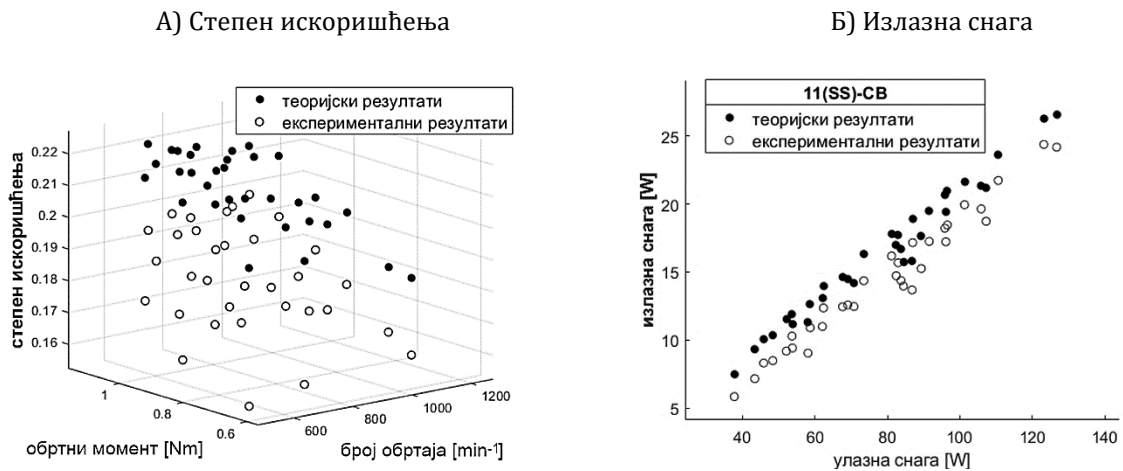
Слика 9.16. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 12(SS)-CB

На Слици 9.17, приказани су резултати анализе за прву варијанту циклопреносника са циркулацијом снаге 11(SS)-CA, код које је преносни однос $i_{CA} = 50$. Због великог преносног односа и појаве циркулирајуће снаге, овај преносник има доста низак степен искоришћења. Експериментално добијени резултати се крећу од 14,7% до 19,63%, са просечном вредношћу од 17,36%. Резултати теоријског прорачуна степена искоришћења су у распону од 17,36% до 21,57%, уз просек од 20,1%. Утицај фактора додатних губитака је релативно велик, због мале вредности излазне снаге, и у овом случају његова средња вредност износи 2,74%.



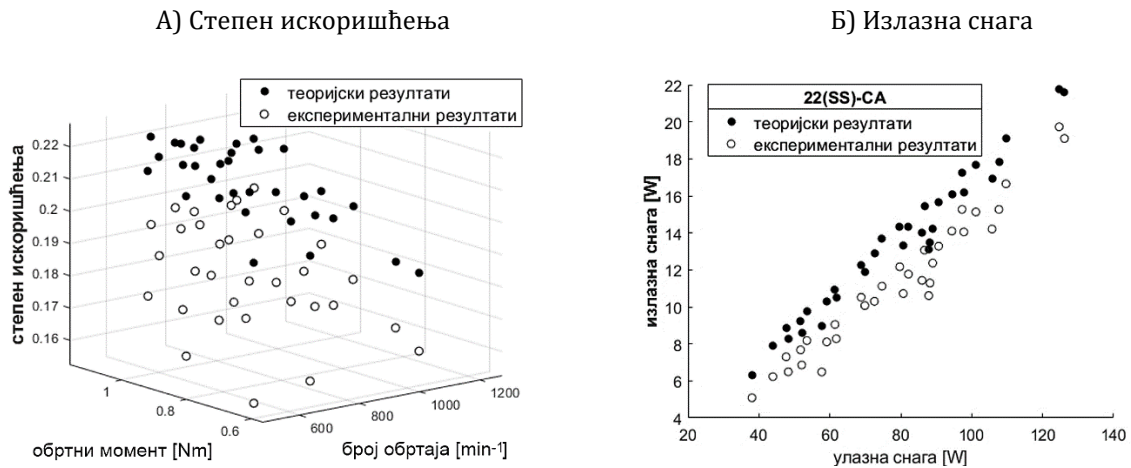
Слика 9.17. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 11(SS)-CA

Резултати претходне варијанте, али са излазним вратилом B , односно 11(SS)-CB, приказани су на Слици 9.18. Средња вредност фактора додатних губитака је нешто већа него у претходном случају и износи 2,81%. Степен искоришћења при експерименталном мерењу варира од 15,44% до 19,94%, са просечном вредношћу од 18,16%. Теоријски резултати се крећу од 18,17% до 22,44%, уз просек од 20,97%. Преносни однос за ову варијанту и ток снаге износи $i_{CB} = 49$.



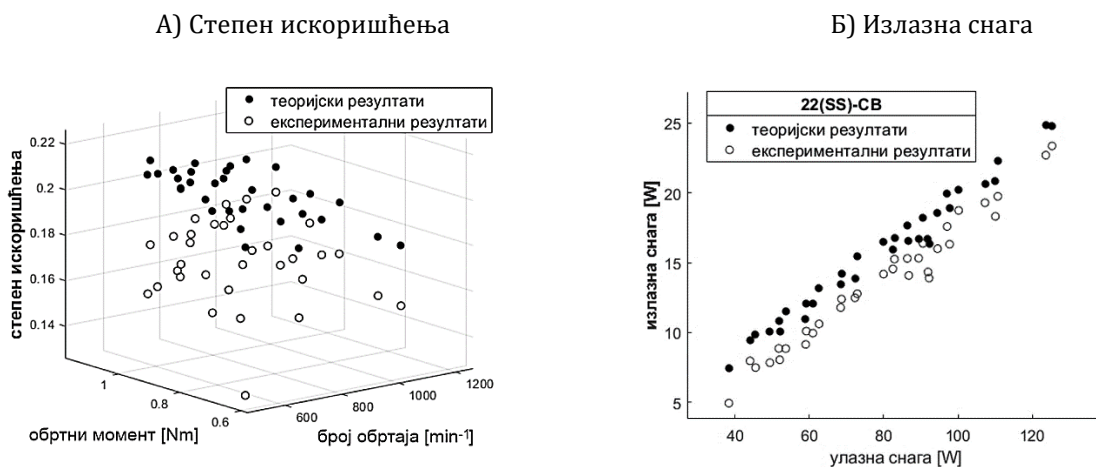
Слика 9.18. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 11(SS)-CB

На Слици 9.19, су приказани резултати варијанте 22(SS)-CA, у којој се такође јавља циркулација снаге. Резултати експериментално измерених вредности степена искоришћења су веома мале и крећу се од 11,24% до 15,83%, при чему просечна вредност износи 14,24%. Добијени теоријски резултати варирају од 14,88% до 18,62%, са просеком 17,11%. Преносни однос је $i_{CA} = 49$, а средња вредност фактора додатних губитака износи 2,87%.



Слика 9.19. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 22(SS)-CA

Уколико је вратило B излазно, тада за варијанту 22(SS)-CB (Слика 9.20), преносни однос износи $i_{CB} = 50$. Степен искоришћења, при експерименталном мерењу, у просеку износи 17,02%, са најмањом вредношћу од 12,86% и највећом од 18,71%. Теоријски резултати се крећу од 17,70% до 21,67%, уз просечну вредност 19,97%. Средња вредност фактора додатних губитака износи 2,95%.



Слика 9.20. Теоријски и експериментални резултати за варијанту 22(SS)-CB

10. ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Овај рад се првенствено бави дефинисањем методологије, која омогућава поуздано одређивање радних карактеристика (преносних односа, обртних момената и угаоних брзина вратила), сила, контактних притисака, губитака и степена искоришћења простих и сложених циклопреносника. Због великих преносних односа (у једном степену преноса) и могуће широке практичне примене, анализа сложених циклопреносника базирала се највише на двостепеним циклопреносницима са два спојна вратила, од којих је једно спољашње.

На почетку рада, објашњена је аналогија са класичним планетарним преносницима и начин формирања једноступеног циклопреносника. Приказана су два типа или варијанте једноступеног циклопреносника, од којих је прва класична варијанта, која се најчешће користи код савремених циклоредуктора. Ради једноставније анализе, ова варијанта је названа „ВД“. Друга варијанта је један потпуно нови концепт, који до сада није разматран у домену изучавања циклопреносника, а користи тзв. „степенасте циклозупчанике“. Овај тип преносника назван је „2В“. Због јасније терминолошке разлике, дефинисан је појам *структурни слаг*, код сложених циклопреносника, који се односи на саставне једноступене циклопреноснике, у склопу сложеног циклопреносника.

За оба типа једноступеног циклопреносника, изведени су изрази за преносне односе, уколико је заустављено једно од вратила (тзв. ограничени прости циклопреносници). Усвојено је да број ваљчића на венцу буде за 1 већи него број зубаца циклозупчаника, пошто се овај однос најчешће користи у пракси. Објашњена је разлика између релативне или снаге котрљања и апсолутне или преносне снаге. Дефинисан је коефицијент трансформације обртних момената или енергетски преносни однос, као важна карактеристика код одређивања степена искоришћења циклопреносника.

Постављени су изрази за односе обртних момената на вратилима, без губитака и са губицима, унутар једноступеног циклопреносника. Анализом је показано да вратило венца, за тип „ВД“ и вратило венца 1 (венца са мањим бројем ваљчића) за тип „2В“, представљају збирна вратила. Објашњени су и услови при којима може наступити блокада циклопреносника. Приказан је начин одређивања тока релативне снаге, што је омогућило формирање израза за одређивање степена искоришћења у свим режимима рада.

Дефинисани су изрази који одређују геометријске карактеристике и величине елемената простог циклопреносника. Дата су ограничења и услови који су неопходни при конструисању циклопреносника. Изведени су изрази који одређују интензитет релативних брзина у тачки додира спрегнутих профила, као и интензитет брзине клизања и збирне брзине котрљања. Приказане су промене и међусобни однос брзине клизања, збирне брзине котрљања и угла захвата, при чему су уочене две фазе у току спрезања, које су разграничене достизањем максималног угла захвата. Прва фаза је много повољнија, због мање брзине клизања између зубаца, веће брзине котрљања и постојања конвексно-конкавног додира. Другу фазу карактерише веома мала брзина котрљања, знатно већа брзина клизања, што доводи до повећаног трења и хабања циклозупчаника и ваљчића. Међутим, у раду је дат предлог да се на осовинице венаца поставе

игличасти лежајеви, који би значајно елиминисали губитке који би се јавили због велике брзине клизања, у другој фази. Дефинисани су обртни моменти и сила које делују на елементе простог циклопреносника и изведени изрази за одређивање интензитета сила, на основу познавања вредности обртних момената.

Основни степен искоришћења простог циклопреносника представља меру губитака снаге при заустављеном носачу (ексцентар вратилу), и тада се преноси само релативна снага. На величину основног степена искоришћења, осим геометријских величина, угаоних брзина и обртних момената, утичу и многи други фактори. Један од веома битних је коефицијент трења, који може да мења своју величину у зависности од режима подмазивања. Приказани су различити емпиријски обрасци за рачунање тренутног коефицијента трења, који су прилагођени за одговарајуће режиме подмазивања и који су коришћени приликом прорачуна губитака циклопреносника.

Дефинисана су места унутар циклопреносника, где се јављају губици услед трења, с тим да су раздвојени губици трења котрљања и трења клизања. Представљен је модел који одређује губитке услед постојања релативне снаге, како за ограничене, тако и за диференцијалне једностепене циклопреноснике. Модел обухвата аналитичке изразе, који имплементирају све величине који директно утичу на губитке и основни степен искоришћења. При разматрању ових губитака, сматра се да је ексцентар вратило заустављено и да кроз преносник тече само релативна снаге, јер је она главни узрочник губитака услед трења унутар преносника. Коришћење игличастих лежајева, као ваљчића на венцима и диску, значајно смањује губитке. У овом раду, за губитке у котрљајним лежајевима, користио се модел који је развијен је од стране SKF-а, при чему су у обзир узети само губици који зависе од оптерећења.

Ради добијања што тачнијег модела, сагледан је утицај зазора и деформација на величину и промену контактних сила. Због постојања зазора између ваљчића и циклозупчаника, спрезање се дешава у зони која је веома неповољна са становишта контактних сила, као и режима подмазивања. Утицај повећања величине зазора на величину контактних сила, је мањи код типа „2В“, него код типа „ВД“. Међутим, анализа на конкретним примерима је показала да повећање зазора нема значајан утицај на губитке и степен искоришћења.

Израђен је алгоритам за процену вредности степена искоришћења, који се базира на изразима за одређивање геометријских, кинематичких, статичких и триболошких величина, при чему су укључени утицаји директних и индиректних параметара. Алгоритам садржи и модел за дефинисање губитака услед постојања релативне снаге у циклопреноснику. На основу алгоритма, урађен је програм „Ciklo1“, у програмском пакету Matlab. У оквиру програма, могуће је мењати вредности геометријских, кинематичких и осталих улазних параметара. Осим тога, програм аутоматски врши предлог две варијанте типа „2В“, код којих је преносни однос приближан типу „ВД“. На тај начин се може извршити поређење ова два типа циклопреносника, за исти преносни однос, добити прегледани резултати и основне радне карактеристике. За оба типа циклопреносника, анализиран је карактер промене сила, губитака и степена искоришћења, при промени преносног односа. Уочене су много боље карактеристике, ако циклопреносници користе игличасте лежајеве као ваљчиће на венцима. На конкретним примерима, за два типа ограниченог цикло-преносника са истим преносим односом, анализиран је утицај величине ексцентрицитета, величине

лежаја циклозупчаника, величине ваљчића, профила зупца, улазног броја обртаја, улазне снаге, средње површинске храпавости и корекције профила на основни степен искоришћења. Извршен је упоредни приказ радних карактеристика, за конкретне улазне параметре, како би се приказала могућност програма у којем је имплементиран алгоритам и математички модел за одређивање губитака.

Сложени циклопреносници састоје се из ограничених, али и диференцијалних структурних слогова (простих циклопреносника). Анализиран је диференцијални једностепени циклопреносник и приказани су изрази за одређивање преносних односа и, ради лакше анализе, уведена је нова величина, тзв. *релативни преносни однос*, која представља однос између преносних односа ограниченог и диференцијалног простог цикло-преносника. Приказани су могући спољашњи токови снаге кроз диференцијални циклопреносник и дефинисани домени диференцијалних преносних односа за сваки ток снаге. Извршена је анализа тока релативне снаге за одговарајући ток спољашње снаге, што је резултирало проналажењем израза за степене искоришћења диференцијалног циклопреносника. Представљени су могући режими тока унутрашње снаге и зависност ових токова од положаја збирног вратила и вратила укупне снаге. Приказано је да између вратила Z и S не постоји директан ток снаге. Уочено је постојање тзв. „бескорисне снаге“, која представља мању парцијалну снагу (преносну или релативну), која је усмерена супротно од ефективне снаге. Уколико у преноснику постоји бескорисна преносна или релативна снага, она се мора компензовати једнаком количином веће парцијалне снаге, како би се пренела ефективна снага. У овим режимима, релативна снага је мања од улазне снаге, само када је збирно вратило уједно и вратило укупне снаге.

Достизање великих преносних односа, код једностепених циклопреносника, захтева израду веома малих и прецизно израђених осовиница, лежајева и ваљчића, што знатно поскупљује израду. Осим тога, постојање великих сила и напони на осовиницама и ваљчићима, захтева коришћење материјала велике чврстоће. Са практичног становишта, двостепени циклопреносници би могли отклонити ове недостатке, уз постизање једнаких или већих преносних односа. Због тога, анализа сложених циклопреносника, у овом раду, највише се базира на двостепеним циклопреносницима. Како би се олакшала анализа структуре сложених циклопреносника, коришћен је Волфов симбол. Дефинисане су структуре двостепених циклопреносника и начин означавања структурних слогова и вратила. Приказана је сличност између једностепеног и простог двостепеног циклопреносника, који се добија када је једно спојно вратило унутрашње, а друго спољашње. Због једноставности приказа одговарајућег начина спајања простог двостепеног циклопреносника, коришћени су модификовани Волфови симболи. Како би се олакшала анализа и уочиле изоморфне структуре, осмишљен је одговарајући систем означавања структура простих двостепених циклопреносника и приказана 21 различита варијанта. Детаљно су сагледани могући токови снаге кроз ограничени двостепени циклопреносник и објашњен је услов појаве поделе и циркулације унутрашње снаге. Издвојено је укупно 8 шема где долази до поделе снаге, и то: 12(21), 12(2S), 1S(21), 1S(22), 12(S1), 12(SS), 1S(S1) и 1S(S2), док се код осталих (укупно 13 шема) јавља циркулација снаге.

Дефинисана је методологија за одређивање радних карактеристика, губитака и унутрашњих токова снаге сложених циклопреносника. Приказани су и

објашњени матрични начини уноса и поступак записа система кинематичких и статичких једначина, једначина веза и ограничења преносника, што представља основу за израду математичког модела и олакшава рачунарску имплементацију. Рачунање степена искоришћења и одређивање тока снаге код вишестепених планетарних преносника, углавном се базира на две репрезентативне методе, од којих је прва директна, а друга индиректна метода. Уведен је појам „осетљивости“, који представља меру утицаја бесконачно мале (виртуелне) промене основног преносног односа неког структурног слога „k“ у односу на укупни преносни однос. Доказана је веза између релативне снаге и осетљивости структурног слога. У овом раду је примењена комбинација директне и прилагођене индиректне методе. Детаљно су објашњени кораци које је неопходно провести, како би се имплементирала методологија за одређивање радних карактеристика, губитака и унутрашњих токова снаге, на било ком сложеном циклопреноснику.

Велики распон преносних односа омогућава широку практичну употребу двостепених циклопреносника. Због тога је у овом раду дефинисана методологија искоришћена како би се извршила анализа радних карактеристика и унутрашњих токова снаге свих варијанти ограничених двостепених циклопреносника. Коришћен је систем означавања приказан у поглављу 6, са укупно 8 варијанти у којим постоји подела унутрашње снаге и 13 варијанти са циркулацијом снаге. Нису разматране варијанте код којих је заустављено вратило C , јер су тада слогови серијски везани и сваки слог се може посматрати као једностепени циклопреносник. Изведени су изрази за рачунање осетљивости слогова и укупног преносног односа, уз приказ могућег домена вредности са усвојеним преносним односом структурних слогова, у највећој редуцији од $i_{s1} = 5 \div 50$. Уочене су варијанте, код којих је апсолутна вредност преносног односа, при редуцији или реципрочна вредност при мултипликацији, већа од апсолутне вредности једне од осетљивости структурних слогова. Код варијаната са циркулацијом снаге, постоје оне код којих преносни однос иде од позитивне до негативне вредности. Код ових варијанти може доћи до блокаде преносника, ако оба структурна слога имају исти преносни однос. Представљени су графикони расподеле могућих вредности преносних односа и степена искоришћења свих варијанти, уз претпоставку да структурни слогови могу имати распон преносног односа $i_{s1} = 7 \div 25$. Приказани су смерови унутрашњих токова снаге. Ознака и смер циркулирајуће снаге уписана је у модификовани Волфов симбол циклопреносника.

За примену методологије и математичких модела на конкретној варијанти двостепеног циклопреносника, развијен је програм „Ciklo2“, који омогућава избор варијанте и спољашњег тока снаге, унос улазних параметара, одређивања тока релативне снаге кроз структурне слоге и, као крајњи резултат, процену вредности степена искоришћења циклопреносника. Добијене су вредности угаоних брзина и обртних момената на свим вратилима, максималне вредности сила, контактних притисака и укупних губитака сваког структурног слога. Приказани су примери примене програма и извршена анализа резултата, на две варијанте са поделом снаге и три варијанте у којима делује циркулација снаге.

У сврху експерименталне верификације математичког модела, методологије и програма, израђена су два типа простог циклопреносника, и то: тип „ВД“ са основним преносним односом $i_o = 14/15$ и тип „2В“ са основним преносним односом $i_o = 20/21$. За материјал зупчаника и вратила, коришћен је челик $\check{C}.1530$ (С45), који је додатно побољшан на тврдоћу од 40 HRC. Због већих димензија и

могућности уградње, коришћени су котрљајни лежајеви, уместо клизних лежајева, како би се добио што бољи степен искоришћења. За подмазивање је коришћена литијум-комплекс маст NLGI класе 2 (стандард DIN 51502, KP2PN-20) кинематичког вискозитета $\nu_k = 200$ [mm²/s]. Циклозупчаници су израђени са корекцијом профила од $\delta_z=0,05$ [mm]. Код степенастог циклозупчаника, на профилу првог степена је добијена средња вредност површинске храпавости од 1,006 [μm], док је на другом профилу вредност површинске храпавости 0,943 [μm]. Код класичног циклозупчаника, на профилу зубаца, измерена је средња вредност површинске храпавости од 1,221 [μm], док је у отворима циклозупчаника вредност површинске храпавости 0,953 [μm]. У циљу изведбе експеримента, конструисан је и израђен испитни сто. Прво је извршена анализа простих циклопреносника и резултати су упоређени са резултатима добијеним у програму „Ciklo1“. Разлика између резултата је дата преко средњег фактора додатних губитака, који представља просечно добијен однос између разлике теоријске и експериментално измерене излазне снаге и измерене улазне снаге, изражен у процентима. За тип „ВД“, у режиму рада „S1“ средња вредност фактора додатних губитака износи 1,76%, док у режиму рада „S2“ износи 1,92%. Код типа „2В“ и режим рада „S1“, средња вредност фактора додатних губитака је 2,25%, а за режим рада „S2“ је 2,32%. Највећи степен искоришћења је постигнут са простим циклопреносником тип „ВД“ у радном режиму „S1“ од 64,85%, док најлошији резултат има тип „2В“ у режиму „S2“ од 51,95%.

За анализу сложених циклопреносника, употребљени су прости циклопреносници, што је омогућило формирање варијанте 12(SS) са поделом снаге, и две варијанте 11(SS) и 22(SS) са циркулацијом унутрашње снаге. Теоријска анализа је проведена у програму „Ciklo2“. Најмања средња вредност фактора додатних губитака је 2,52% код варијанте 12(SS)- CB, док је највећа вредност за варијанту 22(SS)-CB и износи 2,95%.

Закључно се може констатовати веома добра корелација између теоријских и експерименталних резултата, при чему фактор средњих губитака не прелази 3%, за сва мерења. Потврђени су изведени математички модели и методологија за одређивање степена искоришћења сложених циклопреносника. Посебно је значајна корелација резултата код циклопреносника у којима се јавља циркулација снаге, јер овај проблем до сада није значајније изучаван.

Применом методологије, могу се добити прелиминарни резултати за реално изводљиву варијанту или групу варијанти сложеног циклопреносника. Добијене радне карактеристике, могу бити основа за развој програма који би извршио напонско-деформациону анализу спрегнутих елемената. Даљи развој методологије би могао укључити и формирање математичког модела за процену додатних губитка, који не зависе од оптерећења, а имају утицај на укупни степен искоришћења.

Због великог броја утицајних фактора и примене стандардних елемената, значајан задатак и коначан циљ би била израда алгоритма и програма, који би извршио оптимизацију, односно пронашао оптимални физички модел. Међутим, на основу дијаграма, табела и прелиминарних резултата, који дају јасну слику о радним карактеристикама и губицима циклопреносника, могуће је пронаћи варијанту која задовољава критеријуме пројектовања и, у неколико корака, прорачунати и изабрати оптимално решење.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Blagojević, M., Nikolić, V., Marjanović, N., Veljović, Lj.: Analysis of Cycloid Drive Dynamic Behavior, *Scientific Technical Review*, LIX(1), 2009.
- [2] Blagojević, M: Kinematička i dinamička analiza jednostepenog cikloreduktora, Magistarska teza, Mašinski fakultet Kragujevac, 2003.
- [3] Каталогзи: Sumitomo Cyclo Drive.
- [4] Tanasijević, S., Vulić, A.: Mehanički prenosnici, Jugoslovensko društvo za tribologiju, Kragujevac, 1994.
- [5] Tsudaka H, Takasu I, Anno Y, et al.: An optimum Design of planetary reduction gear using rollers as gear teeth, *Bull JSME* 1980; 23: 1530–1535.
- [6] Каталогзи: Varitron Cycloid Drive.
- [7] Каталогзи: Nabtesco Precision Europe GmbH.
- [8] Malhotra, S.K., Parameswaran M. A.: Analysis of a Cycloid Speed Reducer. *Mechanism and Machine Theory*, 18(6), pp. 491-499, 1983.
- [9] Gorla, C., Davoli, P., Rosa, F., Longoni, C., Chiozzi, F., Samarani, A.: Theoretical and Experimental Analysis of a Cycloidal Speed Reducer, *Journal of Mechanical Design*, 130(11), pp. 112604-1-112604-8, 2008.
- [10] В. Н. Кудрявцев: Планетарные передачи -справочник. Москва, 1966.
- [11] Lehmann M.: Berechnung und Messung der Kräfte in einem Zykloiden-Kurvenscheiben-Getriebe, München, 1976.
- [12] Chmurawa M., John A.: Numerical Analysis of Stress and Strain Distributions in Planetary Wheel of Cycloidal Gear Using FEM, *Numerical Methods in Continuum Mechanics 2000*, Liptovsky Jan, Slovak Republic.
- [13] Thube, V.S., Bobak, R.B.: Dynamic Analysis of a Cycloidal Gearbox Using Finite Element Method, *GearSolutions*, pp. 35-44, 2013.
- [14] Hsieh C. F.: Dynamics Analysis of Cycloidal Speed Reducers With Pinwheel and Nonpinwheel Designs, *ASME J. Mech. Design*, 136(9), p. 091008, 2014.
- [15] Hsieh C. F., Jian, W. S.: The Effect on Dynamics of Using Various Transmission Designs for Two-stage Cycloidal Speed Reducers, *Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science*, 230(4), pp. 665–681, 2016.
- [16] Tsetserukou, D.O., Basinuk, V.L., Mardosevich, E.I., Neviarouskaya, A.V.: Contact Force Distribution Among Pins of Trochoid Transmissions, 21st International Congress of Theoretical and Applied Mechanics, 2004.
- [17] Tianmin Guan, Xiaochun Shi: Force Analysis considering Manufacture Error of the Pin-hole-output Mechanism in the Cyclo Drive. *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)* 15(2), 2002: 142~144.
- [18] Xin Li, Weidong He, Lixing Li, Linda C. Schmidt: A New Cycloid Drive With High-Load Capacity and High Efficiency, *ASME J. Mech. Des* 126(4), pp. 683-686 (Aug 12, 2004).

- [19] Neagoe M., Diaconescu D., Pascale L., Saulescu R.: On the Efficiency of a Cycloidal Planetary Reducer with a Modified Structure, International Conference on Economic Engineering and Manufacturing Systems Brasov, 25 – 26 October 2007.
- [20] C. C. Zhu et al.: Analysis on Transmission Characteristics of New Axis-Fixed Cycloid Gear, Advanced Materials Research, Vols. 97-101, pp. 60-63, 2010.
- [21] Kosse V.: Using Hysteresis Loop and Torsional Shock Loading to Assess Damping and Efficiency of Cyclo drives. In: 14th international congress on sound and vibration (ICSV14). Cairns, Qld, 9–12 July 2007, pp.3446–3453.
- [22] Hu J, Jin Y, Guo D, et al.: Study on the Efficiency of the New-Style Reducer with the Green Lubricant. Adv Tribol 2010; 3: 202–205.
- [23] Mačkić T., Babić Ž., Blagojević, et al.: An Analysis of Lubrication Regime Between the Contact Elements of Cycloid Reducer. In: 11 International conference on accomplishments in electrical and mechanical engineering and information technology DEMI 2013, Banja Luka, Bosnia and Herzegovina, 30 May–1 June 2013, pp.77–82.
- [24] Wei Bo, Wang Jia, Zhou Guang, Yang Rong, Zhou Hong, He Tao: Mixed Lubrication Analysis of Modified Cycloidal Gear Used in the RV Reducer. Journal of Engineering Tribology, 2015, 230: 121–134.
- [25] Sensinger J.: Efficiency of High-sensitivity Gear Trains, Such as Cycloid Drives. ASME J Mech Des 2013; 135: 071006.
- [26] del Castillo, J. M.: The Analytical Expression of the Efficiency of Planetary Gear Trains; Mechanism and Machine Theory (37); pp. 197–214 (2002).
- [27] Ivanović, L.: IDENTIFIKACIJA OPTIMALNOG OBLIKA TROHODNOG PROFILA ZUPCA ELEMENATA ROTACIONIH PUMPI, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet Kragujevac, 2006.
- [28] Ivanović L., Mačkić T., Stojanović B.: Analysis of the Instantaneous Friction Coefficient of the Trochoidal Gear Pair, Journal of the Balkan Tribological Association, 22(1), pp. 281-293, ISSN 1310-4772, 2016.
- [29] Blagojević M., Kočić M., Marjanović N., Stojanović B., Đorđević Z., Ivanović L., Marjanović V.: Influence of the friction on the cycloidal speed reducer efficiency, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 18, pp. 217- 227, 2012.
- [30] Mačkić T., Blagojević M., Babić Z., Kostić N.: Influence of design parameters on cyclo drive efficiency, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 19, pp. 497-507, 2013.
- [31] Mihailidis A., Athanasopoulos E., Agouridas K.: EHL Film Thickness and Load Dependent Power Loss of Cycloid Reducers. Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 230: 1303–1317.
- [32] Brandenberger, H.: Wirkungsgrad und Aufbau einfacher und zusammengesetzter Umlauf-radergetriebe. Maschinenbau 8 (1929), H. 8 u. 9.
- [33] Wolfrom, U.: Der Wirkungsgrad von Planetenradergetrieben. Werkstattstechnik, VI. Jahrg. (1912) 615.
- [34] Kutzbach, K.: Mehrgliedrige Radgetriebe und ihre Gesetze. Maschinenbau 6 (1927), H. 22, 1080.

- [35] Seelinger, K.: Das einfache Planetengetriebe. Antriebstechnik, 3. Jahrg. (1964), 216.
- [36] Helfer, F.: Ein einfaches Verfahren zur Untersuchung von Planetengetrieben; Voith-Forschung und Konstruktion (14); pp. 11–16 (1966).
- [37] Jensen, P. W.: Raumbedarf und Wirkungsgrad zusammengesetzter Planetenradergetriebe mit einstufigem Planetenrad. Konstruktion 21 (1969), H. 5, S. 178-184.
- [38] Pennestri, E. Freudenstein, F.: The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains, Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design, 115(3), 1993.
- [39] Pasquier, M.; Foucher, P.: An analytical method for the calculation of the efficiency of planetary gears; AGMA technical paper (1994).
- [40] Chen, C.; Angeles, J.: Virtual-Power Flow and Mechanical Gear-Mesh Power Losses of Epicyclic Gear Trains; Journal of Mechanical Design (129) (2007).
- [41] Muller, H. W., Schafer, W. F.: Geometrische Voraussetzungen bei innenverzahnten Getriebestufen kleinster Zahnzahldifferenzen. Forschung im Ingenieurwesen 36 (1970), H. 5, VDI-Verlag.
- [42] Gackstetter, G.: Leistungsverzweigung bei der stufenlosen Drehzahlregelung mit vierwelligen Planetengetrieben. VDI-Z. 108 (1966), Nr. 6, S. 210-214.
- [43] Hock, J.: Beitrag zur Ermittlung des Wirkungsgrades einfacher und gekoppelter Umlaufgetriebe; VDI-Z. (Reihe 1, Nr. 3) (1965)
- [44] Schnetz, K.: Optimierung zusammengesetzter Planetengetriebe. Fortschrittsberichte der VDI Zeitschriften, Reihe 1, Nr. 30, VDI-Verlag GmbH Dusseldorf 1971.
- [45] Schnetz, K.: Reduzierte-Planeten Koppelgetriebe, eine Wirkungsgrad und Durchmesseroptimierung. Dissertation, Darmstadt Juni 1976.
- [46] Gemeinschaftsarbeit der VDI-Gesellschaft Konstruktion und Entwicklung (VDI-GKE): Planetengetriebe. Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen. Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2157, 1978.
- [47] VDI 2157: Planetengetriebe. VDI- Verlag, Dusseldorf 1975.
- [48] Prof. Dr. Ing. J. Loomann, Tagung Bad Soden, 16./17. März: Planetengetriebe. Eine Leistungsfähige Komponente der Antriebstechnik. Verein Deutscher Ingenieure, VDI 672, 1988.
- [49] Prof. Dr. Ing. J. Loomann, VDI-Berichte: Berechnung reduzierter Planetengetriebe, Verein Deutscher Ingenieure, VDI 1460, 1999.
- [50] Kreines, M. A.: Zur Berechnung der Wirkungsgrades von Zahnradgetrieben; t. XLI; Nr. 8 (1943).
- [51] Kreines, M. A.: Wirkungsgrad und Übersetzungsverhältnis von Zahnradgetrieben; Tr. Sem. TMM; vol. 1; Moskau (1947).
- [52] Крейнс М.А., Розовский М.С.: Зубчатые механизмы. Математические основы выбора оптимальных схем, Москва: Наука, 1972.
- [53] Polder, J. W.: A Network Theory for Variable Epicyclic Gear Trains, Dissertation, Eindhoven, 1969.
- [54] Polder, J. W. : A universal mathematical model for epicyclic gear trains. ASME-publ. 72-PTG 50 (Intern. Symp. San Francisco, 1972).

- [55] Polder, J. W.: Model of a mechanical transmission. Chapter in: J. J. van Dixhoorn and F. J. Evans (eds): Physical structure in network systems. Academic Press, 1974, 69-81.
- [56] Polder J.W., Lumped parameter model of planetary gear systems, in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 192, 1978, pp. 251–258.
- [57] Li, X.: Systematische Synthese mehrgängiger Planetengetriebe; Dissertation; RWTH Aachen (1993).
- [58] Diaconescu, D.; Duditz, F.: Wirkungsgradberechnung von zwangsläufigen Planetengerieben; Teil 1: Entwicklung einer neuen Methode; Antriebstechnik 33 (10); pp. 70–74 (1994).
- [59] Diaconescu, D.; Duditz, F.: Wirkungsgradberechnung von zwangsläufigen Planetengerieben; Teil 2: Weitere Beispielrechnungen und Vorteile; Antriebs-technik 33 (11); pp. 61–63 (1994).
- [60] del Castillo, J. M.: Symbolic Computation of Planetary Gear Train Efficiency; European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering; Barcelona; Spain (11-14 September, 2000).
- [61] D.R. Salgado, J.M. Del Castillo, Selection and design of planetary gear trains based on power flow maps, J. Mech. Des. 127 (2005) 120.
- [62] Karaivanov D.: Theoretical and experimental studies of the influence of the structure of the coupled two-carrier planetary gear trains on its basic parameters [dissertation], Univ. of Chemical Technology and Metallurgy, Sofia, 2000.
- [63] Arnaudow K.: Einfaches Verfahren zur Ermittlung des Übersetzungsverhältnisses zusammengesetzter Planetengetriebe, VDI-Berichte (International Conference on Gears, Dresden, 1996). Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 1996, pp. 313-324
- [64] Arnaudow K., Karaivanov D.: Die zusammengesetzten Mehrsteg Planetendetriebe, ihre Systematik, Eigenschaften und Möglichkeiten, Internationale Tagung "Antriebstechnik'03", Varna, Bulgarien, 2003, pp. 52-59.
- [65] Arnaudow K., Karaivanov D.: Systematik, Eigenschaften und Möglichkeiten von zusammen-gesetzten Mehrsteg-Planetengerieben. "Antriebstechnik" (2005) 5, pp. 58-65.
- [66] Troha S.: Analiza varijanti mjenjačkog zupčaničkog planetnog pretvarača, doktorska disertacija, Rijeka, Tehnički fakultet, 2011.
- [67] Blagojević, M: Naponski i deformaciono stanje elemenata cikloreduktora pri dinamičkim opterećenjima, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet Kragujevac, 2008.
- [68] Looman, J.: Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktion, Anwendung in Fahrzeugen; Berlin: Springer-Verlag (1996).
- [69] Müller, H. W.: Die Umlaufgetriebe; Berlin: Spinger-Verlag (2001).
- [70] Kurth, F.: Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions, Dissertation; TU München (2012).
- [71] Pantić, M.: Gubici snage u ozubljenju kao parametar za formiranje optimalne kinematske šeme planetarnih prenosnika primenjenih u sistemu za prenos snage

- motornih vozila, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 1997.
- [72] Niemann G., Winter H., Höhn R., Mashinenelemente, Band I, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.
- [73] SKF, Rolling Bearings Catalogue, SKF Group, 2014.
- [74] Brandão, J.A., Meheux M., Ville F., Seabra, J.H.O., Castro, J.: Comparative Overview of Five Gear Oils in Mixed and Boundary Film Lubrication, *Tribology International* 47 (2012) 50–61.
- [75] Dowson D., Higginson G.R., *Elastohydrodynamic Lubrication* (Pergamon Press, London, 1966).
- [76] Hamrock B. J., Dowson D.: *Ball Bearing Lubrication*, 1981 (Wiley-Interscience).
- [77] Tomović, R., Ivanović, L., Mačkić, T., Stojanović, B., Glišović, J., Prediction of Oil Film Thickness in Trochoidal Pump, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 45(3), pp. 374-385, ISSN 0315-8977, 2021.
- [78] Xu H.: Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear Pairs. MS Thesis, The Ohio State University, 2005.
- [79] Misharin Y.A.: Influence of the Friction Condition on the Magnitude of the Friction Coefficient in the Case of Rollers With Sliding, in: *Proceedings of the International Conference On Gearing*, Inst. Mech. Eng., London, 1958, pp. 159–164.
- [80] Onischenko V.: Tooth Wear Modelling and Prognostication Parameters of Engagement of Spur Gear Power Transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 43 (12), 1639 (2008).
- [81] Wu S., Cheng H.S.: A friction Model of Partial-EHL Contacts and Its Application to Power Loss in Spur Gears, *Tribology Transactions* 34(3) (1991) 398–407.
- [82] Wu S., Cheng H.S.: Sliding Wear Calculation in Spur Gears, *Journal of Tribology* 115 (3) (1993) 493–500.
- [83] Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н.: Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение.
- [84] O'Donoghue, J. P., and Cameron, A.: Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts, *ASLE Trans.*, 1966, Vol. 9, pp. 186-194.
- [85] Seireg A. A.: *Friction and Lubrication in Mechanical Design*, Marcel Dekker, 1998.
- [86] Benedict G.H., Kelley B.W.: Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction, *Transactions of the American Society of Lubrication Engineers* 4 (1961) 59–70.
- [87] Hohn B. R., Michaelis K., Vollmer T.: *Thermal Rating of Gear Drives: Balance Between Power Loss and Heat Dissipation*, AGMA Technical paper, 1966.
- [88] ISO TC 60, DTR 13989.
- [89] N. Marjanović: Optimizacija zupčastih prenosnika snage – monografija, Kragujevac, 2007.
- [90] Blanche J. G., Yang D. C. H.: Cycloid Drives with Machining Tolerances. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design* 111, (3): pp 337–344, 1989.

- [91] Lixing, L., Xin, L., Weidong, H., Yuanmei, Q.: Profile Modification and Accurate Force Analysis on Cycloid Drive, World Congress on Gearing and Power Transmission, March16-18, Paris, France, pp. 1141-1146, 1999.
- [92] Blagojević, M.: Analysis of Clearances and Deformations at Cycloid Disc, Machine design, 2014, pp. 79-84.
- [93] Wolf, A.: Die Umlaufgetriebe und ihre Berechnung; VDI-Z. (91/22); pp. 597-603 (1949).
- [94] Wolf, A.: Die Grundlagen der Umlaufgetriebe: Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe; Braunschweig: Vieweg & Sohn (1958).
- [95] Birkle, H. G.: Das Betriebsverhalten der stufenlos einstellbaren Koppelgetriebe. Diss. T. H. Darmstadt 1968.
- [96] Sanger, D. J.: Matrix methods in the analysis and synthesis of coupled differentials and differential mechanisms; University of Salford, U.K. (1975).
- [97] Mathis R., Remond Y.: Kinematic and Dynamic Simulation of Epicyclic Gear Trains, Mech. Mach. Theory, 44(2), pp. 412-424, 2009.
- [98] Sensinger J.: Unified Approach to Cycloid Drive Profile, Stress, and Efficiency Optimization, Journal of Mechanical Design, Vol.132, 2010.
- [99] Budak, I., Hodolič, J., Bešić, I. i dr.: Koordinatne mjerne mašine i CAD inspekcija, Fakultet tehničkih nauka Novi Sad, Tempus projekat br. IB_JEP-41120-2006, Novi Sad, 2009.
- [100] Mačkić, T., Marjanović, N., Tica, M., Troha, S., Milutinović, M., Rašović, N.: Analysis of Power Losses in Constrained Cycloid Drive. Tehnički vjesnik, 30 (4), 2023. DOI Number: 10.17559/TV-20230426000572.

ПРИЛОГ 1. ТАБЕЛАРНИ ПРИКАЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ И ТЕОРИЈСКИХ
РЕЗУЛТАТА, ПРИКАЗАНИХ У ПОГЛАВЉУ 9

Табела 1. Резултати мерења на типу „ВД“ у режиму „S1“

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
1216,9	1,070	81,1	10,320	136,35	87,64	89,48	64,28%	65,63%	1,35%
1241,2	0,980	82,4	9,496	127,38	81,94	83,10	64,33%	65,24%	0,91%
1251,2	0,905	83,1	8,700	118,58	75,71	76,79	63,85%	64,76%	0,91%
1259,8	0,860	84,3	8,206	113,46	72,44	73,28	63,85%	64,59%	0,74%
1274,6	0,760	84,9	7,070	101,44	62,86	64,67	61,97%	63,75%	1,78%
1152,6	1,090	77,3	10,464	131,56	84,71	86,53	64,38%	65,77%	1,38%
1166,9	0,992	77,8	9,583	121,22	78,08	79,21	64,41%	65,34%	0,93%
1178,4	0,913	78,4	8,771	112,67	72,01	73,05	63,92%	64,84%	0,92%
1190	0,856	79,3	8,096	106,67	67,23	68,94	63,03%	64,63%	1,60%
1203	0,803	80,7	7,579	101,16	64,05	64,88	63,32%	64,14%	0,82%
1112,1	1,055	73,6	10,289	122,86	79,30	80,84	64,54%	65,80%	1,25%
1121,4	1,010	74,6	9,750	118,61	76,17	77,83	64,22%	65,62%	1,40%
1133,3	0,948	75	9,180	112,51	72,10	73,31	64,09%	65,16%	1,08%
1140	0,895	76,5	8,423	106,85	67,48	69,15	63,15%	64,72%	1,56%
1148,2	0,840	76,9	7,899	101,00	63,61	65,15	62,98%	64,50%	1,52%
1034,1	1,070	69,2	10,369	115,87	75,14	76,10	64,85%	65,68%	0,83%
1047,3	1,000	70,1	9,594	109,67	70,43	71,79	64,22%	65,46%	1,24%
1058,8	0,940	70,8	9,012	104,22	66,82	67,81	64,11%	65,06%	0,95%
1069,8	0,870	71	8,352	97,47	62,10	63,13	63,71%	64,77%	1,06%
1080	0,800	71,8	7,471	90,48	56,17	58,07	62,08%	64,18%	2,10%
968,7	1,080	64,6	10,408	109,56	70,41	72,06	64,26%	65,77%	1,51%
980,2	1,020	65,3	9,811	104,70	67,09	68,69	64,08%	65,61%	1,53%
995,2	0,940	65,9	9,115	97,96	62,90	63,79	64,21%	65,12%	0,91%
1007,2	0,880	67,4	8,412	92,82	59,37	60,27	63,97%	64,94%	0,97%
1019,1	0,790	68,2	7,395	84,31	52,81	54,10	62,64%	64,17%	1,53%
905,7	1,090	59,8	10,660	103,38	66,75	68,03	64,57%	65,81%	1,24%
918,8	1,020	61,7	9,670	98,14	62,48	64,31	63,66%	65,53%	1,86%
932,3	0,950	61,9	9,045	92,75	58,63	60,51	63,22%	65,25%	2,03%
947,7	0,870	62,8	8,385	86,34	55,14	56,03	63,87%	64,90%	1,03%
963,8	0,770	63,9	7,258	77,72	48,57	49,84	62,49%	64,13%	1,63%
845,2	1,080	56,7	10,279	95,59	61,03	62,93	63,85%	65,84%	1,99%
857,6	1,020	57,6	9,834	91,60	59,31	60,18	64,75%	65,70%	0,95%
873,2	0,930	58,7	8,752	85,04	53,80	55,42	63,26%	65,17%	1,90%
890,4	0,840	59,5	7,915	78,32	49,31	50,71	62,96%	64,75%	1,79%
903,4	0,750	60,6	7,011	70,95	44,49	45,48	62,71%	64,10%	1,40%
768,1	1,140	51,6	10,902	91,70	58,91	60,63	64,24%	66,12%	1,88%
781,2	1,070	52,6	10,296	87,53	56,71	57,64	64,79%	65,85%	1,06%
805,1	0,960	53,8	9,083	80,94	51,17	52,95	63,22%	65,42%	2,20%
823	0,870	55,4	8,203	74,98	47,59	48,80	63,47%	65,08%	1,61%
841,7	0,790	55,8	7,521	69,63	43,95	44,92	63,11%	64,51%	1,39%
727,2	1,070	49	10,111	81,48	51,88	53,69	63,67%	65,89%	2,22%
738,8	1,000	48,9	9,585	77,37	49,08	50,81	63,44%	65,68%	2,24%
753,8	0,910	49,7	8,795	71,83	45,77	46,80	63,72%	65,16%	1,43%
764,3	0,850	51,4	8,033	68,03	43,24	44,25	63,56%	65,04%	1,48%
776,6	0,770	51,7	7,203	62,62	39,00	40,38	62,28%	64,48%	2,20%
653,9	1,080	44	10,196	73,95	46,98	48,79	63,52%	65,97%	2,45%
670,1	0,990	44,6	9,457	69,47	44,17	45,69	63,58%	65,76%	2,19%
682,6	0,920	45,3	8,897	65,76	42,21	43,01	64,18%	65,40%	1,22%

693,4	0,860	46,4	8,129	62,45	39,50	40,72	63,25%	65,20%	1,95%
708,6	0,780	47,2	7,316	57,88	36,16	37,44	62,47%	64,69%	2,21%
602,3	1,040	39,6	10,134	65,60	42,03	43,32	64,07%	66,04%	1,97%
614,3	1,000	40,4	9,629	64,33	40,74	42,36	63,32%	65,84%	2,52%
628,2	0,940	41,7	8,912	61,84	38,92	40,55	62,94%	65,57%	2,64%
643,7	0,860	43,3	8,090	57,97	36,68	37,87	63,28%	65,33%	2,05%
655,5	0,790	44	7,451	54,23	34,33	35,43	63,31%	65,33%	2,03%
522	0,994	35,2	9,452	54,34	34,84	35,82	64,12%	65,93%	1,80%
536,6	0,960	36,1	9,079	53,94	34,32	35,49	63,62%	65,79%	2,17%
550	0,920	36,8	8,601	52,99	33,14	34,75	62,55%	65,59%	3,04%
565,7	0,870	37,4	8,162	51,54	31,96	33,78	62,02%	65,55%	3,53%
579,5	0,810	38,7	7,551	49,15	30,60	32,04	62,26%	65,19%	2,93%
455,9	0,970	30	9,339	46,31	29,34	30,53	63,36%	65,93%	2,57%
471,5	0,930	31,8	8,748	45,92	29,13	30,20	63,44%	65,77%	2,33%
487,4	0,897	33	8,148	45,78	28,16	30,04	61,50%	65,61%	4,11%
498,1	0,867	32,8	8,268	45,22	28,40	29,61	62,79%	65,47%	2,68%
514,7	0,815	34,6	7,512	43,93	27,22	28,72	61,96%	65,38%	3,41%
Најмања вредност:							61,50%	63,75%	0,74%
Највећа вредност:							64,85%	66,12%	4,11%
Просечна вредност:							63,49%	65,25%	1,76%

Табела 2. Резултати мерења на типу „ВД“ у режиму „S2“

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
1214,6	1,078	86,3	9,493	137,11	85,79	87,74	62,57%	63,99%	1,42%
1233,9	1,005	87,9	8,743	129,86	80,48	82,27	61,97%	63,35%	1,38%
1253,2	0,912	89,5	7,863	119,69	73,70	74,77	61,57%	62,47%	0,89%
1266,6	0,842	90,3	7,094	111,68	67,08	69,03	60,06%	61,81%	1,75%
1281,7	0,691	91,7	5,683	92,75	54,57	56,58	58,84%	61,00%	2,17%
1159,6	1,087	82,7	9,521	132,00	82,45	83,53	62,47%	63,28%	0,82%
1170,6	0,985	83,4	8,467	120,75	73,94	75,81	61,24%	62,79%	1,55%
1183,4	0,904	84,2	7,712	112,03	68,00	69,72	60,70%	62,24%	1,54%
1196,8	0,853	85,1	7,272	106,91	64,81	66,35	60,62%	62,06%	1,44%
1206,1	0,809	85,8	6,841	102,18	61,46	62,97	60,15%	61,63%	1,48%
1092,9	1,113	78,5	9,762	127,38	80,25	81,40	63,00%	63,90%	0,90%
1116,2	1,038	80,2	8,913	121,33	74,86	76,75	61,70%	63,26%	1,56%
1131,6	0,941	81	8,120	111,51	68,88	69,97	61,77%	62,75%	0,98%
1143,5	0,873	81,2	7,434	104,54	63,22	65,05	60,47%	62,22%	1,75%
1154,5	0,786	82,2	6,629	95,03	57,06	58,43	60,05%	61,49%	1,44%
1031,7	1,085	73,8	9,548	117,22	73,79	74,92	62,95%	63,92%	0,96%
1045,3	1,007	75,1	8,672	110,23	68,20	70,12	61,87%	63,62%	1,74%
1056,7	0,935	75,4	8,172	103,46	64,52	65,43	62,36%	63,24%	0,88%
1069,8	0,870	76	7,425	97,47	59,09	61,14	60,63%	62,73%	2,10%
1082,7	0,796	77,4	6,683	90,25	54,17	56,21	60,02%	62,28%	2,26%
971	1,062	69,6	9,183	108,03	66,93	68,27	61,95%	63,20%	1,24%
985,2	0,991	70,7	8,539	102,22	63,22	64,34	61,85%	62,94%	1,10%
998,6	0,920	71,8	7,864	96,21	59,13	60,23	61,46%	62,60%	1,14%
1011,4	0,858	72,6	7,305	90,85	55,54	56,67	61,13%	62,37%	1,24%
1023,6	0,796	73,6	6,618	85,37	51,00	52,64	59,75%	61,67%	1,92%
909,9	1,070	65,4	9,286	101,99	63,60	64,55	62,36%	63,29%	0,93%

Табела 2. Наставак									
920,9	1,014	66,2	8,652	97,83	59,98	61,79	61,31%	63,16%	1,85%
932,8	0,951	66,8	8,134	92,86	56,90	58,28	61,28%	62,76%	1,49%
945,8	0,878	67	7,514	86,95	52,72	54,33	60,63%	62,48%	1,85%
958,1	0,802	67,9	6,835	80,43	48,60	49,73	60,42%	61,83%	1,41%
847,6	1,070	60,6	9,211	95,01	58,45	60,17	61,52%	63,33%	1,81%
858,1	1,016	61,5	8,765	91,26	56,45	57,66	61,86%	63,18%	1,33%
873,3	0,935	62,8	7,842	85,50	51,57	53,59	60,32%	62,68%	2,36%
887,7	0,854	63,3	7,322	79,35	48,54	49,47	61,17%	62,34%	1,17%
901,5	0,766	64,5	6,347	72,35	42,87	44,55	59,25%	61,57%	2,32%
779	1,084	55,8	9,263	88,39	54,13	56,06	61,24%	63,42%	2,18%
792,2	1,021	56,1	8,829	84,70	51,87	53,63	61,23%	63,31%	2,08%
806,6	0,954	57,6	8,136	80,56	49,07	50,65	60,91%	62,88%	1,96%
819,5	0,891	58,8	7,641	76,49	47,05	47,96	61,51%	62,70%	1,19%
833	0,824	59,3	6,880	71,88	42,73	44,74	59,44%	62,24%	2,80%
723,9	1,091	51,4	9,460	82,69	50,92	52,54	61,58%	63,54%	1,96%
737,9	1,007	52,9	8,644	77,83	47,88	49,26	61,53%	63,30%	1,77%
751,8	0,924	53,2	7,960	72,71	44,35	45,69	60,99%	62,84%	1,84%
761,9	0,864	54,3	7,419	68,92	42,19	43,19	61,21%	62,66%	1,45%
773,6	0,792	55,4	6,671	64,17	38,70	39,83	60,32%	62,08%	1,76%
658,3	1,051	46,7	9,008	72,46	44,05	46,04	60,80%	63,54%	2,75%
674,2	0,964	48,4	8,178	68,05	41,45	42,97	60,91%	63,15%	2,23%
687,1	0,893	49,1	7,688	64,25	39,53	40,45	61,52%	62,95%	1,43%
701,4	0,817	50,4	6,812	59,98	35,95	37,45	59,94%	62,45%	2,50%
713,5	0,751	51,2	6,312	56,12	33,84	34,77	60,30%	61,96%	1,66%
600,7	1,046	43,2	8,957	65,79	40,52	41,86	61,59%	63,63%	2,04%
612,9	1,005	43,9	8,444	64,48	38,82	40,88	60,20%	63,40%	3,19%
625	0,951	44,9	7,919	62,26	37,23	39,31	59,80%	63,14%	3,34%
639,4	0,884	46	7,400	59,18	35,65	37,29	60,23%	63,00%	2,77%
651,4	0,818	46,8	6,805	55,79	33,35	34,90	59,78%	62,56%	2,78%
523	0,982	37,6	8,362	53,78	32,93	34,13	61,22%	63,45%	2,23%
539,4	0,954	38,9	8,143	53,86	33,17	34,10	61,58%	63,31%	1,73%
556,5	0,904	39,2	7,845	52,68	32,20	33,21	61,13%	63,05%	1,92%
569,9	0,853	40,3	7,309	50,88	30,85	32,05	60,62%	62,98%	2,36%
584	0,779	41,7	6,509	47,63	28,42	29,75	59,68%	62,47%	2,79%
458	0,987	32,7	8,495	47,34	29,09	30,08	61,46%	63,55%	2,09%
473,1	0,932	33,5	7,828	46,19	27,46	29,25	59,45%	63,33%	3,88%
488,6	0,878	35,2	7,290	44,90	26,87	28,42	59,84%	63,30%	3,45%
503,7	0,823	35,7	6,759	43,41	25,27	27,34	58,21%	62,98%	4,77%
517,3	0,772	37,2	6,332	41,81	24,67	26,19	58,99%	62,63%	3,64%
Најмања вредност:							58,21%	61,00%	0,82%
Највећа вредност:							63,00%	63,99%	4,77%
Просечна вредност:							60,90%	62,82%	1,92%

Табела 3. Резултати мерења на типу „2B“ у режиму „S1“

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
1215,6	1,087	57,7	12,290	138,37	74,26	75,41	53,67%	54,50%	0,83%
1227,2	0,996	58,2	10,985	128,00	66,95	68,52	52,31%	53,53%	1,23%
1245	0,907	59,3	9,765	118,25	60,64	62,14	51,28%	52,55%	1,27%
1260,5	0,851	60,5	8,983	112,33	56,91	58,36	50,67%	51,96%	1,29%

Табела 3. Наставак

1281,5	0,755	60,9	7,783	101,32	49,63	51,32	48,99%	50,66%	1,67%
1246,3	1,109	54,6	13,478	144,74	77,06	79,18	53,24%	54,71%	1,46%
1262,1	0,994	55,1	11,923	131,37	68,80	70,41	52,37%	53,59%	1,23%
1178,6	0,913	56,2	9,925	112,68	58,41	59,47	51,83%	52,78%	0,94%
1198,2	0,849	56,5	9,034	106,53	53,45	55,40	50,18%	52,01%	1,83%
1205	0,786	57,6	8,069	99,18	48,67	50,78	49,07%	51,20%	2,13%
1080,6	1,121	52	12,456	126,83	67,83	69,72	53,48%	54,97%	1,49%
1093,9	1,070	51,8	12,082	122,55	65,54	66,67	53,48%	54,40%	0,92%
1110,5	0,971	53	10,689	112,88	59,33	60,35	52,55%	53,46%	0,90%
1127,9	0,871	53,8	9,367	102,87	52,77	53,90	51,30%	52,40%	1,10%
1153	0,752	54,8	7,778	90,78	44,63	46,05	49,17%	50,73%	1,56%
1022,3	1,116	48,9	12,495	119,43	63,99	65,62	53,58%	54,94%	1,36%
1038,4	1,027	49,3	11,450	111,68	59,11	60,48	52,93%	54,16%	1,23%
1054,6	0,929	50	10,071	102,65	52,73	54,58	51,37%	53,17%	1,80%
1069,1	0,830	51,1	8,699	92,92	46,55	48,29	50,09%	51,97%	1,87%
1085,6	0,715	51,6	7,185	81,32	38,82	40,99	47,74%	50,41%	2,67%
953	1,150	45	13,103	114,81	61,75	63,61	53,78%	55,40%	1,62%
963,5	1,086	46,1	12,160	109,61	58,71	60,12	53,56%	54,84%	1,29%
980,1	0,978	46,4	10,795	100,33	52,45	53,93	52,28%	53,76%	1,48%
1001,3	0,843	47,8	8,972	88,40	44,91	46,23	50,81%	52,30%	1,49%
1014,6	0,760	48,5	7,764	80,72	39,43	41,30	48,85%	51,17%	2,32%
892,3	1,157	42,5	13,007	108,09	57,89	60,05	53,56%	55,55%	2,00%
913	1,047	43,3	11,625	100,07	52,71	54,51	52,67%	54,47%	1,80%
930,1	0,947	44,1	10,270	92,28	47,43	49,47	51,39%	53,60%	2,21%
939,8	0,891	44,3	9,658	87,71	44,80	46,46	51,08%	52,97%	1,89%
959,4	0,757	45,9	7,766	76,07	37,33	39,01	49,07%	51,28%	2,21%
841,5	1,107	39,9	12,572	97,52	52,53	53,87	53,87%	55,24%	1,37%
852,3	1,045	40,5	11,766	93,25	49,90	50,92	53,51%	54,61%	1,09%
869	0,936	41,1	10,254	85,20	44,13	45,72	51,80%	53,67%	1,87%
884,4	0,827	42	8,858	76,62	38,96	40,15	50,84%	52,40%	1,55%
898,4	0,715	42,6	7,397	67,23	33,00	34,24	49,08%	50,92%	1,84%
774,6	1,144	36,6	12,909	92,79	49,48	51,73	53,32%	55,75%	2,42%
785,2	1,086	37,3	12,264	89,32	47,90	49,32	53,64%	55,23%	1,59%
806,1	0,966	38	10,598	81,54	42,17	44,13	51,72%	54,12%	2,40%
818,6	0,891	38,9	9,448	76,40	38,49	40,74	50,37%	53,32%	2,94%
837	0,764	40	7,751	66,98	32,47	34,67	48,48%	51,76%	3,28%
733	1,025	35,1	11,298	78,71	41,53	43,17	52,76%	54,85%	2,08%
746,9	0,941	35,5	10,353	73,57	38,49	39,79	52,32%	54,08%	1,77%
757,2	0,869	36,4	9,064	68,89	34,55	36,77	50,15%	53,38%	3,22%
771,4	0,777	36,7	8,006	62,81	30,77	32,82	48,99%	52,25%	3,26%
787,8	0,673	37,4	6,910	55,53	27,06	29,16	48,74%	52,52%	3,78%
652,3	1,080	30,9	12,156	73,80	39,33	41,04	53,29%	55,61%	2,32%
663,5	1,020	31,7	11,378	70,84	37,77	39,03	53,32%	55,10%	1,78%
677,7	0,942	32	10,329	66,86	34,61	36,33	51,77%	54,34%	2,57%
696	0,837	33	8,881	60,99	30,69	32,47	50,32%	53,24%	2,92%
711,4	0,754	34,1	7,927	56,16	28,31	29,31	50,41%	52,19%	1,78%
589,3	1,137	28,1	13,006	70,18	38,27	39,47	54,53%	56,24%	1,71%
611,2	1,031	29,4	11,187	65,99	34,44	36,52	52,19%	55,35%	3,15%
629,9	0,929	30,3	10,101	61,31	32,05	33,37	52,28%	54,43%	2,15%
637,9	0,882	30	9,496	58,95	29,83	31,79	50,61%	53,93%	3,32%
658,1	0,754	31,4	7,642	51,95	25,13	27,25	48,37%	52,45%	4,08%

513	1,063	24,3	11,708	57,09	29,79	31,84	52,19%	55,78%	3,59%
528,8	1,002	25,1	10,900	55,47	28,65	30,70	51,65%	55,35%	3,70%
543,2	0,938	26,3	10,069	53,33	27,73	29,25	52,00%	54,85%	2,85%
569,1	0,819	27,4	8,604	48,80	24,69	26,17	50,59%	53,62%	3,03%
586,3	0,736	28	7,611	45,20	22,32	23,81	49,37%	52,67%	3,30%
449,4	0,985	21,8	10,376	46,36	23,69	25,76	51,09%	55,55%	4,46%
464,5	0,942	22,4	9,851	45,82	23,11	25,30	50,43%	55,21%	4,78%
481	0,885	22,9	9,693	44,57	23,25	24,36	52,16%	54,65%	2,49%
501,6	0,807	24,2	8,144	42,36	20,64	22,83	48,72%	53,89%	5,17%
524,7	0,702	24,6	7,033	38,56	18,12	20,25	46,99%	52,51%	5,52%
Најмања вредност:							46,99%	50,41%	0,83%
Највећа вредност:							54,53%	56,24%	5,52%
Просечна вредност:							51,36%	53,61%	2,25%

Табела 4. Резултати мерења на типу „2B“ у режиму „S2“

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
1213,7	1,077	60,4	11,075	136,88	70,05	71,38	51,17%	52,15%	0,97%
1229,9	1,006	61,5	10,123	129,57	65,20	66,49	50,32%	51,32%	1,00%
1246,8	0,912	62,6	8,791	119,07	57,63	59,92	48,40%	50,32%	1,92%
1264,5	0,836	63,1	7,914	110,70	52,30	54,67	47,24%	49,38%	2,14%
1279,3	0,765	64	7,133	102,49	47,81	49,51	46,65%	48,31%	1,66%
1148,1	1,124	57,2	11,509	135,14	68,94	71,07	51,01%	52,59%	1,58%
1163,1	0,999	57,9	9,922	121,68	60,16	62,45	49,44%	51,32%	1,88%
1177,4	0,923	59	8,968	113,80	55,41	57,55	48,69%	50,57%	1,88%
1194,2	0,864	59,4	8,355	108,05	51,97	53,87	48,10%	49,86%	1,76%
1208,5	0,801	60,1	7,549	101,37	47,51	49,69	46,87%	49,02%	2,15%
1083,4	1,111	54,6	11,211	126,03	64,10	66,24	50,86%	52,56%	1,70%
1094,1	1,070	54,3	10,991	122,57	62,50	63,90	50,99%	52,13%	1,14%
1114,5	0,956	55,5	9,533	111,54	55,41	56,77	49,67%	50,89%	1,22%
1131,9	0,891	56,7	8,563	105,61	50,84	53,02	48,15%	50,21%	2,06%
1151	0,752	57,9	6,853	90,62	41,55	43,74	45,85%	48,27%	2,42%
1020	1,136	50,7	11,827	121,30	62,79	64,23	51,77%	52,95%	1,19%
1043,1	0,992	52,2	9,969	108,36	54,49	55,74	50,29%	51,44%	1,15%
1054,9	0,939	52,3	9,347	103,78	51,19	52,86	49,33%	50,94%	1,61%
1065,1	0,860	52,9	8,213	95,92	45,50	47,94	47,43%	49,97%	2,54%
1080,3	0,745	54,3	6,931	84,31	39,41	40,85	46,75%	48,45%	1,71%
948	1,180	47,8	12,162	117,19	60,88	62,65	51,95%	53,46%	1,51%
959,3	1,121	48,2	11,382	112,65	57,45	59,55	51,00%	52,86%	1,86%
976,3	1,003	48,7	10,169	102,49	51,86	52,96	50,60%	51,67%	1,07%
1003	0,838	50,5	8,062	88,02	42,64	43,89	48,44%	49,86%	1,42%
1010,2	0,770	50,5	7,153	81,43	37,83	39,79	46,46%	48,86%	2,41%
896,2	1,122	45,2	11,281	105,28	53,40	55,79	50,72%	52,99%	2,27%
912,9	1,072	45,9	10,778	102,45	51,81	53,88	50,57%	52,59%	2,02%
933,8	0,952	46,8	9,425	93,14	46,19	47,80	49,59%	51,32%	1,73%
944,2	0,871	47,1	8,522	86,15	42,03	43,45	48,79%	50,44%	1,65%
960	0,752	48	6,931	75,62	34,84	36,85	46,07%	48,73%	2,66%
837,8	1,127	42,2	11,349	98,84	50,15	52,54	50,74%	53,16%	2,42%
852,9	1,030	42,2	10,542	91,98	46,59	48,11	50,65%	52,30%	1,65%
866,7	0,961	42,9	9,547	87,24	42,89	44,92	49,16%	51,49%	2,33%

Табела 4. Наставак									
883,5	0,852	44,3	8,300	78,86	38,50	39,70	48,83%	50,35%	1,52%
895,4	0,720	44,4	6,569	67,48	30,54	32,75	45,27%	48,54%	3,28%
772,1	1,154	38,6	11,756	93,30	47,52	50,01	50,94%	53,60%	2,67%
782,7	1,091	39,4	11,150	89,44	46,00	47,45	51,43%	53,06%	1,62%
802	0,971	39,9	9,560	81,55	39,94	42,29	48,98%	51,86%	2,88%
814,9	0,906	40,9	8,933	77,34	38,26	39,53	49,47%	51,12%	1,64%
840,3	0,744	41,6	7,053	65,48	30,73	32,20	46,92%	49,17%	2,24%
735	1,015	36,8	10,102	78,15	38,93	41,02	49,81%	52,49%	2,67%
743,6	0,946	36,9	9,366	73,63	36,19	38,17	49,15%	51,84%	2,69%
759,7	0,864	38,2	8,165	68,72	32,66	35,03	47,53%	50,98%	3,45%
774,3	0,752	38,3	7,203	61,01	28,89	30,20	47,35%	49,50%	2,15%
782,1	0,718	39,1	6,703	58,81	27,45	28,81	46,67%	48,98%	2,31%
650,8	1,110	32,1	11,514	75,68	38,71	40,55	51,14%	53,58%	2,43%
668,6	1,015	33,4	10,055	71,04	35,17	37,45	49,51%	52,72%	3,21%
672,8	0,967	33,3	9,704	68,13	33,84	35,64	49,67%	52,31%	2,64%
700,4	0,817	35,1	7,851	59,91	28,86	30,35	48,17%	50,65%	2,49%
707	0,779	35,2	7,479	57,66	27,57	28,93	47,81%	50,17%	2,36%
584	1,157	28,9	11,905	70,78	36,03	38,34	50,91%	54,17%	3,26%
613	1,041	30,4	10,680	66,82	34,00	35,47	50,88%	53,08%	2,20%
630,1	0,909	31,6	8,684	60,01	28,74	31,12	47,89%	51,85%	3,97%
638,4	0,861	32,2	8,166	57,56	27,53	29,57	47,84%	51,38%	3,54%
655	0,784	32,9	7,309	53,76	25,18	27,13	46,84%	50,47%	3,63%
510,9	1,063	25,2	11,042	56,86	29,14	30,46	51,25%	53,57%	2,32%
526,7	1,012	25,9	10,192	55,80	27,64	29,67	49,54%	53,18%	3,64%
548	0,913	27,1	9,026	52,37	25,62	27,41	48,91%	52,33%	3,42%
568,5	0,834	28,1	8,302	49,65	24,43	25,56	49,21%	51,49%	2,28%
584,5	0,736	29,4	7,002	45,06	21,56	23,13	47,84%	51,32%	3,48%
451,2	0,980	22,2	10,119	46,31	23,52	24,68	50,79%	53,30%	2,50%
469	0,922	23,2	9,281	45,28	22,55	23,92	49,80%	52,83%	3,03%
477,9	0,890	23,6	8,978	44,53	22,19	23,35	49,83%	52,43%	2,61%
504,8	0,807	25,6	7,522	42,63	20,17	21,99	47,30%	51,57%	4,27%
522	0,727	26	6,579	39,73	17,91	20,10	45,09%	50,60%	5,51%
Најмања вредност:							45,09%	48,27%	0,97%
Највећа вредност:							51,95%	54,17%	5,51%
Просечна вредност:							49,02%	51,34%	2,32%

Табела 5. Резултати мерења за за варијанту 12(SS)-CA

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
481,5	0,901	53,68	5,122	45,44	28,79	30,24	63,35%	66,54%	3,19%
497,7	0,841	55,10	4,963	43,84	27,43	29,04	62,58%	66,25%	3,67%
509,4	0,800	56,92	4,411	42,65	26,29	27,82	61,64%	65,22%	3,59%
542,3	0,945	60,52	5,227	53,69	33,13	35,55	61,70%	66,21%	4,51%
565,1	0,869	63,00	4,717	51,44	31,12	33,51	60,50%	65,15%	4,65%
583,3	0,783	64,96	4,327	47,80	29,43	30,82	61,56%	64,47%	2,91%
629,3	0,933	69,40	5,146	61,50	38,83	40,07	63,14%	65,16%	2,02%
643,7	0,859	71,52	4,698	57,90	35,19	37,40	60,78%	64,59%	3,82%
661,5	0,754	73,42	4,079	52,22	31,36	33,09	60,06%	63,37%	3,31%
671,8	0,976	75,48	5,483	68,65	43,34	44,71	63,13%	65,12%	2,00%
692,6	0,862	76,87	4,786	62,55	38,53	40,17	61,60%	64,22%	2,62%

713,7	0,747	79,65	4,043	55,85	33,72	35,08	60,37%	62,81%	2,43%
753,0	0,912	82,89	5,164	71,88	44,89	46,16	62,45%	64,22%	1,77%
768,3	0,820	85,08	4,411	65,99	39,30	41,72	59,56%	63,22%	3,67%
788,4	0,700	87,12	3,769	57,80	34,38	35,66	59,48%	61,70%	2,21%
805,1	0,958	88,77	5,388	80,78	50,08	51,83	62,00%	64,16%	2,17%
821,2	0,881	91,55	4,886	75,74	46,84	48,16	61,84%	63,59%	1,74%
835,4	0,813	93,24	4,436	71,08	43,31	44,54	60,93%	62,66%	1,73%
850,4	1,054	95,66	5,801	93,85	58,11	60,68	61,92%	64,66%	2,74%
868,8	0,958	97,07	5,238	87,18	53,25	55,62	61,08%	63,80%	2,72%
890,5	0,832	98,29	4,575	77,62	47,09	48,64	60,67%	62,67%	2,00%
915,2	1,039	101,92	5,752	99,59	61,39	63,92	61,64%	64,18%	2,54%
939,7	0,908	104,88	4,881	89,35	53,61	56,24	60,00%	62,94%	2,94%
963,8	0,766	106,50	4,037	77,35	45,02	47,60	58,20%	61,54%	3,34%
971,2	1,061	109,00	5,935	107,94	67,74	69,26	62,75%	64,16%	1,41%
995,4	0,938	111,84	5,090	97,73	59,62	61,68	61,00%	63,11%	2,11%
1010,1	0,862	112,11	4,631	91,22	54,37	56,87	59,60%	62,34%	2,74%
1051,2	1,114	117,58	6,241	122,62	76,85	78,69	62,67%	64,18%	1,50%
1072,6	0,978	118,78	5,465	109,81	67,98	69,35	61,91%	63,16%	1,25%
1091,4	0,832	122,91	4,360	95,05	56,11	58,70	59,03%	61,76%	2,72%
1113,0	1,093	122,85	6,142	127,37	79,02	81,65	62,04%	64,10%	2,06%
1139,2	0,910	128,29	4,825	108,55	64,82	67,51	59,72%	62,19%	2,48%
1155,6	0,773	129,41	4,031	93,51	54,62	56,96	58,41%	60,92%	2,50%
Најмања вредност:							58,20%	60,92%	1,25%
Највећа вредност:							63,35%	66,54%	4,65%
Просечна вредност:							61,13%	63,77%	2,64%

Табела 6. Резултати мерења за за варијанту 12(SS)-CB

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
441,8	0,996	54,96	5,023	46,06	28,91	30,36	62,76%	65,91%	3,15%
483,5	0,867	60,82	4,048	43,90	25,78	28,13	58,73%	64,08%	5,35%
509,0	0,764	64,11	3,586	40,73	24,07	25,48	59,09%	62,55%	3,46%
503,4	0,982	63,88	4,691	51,78	31,38	33,25	60,60%	64,21%	3,61%
535,1	0,868	66,72	4,076	48,62	28,48	30,62	58,58%	62,98%	4,40%
560,5	0,787	69,20	3,581	46,18	25,95	27,75	56,20%	60,09%	3,90%
570,9	1,052	71,17	5,175	62,87	38,57	40,34	61,35%	64,17%	2,82%
601,1	0,919	76,38	4,305	57,85	34,43	36,44	59,52%	62,99%	3,47%
636,2	0,752	79,43	3,490	50,09	29,03	30,23	57,95%	60,35%	2,40%
711,6	1,040	89,74	5,055	77,51	47,50	49,25	61,28%	63,54%	2,26%
727,9	0,945	90,65	4,488	72,05	42,60	44,98	59,12%	62,43%	3,30%
755,2	0,786	95,11	3,595	62,18	35,81	37,15	57,59%	59,75%	2,16%
684,9	1,195	85,26	6,095	85,72	54,42	55,86	63,49%	65,17%	1,68%
704,2	1,083	86,94	5,399	79,89	49,15	51,02	61,53%	63,87%	2,34%
756,3	0,780	95,49	3,478	61,76	34,78	37,13	56,31%	60,12%	3,81%
779,1	1,054	98,50	5,050	86,02	52,09	54,38	60,55%	63,22%	2,66%
801,5	0,937	99,07	4,535	78,62	47,05	48,62	59,85%	61,84%	2,00%
824,0	0,804	103,26	3,678	69,38	39,77	41,65	57,32%	60,03%	2,71%
836,4	1,077	106,28	5,207	94,30	57,95	59,35	61,45%	62,94%	1,48%
867,1	0,904	109,07	4,203	82,08	48,00	50,02	58,48%	60,94%	2,46%
881,0	0,810	109,17	3,762	74,69	43,01	44,55	57,58%	59,64%	2,06%

Табела 6. Наставак									
887,2	1,093	112,59	5,251	101,51	61,91	63,74	60,99%	62,79%	1,80%
910,4	0,982	115,53	4,579	93,67	55,40	57,72	59,15%	61,62%	2,48%
937,1	0,836	118,32	3,813	82,08	47,25	49,00	57,57%	59,70%	2,13%
943,0	1,125	116,85	5,576	111,05	68,23	69,87	61,44%	62,92%	1,48%
959,1	1,029	120,49	4,917	103,35	62,04	63,97	60,03%	61,89%	1,87%
986,3	0,868	125,01	3,991	89,62	52,24	53,75	58,29%	59,97%	1,68%
1018,0	1,015	127,09	4,873	108,16	64,86	66,51	59,97%	61,49%	1,53%
1036,2	0,926	129,20	4,333	100,51	58,62	60,74	58,32%	60,43%	2,11%
1050,4	0,850	132,29	3,843	93,52	53,24	55,55	56,93%	59,40%	2,47%
1064,0	1,192	135,37	5,793	132,85	82,12	83,74	61,81%	63,03%	1,22%
1089,2	1,077	136,32	5,211	122,86	74,39	76,13	60,55%	61,96%	1,42%
1121,3	0,901	138,60	4,259	105,86	61,82	63,42	58,40%	59,91%	1,51%
Најмања вредност:							56,20%	59,40%	1,22%
Највећа вредност:							63,49%	65,91%	5,35%
Просечна вредност:							59,48%	62,00%	2,52%

Табела 7. Резултати мерења за за варијанту 11(SS)-CA

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
477,8	0,915	9,50	7,543	45,77	7,50	9,87	16,39%	21,57%	5,18%
498,5	0,839	9,84	7,367	43,81	7,59	9,22	17,32%	21,04%	3,72%
543,8	0,674	10,89	5,037	38,39	5,74	7,45	14,96%	19,41%	4,45%
544,8	0,939	10,93	7,986	53,56	9,14	11,47	17,06%	21,41%	4,35%
562,4	0,880	11,20	7,528	51,83	8,83	10,80	17,03%	20,84%	3,80%
581,2	0,794	11,55	6,389	48,31	7,73	9,82	15,99%	20,32%	4,33%
629,2	0,932	12,47	8,583	61,42	11,21	12,88	18,25%	20,97%	2,72%
640,0	0,879	12,80	7,342	58,89	9,84	12,03	16,71%	20,43%	3,72%
660,5	0,760	12,97	6,207	52,58	8,43	10,28	16,03%	19,55%	3,52%
652,9	1,079	13,02	10,350	73,77	14,11	15,78	19,13%	21,39%	2,26%
671,4	0,978	13,47	9,013	68,77	12,71	14,30	18,48%	20,80%	2,31%
695,0	0,849	13,92	7,037	61,81	10,26	12,37	16,60%	20,01%	3,41%
730,4	1,047	14,53	9,775	80,05	14,87	16,74	18,58%	20,91%	2,34%
757,8	0,883	15,07	7,576	70,06	11,96	14,01	17,07%	20,00%	2,93%
787,2	0,707	15,75	5,195	58,30	8,57	10,78	14,70%	18,49%	3,79%
785,3	1,053	15,34	10,148	86,61	16,30	17,98	18,82%	20,76%	1,94%
801,6	0,975	15,74	9,119	81,84	15,03	16,59	18,37%	20,27%	1,91%
831,3	0,832	16,21	7,105	72,45	12,06	14,00	16,65%	19,32%	2,68%
838,8	1,109	16,56	10,393	97,41	18,02	20,30	18,50%	20,84%	2,34%
858,7	1,012	16,81	9,138	91,00	16,09	18,46	17,68%	20,29%	2,60%
883,9	0,872	17,72	7,187	80,72	13,34	15,70	16,53%	19,45%	2,92%
910,4	1,063	18,09	10,131	101,38	19,19	20,71	18,93%	20,43%	1,50%
928,6	0,969	18,49	8,442	94,23	16,35	18,68	17,35%	19,82%	2,47%
946,6	0,869	18,64	7,351	86,11	14,35	16,49	16,66%	19,15%	2,49%
966,8	1,084	19,26	10,061	109,73	20,29	22,35	18,49%	20,37%	1,88%
995,2	0,939	19,55	8,547	97,82	17,50	19,02	17,89%	19,44%	1,55%
1015,3	0,836	20,21	6,762	88,86	14,31	16,64	16,10%	18,73%	2,62%
1046,2	1,141	20,82	10,797	125,02	23,54	25,54	18,83%	20,43%	1,60%
1075,9	0,954	21,25	8,364	107,46	18,61	20,77	17,32%	19,33%	2,01%
1099,0	0,766	21,86	7,557	88,12	17,30	18,84	19,63%	21,38%	1,75%
1115,7	1,076	22,41	9,923	125,72	23,29	25,08	18,53%	19,95%	1,42%

Табела 7. Наставак									
1143,1	0,879	22,31	7,555	105,20	17,65	19,72	16,78%	18,74%	1,97%
1160,8	0,726	22,98	5,652	88,19	13,60	15,31	15,42%	17,36%	1,94%
Најмања вредност:							14,70%	17,36%	1,42%
Највећа вредност:							19,63%	21,57%	5,18%
Просечна вредност:							17,36%	20,10%	2,74%

Табела 8. Резултати мерења за за варијанту 11(SS)-CB

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
476,8	0,918	9,63	8,230	45,86	8,30	10,08	18,10%	21,98%	3,88%
502,7	0,824	10,28	6,640	43,38	7,15	9,30	16,48%	21,43%	4,96%
548,5	0,657	11,09	5,019	37,74	5,83	7,57	15,44%	20,05%	4,61%
542,7	0,944	11,06	8,872	53,68	10,28	11,92	19,15%	22,21%	3,06%
560,4	0,888	11,40	7,692	52,11	9,18	11,31	17,62%	21,71%	4,09%
581,0	0,795	11,88	6,817	48,36	8,48	10,31	17,54%	21,32%	3,78%
624,6	0,953	12,65	9,324	62,34	12,35	13,99	19,81%	22,44%	2,63%
640,8	0,874	13,03	7,988	58,68	10,90	12,66	18,57%	21,57%	3,00%
657,0	0,782	13,33	6,740	53,80	9,41	11,18	17,49%	20,78%	3,29%
654,0	1,073	13,37	10,250	73,48	14,35	16,35	19,53%	22,25%	2,72%
675,4	0,956	13,79	8,611	67,63	12,44	14,64	18,39%	21,65%	3,25%
694,2	0,854	14,02	7,486	62,06	10,99	13,09	17,71%	21,09%	3,38%
727,2	1,066	14,71	10,502	81,16	16,18	17,80	19,94%	21,93%	2,00%
760,4	0,867	15,45	7,771	69,07	12,57	14,48	18,20%	20,97%	2,77%
787,7	0,704	15,88	5,429	58,09	9,03	11,28	15,54%	19,42%	3,87%
784,0	1,059	16,04	10,219	86,98	17,16	18,87	19,73%	21,69%	1,97%
797,8	0,993	16,16	9,264	82,97	15,68	17,73	18,90%	21,37%	2,47%
836,3	0,808	17,04	6,981	70,78	12,46	14,21	17,60%	20,08%	2,47%
841,7	1,096	17,20	10,242	96,56	18,45	20,98	19,11%	21,73%	2,62%
857,1	1,020	17,38	9,479	91,57	17,25	19,50	18,84%	21,30%	2,46%
880,1	0,894	17,88	7,860	82,43	14,72	17,02	17,86%	20,65%	2,79%
910,6	1,062	18,39	10,355	101,31	19,94	22,60	19,68%	22,31%	2,63%
924,6	0,990	18,73	9,288	95,89	18,22	20,90	19,00%	21,80%	2,79%
951,4	0,841	19,36	7,081	83,77	14,36	16,72	17,14%	19,96%	2,82%
964,6	1,095	19,47	10,659	110,62	21,73	23,65	19,64%	21,38%	1,74%
999,0	0,919	20,28	8,107	96,16	17,22	19,45	17,91%	20,23%	2,32%
1014,2	0,841	20,62	7,062	89,36	15,25	17,66	17,07%	19,76%	2,70%
1050,0	1,121	21,43	10,865	123,21	24,38	26,25	19,79%	21,30%	1,52%
1078,0	0,938	21,87	8,575	105,91	19,64	21,37	18,54%	20,18%	1,63%
1102,8	0,731	22,25	5,992	84,44	13,96	15,70	16,53%	18,59%	2,06%
1114,0	1,087	22,81	10,121	126,77	24,18	26,59	19,07%	20,98%	1,90%
1140,7	0,898	23,02	7,769	107,28	18,73	21,16	17,46%	19,72%	2,27%
1162,1	0,713	23,63	5,527	86,83	13,68	15,78	15,76%	18,17%	2,42%
Најмања вредност:							15,44%	18,17%	1,52%
Највећа вредност:							19,94%	22,44%	4,96%
Просечна вредност:							18,16%	20,97%	2,81%

Табела 9. Резултати мерења за за варијанту 22(SS)-CA

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
478,8	0,951	9,77	7,140	47,67	7,31	8,88	15,32%	18,62%	3,29%
498,5	0,841	10,13	4,963	43,92	6,23	7,88	14,18%	17,94%	3,76%
543,0	0,669	11,07	4,391	38,04	5,09	6,30	13,38%	16,56%	3,18%
545,7	0,937	11,10	7,037	53,53	8,18	9,74	15,28%	18,20%	2,91%
563,1	0,877	11,51	6,373	51,74	7,68	9,22	14,84%	17,82%	2,98%
581,4	0,793	11,87	5,223	48,26	6,49	8,29	13,45%	17,18%	3,73%
629,1	0,933	12,78	5,146	61,44	9,05	10,95	14,73%	17,82%	3,09%
639,1	0,883	13,02	5,950	59,13	8,11	10,30	13,72%	17,42%	3,70%
659,9	0,754	13,43	4,876	52,09	6,86	8,60	13,17%	16,51%	3,34%
653,9	1,091	13,36	7,949	74,70	11,12	13,70	14,89%	18,34%	3,45%
671,2	0,979	13,70	7,332	68,82	10,52	12,27	15,29%	17,83%	2,54%
695,0	0,849	14,12	5,598	61,81	8,28	10,52	13,40%	17,02%	3,62%
731,4	1,041	14,91	5,164	79,70	12,17	14,31	15,27%	17,95%	2,68%
758,3	0,880	15,42	6,237	69,87	10,07	11,89	14,41%	17,02%	2,60%
787,1	0,700	15,99	3,871	57,70	6,48	8,98	11,24%	15,57%	4,33%
785,1	1,054	15,95	7,823	86,67	13,07	15,45	15,08%	17,83%	2,75%
800,6	0,980	16,32	6,889	82,14	11,77	14,31	14,33%	17,42%	3,09%
831,0	0,834	16,86	5,834	72,55	10,30	12,91	14,20%	17,80%	3,60%
839,3	1,107	17,11	8,522	97,26	15,27	17,24	15,70%	17,73%	2,03%
859,6	1,007	17,54	7,230	90,67	13,28	15,67	14,65%	17,28%	2,64%
884,0	0,872	17,94	5,707	80,68	10,72	13,32	13,29%	16,51%	3,22%
911,0	1,060	18,49	7,812	101,16	15,13	17,66	14,96%	17,46%	2,50%
928,2	0,971	18,96	7,102	94,40	14,10	16,09	14,94%	17,04%	2,11%
946,9	0,867	19,25	5,670	85,97	11,43	14,02	13,30%	16,31%	3,01%
967,0	1,083	19,72	8,062	109,65	16,65	19,13	15,18%	17,45%	2,26%
995,3	0,938	20,22	6,635	97,77	14,05	16,20	14,37%	16,57%	2,20%
1015,0	0,837	20,69	5,710	89,00	12,37	14,23	13,90%	15,99%	2,09%
1047,0	1,137	21,38	8,810	124,65	19,73	21,74	15,83%	17,44%	1,61%
1075,6	0,956	21,95	6,644	107,68	15,27	17,83	14,18%	16,56%	2,38%
1098,9	0,767	22,41	4,811	88,21	11,29	13,49	12,80%	15,29%	2,49%
1115,0	1,080	22,67	8,045	126,15	19,10	21,62	15,14%	17,14%	2,00%
1142,5	0,884	23,17	5,855	105,73	14,21	16,93	13,44%	16,01%	2,57%
1161,1	0,723	23,69	4,277	87,88	10,61	13,08	12,07%	14,88%	2,81%
Најмања вредност:							11,24%	14,88%	1,61%
Највећа вредност:							15,83%	18,62%	4,33%
Просечна вредност:							14,24%	17,11%	2,87%

Табела 10. Резултати мерења за за варијанту 22(SS)-CB

n_{ul} [min ⁻¹]	T_{ul} [Nm]	n_{iz} [min ⁻¹]	T_{iz} [Nm]	P_{ul} [W]	$P_{iz(e)}$ [W]	$P_{iz(t)}$ [W]	η_e [%]	η_t [%]	ζ_d [%]
480,6	0,905	9,47	7,537	45,53	7,48	9,87	16,42%	21,67%	5,25%
496,2	0,848	9,95	4,963	44,05	7,96	9,44	18,07%	21,43%	3,36%
544,2	0,673	10,73	4,389	38,34	4,93	7,43	12,86%	19,38%	6,52%
543,2	0,943	10,89	7,754	53,65	8,84	11,51	16,48%	21,45%	4,98%
562,8	0,879	11,27	7,500	51,78	8,85	10,85	17,09%	20,95%	3,86%
576,4	0,818	11,44	6,534	49,38	7,83	10,04	15,86%	20,33%	4,48%
623,2	0,959	12,56	5,146	62,60	10,61	13,14	16,95%	20,99%	4,04%
638,9	0,884	12,46	7,733	59,17	10,09	12,04	17,05%	20,35%	3,30%

Табела 10. Наставак									
662,0	0,751	12,95	5,931	52,03	8,04	10,09	15,45%	19,39%	3,94%
656,3	1,060	13,09	9,315	72,88	12,77	15,46	17,52%	21,21%	3,69%
671,8	0,976	13,12	9,018	68,65	12,39	14,21	18,05%	20,70%	2,65%
697,8	0,834	13,68	6,946	60,95	9,95	12,07	16,33%	19,80%	3,48%
730,7	1,045	14,33	5,164	79,95	14,18	16,52	17,74%	20,66%	2,93%
762,1	0,857	14,85	7,575	68,41	11,78	13,45	17,22%	19,66%	2,44%
785,5	0,717	15,72	5,552	59,01	9,14	10,94	15,49%	18,54%	3,05%
786,2	1,049	15,54	9,400	86,36	15,30	17,67	17,72%	20,46%	2,74%
798,1	0,992	15,87	9,175	82,89	15,25	16,75	18,40%	20,21%	1,81%
831,8	0,830	16,51	7,218	72,28	12,48	13,87	17,27%	19,19%	1,92%
840,0	1,103	16,63	10,103	97,06	17,59	19,94	18,12%	20,54%	2,42%
859,9	1,006	17,04	9,182	90,56	16,38	18,23	18,09%	20,13%	2,04%
880,0	0,895	17,50	7,939	82,48	14,55	15,94	17,64%	19,33%	1,69%
913,7	1,047	17,78	10,063	100,16	18,74	20,22	18,71%	20,19%	1,48%
928,0	0,972	18,53	8,247	94,48	16,00	18,53	16,93%	19,61%	2,68%
945,3	0,876	18,48	7,274	86,74	14,08	16,56	16,23%	19,09%	2,86%
964,4	1,096	19,33	9,756	110,70	19,75	22,28	17,84%	20,13%	2,29%
995,4	0,938	19,74	7,895	97,73	16,32	18,90	16,70%	19,34%	2,64%
1014,1	0,842	20,21	7,238	89,41	15,32	16,70	17,13%	18,68%	1,54%
1049,2	1,125	20,63	10,505	123,60	22,70	24,87	18,37%	20,12%	1,76%
1076,2	0,952	21,10	8,731	107,24	19,29	21,66	17,99%	20,20%	2,21%
1094,9	0,802	21,55	6,350	91,93	14,33	16,71	15,59%	18,18%	2,59%
1116,4	1,072	21,94	10,167	125,28	23,36	25,76	18,65%	20,56%	1,92%
1137,4	0,924	22,71	7,704	110,04	18,32	20,81	16,65%	18,91%	2,26%
1156,9	0,761	22,84	5,808	92,20	13,89	16,32	15,06%	17,70%	2,64%
Најмања вредност:							17,02%	19,97%	2,95%
Највећа вредност:							12,86%	17,70%	1,48%
Просечна вредност:							18,71%	21,67%	6,52%

Величине приказане у табелама су:

n_{ul} [min^{-1}] – улазни број обртаја,

T_{ul} [Nm] – улазни обртни момент,

n_{iz} [min^{-1}] – излазни број обртаја,

T_{iz} [Nm] – излазни обртни момент,

P_{ul} [W] – експериментално измерена улазна снага,

$P_{iz(e)}$ [W] – експериментално измерена излазна снага,

$P_{iz(t)}$ [W] – теоријски добијена излазна снага,

η_e [%] – експериментално измерен степен искоришћења,

η_t [%] – теоријски добијен степен искоришћења,

ζ_d [%] – фактор додатних губитака.

БИОГРАФИЈА

Тихомир Мачкић је рођен 25. јануара 1973. године у Бањој Луци. После завршене Металске школе у Бањој Луци 1991. године и стицања знања машинског техничара, уписује се на Машински факултет у Бањој Луци, где дипломира 2002. године на смеру за производно машинство. После дипломирања ради као конструктор у фабрици алатних машина „Јелшинград“ у Бањој Луци. Од 2004. до 2011. године ради као професор информатике у Економској школи у Бањој Луци и као професор машинске групе предмета у Техничкој школи у Бањој Луци. У јануару 2011. године бира се у звању асистента за ужу научну област Машинске конструкције и запошљава на Катедру за механику и конструкције Машинског факултета у Бањој Луци. Звање вишег асистента стиче 2014. године и суделује у извођењу наставе на предметима у оквиру Катедре за механику и конструкције.

За време рада на Машинском факултету суделује као сарадник на два научно-истраживачка пројекта, са успешно реализованим обукама и радионицама. У оквиру програма СЕЕРУС, обавља студијске боравке на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Као аутор или коаутор, објавио је више радова у научно-стручним часописима, као и на домаћим и међународним научно-стручним скуповима. Од 2011. године уписује докторске студије на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. У току докторских студија, истраживачки рад је му је усмерен на проблематику сложених планетарних преносника, који користе зупчанике са циклоидним профилем.

Од 2011. године, члан је Асоцијације за дизајн, елементе и конструкције АДЕКО.

Активно се служи енглеским језиком.

Ожењен је и отац троје деце.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

**Анализа радних карактеристика и унутрашњих токова снаге сложених
циклопреносника**

представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

У Крагујевцу, 24.8.2023. године,

потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

**Анализа радних карактеристика и унутрашњих токова снаге сложених
циклопреносника**

истоветне.

У Крагујевцу, 24.8.2023. године,

потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Тихомир Мачкић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

“Анализа радних карактеристика и унутрашњих токова снаге сложених циклопреносника”

и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем преузимања.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам¹

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада²

У Крагујевцу, 24.8.2023. 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/>