

**Факултет инжењерских наука Универзитета у
Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Машинске конструкције и механизација
Предмет: Машински елементи II
Број индекса: 196/2014

Лука С. Петровић
Преносници снаге са великим
преносним односима
завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Мирко Благојевић, ван.проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да опише преноснике снаге нове генерације са великим преносним односом. Такође, потребно је извршити и упоредну анализу њихових основних параметара и донети одговарајуће закључке.

Препоручена литература:

- [1] В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [2] Б. Стојановић, М. Благојевић: МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.

Крагујевац, август 2017.

Ментор:

Др Мирко Благојевић, ван. проф.

Power transmission devices with big gear ratios

Abstract

There is general description of power transmission devices, their division and use in engineering within this work. Planetary reducers, harmonic reducers and cycloidal reducers are used to describe big gear ratios. Their function, working principle, fields of application and their specifications are within this work. Also, there is comparison of this reducers from the aspect of dimensions, gear ratios, efficiency ect. At the end, there are tables and diagrams of working characteristics, made from catalogs of producers.

Key words: gear ratio, planetary reducers, harmonic reducers, cycloidal reducers

Преносници снаге са великим преносним односима

Резиме

У оквиру овог завршног рада генерално су описани преносници снаге, дата је њихова подела, као и улога у инжењерству. Као преносници снаге са великим преносним односима разматрани су планетарни преносници, таласни редуктори и циклоредуктори. Описана је њихова функција, принцип рада, области примене као и одређене спецификације. Такође, дат је њихов међусобни упоредни приказ с аспекта габарита, преносних односа, степена искоришћења итд. На крају рада, уз помоћ табела и дијаграма оформљених из каталога произвођача, дат је приказ радних карактеристика преносника снаге са великим преносним односима.

Кључне речи: преносни однос, планетарни преносници, таласни редуктори, циклоредуктори

САДРЖАЈ

Увод.....	1
1. Планетарни преносници.....	3
1.1 Основни појмови и подела.....	3
1.2 Карактеристике планетарних преносника.....	6
1.3 Класификација и означавање планетарних преносника	6
1.4 Кинематика планетарних преносника	7
1.5 Избор броја зубаца зупчаника планетарних преносника.....	7
1.6 Оптерећења планетарних преносника	9
1.6.1 Силе и моменти код планетарног преносника	10
2. Таласни (хармонијски) преносници.....	12
2.1 Принцип рада таласног преносника.....	12
2.2 Карактеристике таласних редуктора.....	14
2.3 Примена таласних преносника	14
2.4 Структурна решења таласних преносника	15
2.5 Кинематика таласног преносника	17
3. Циклоредуктори.....	19
3.1 Принцип рада и саставни елементи циклоредуктора.....	20
3.2 Основне карактеристике циклоредуктора	21
3.3 Област примене циклоредуктора	23
3.4 Геометрија циклоредуктора и поступак прорачуна геометријских величина циклозупчаника.....	24
4. Поређења преносника снаге са великим преносним односима.....	26
4.1 Поређење планетарног редуктора и циклоредуктора	26
4.2 Поређење циклоредуктора и таласног редуктора.....	28
5. Анализа техничких параметара редуктора	31
5.1 Конвенционални моторредуктори	31
5.2 Планетарни моторредуктори	32
5.3 Циклоидни моторредуктори	33
5.4 Таласни моторредуктори.....	34
5.5 Упоредни прикази параметара редуктора	35
6. Закључак.....	38
Литература	39

Увод

Елементи за пренос снаге служе за преношење и трансформацију механичке енергије и угаоне брзине од излазног вратила погонске машине до неког дела радне машине (нпр. улазно вратило радне машине, елиса код авиона, погонски точкови превозних средстава и др.), [1]. Преносник снаге у најширем смислу представља машинску групу или целу машину, чији је задатак да пренесе механичку енергију од погонске машине до радне машине, повећа обртни момент и смањи угаону брзину на радној машини (уколико је реч о редуктору).

Према принципу рада, преносници се деле на:

- механичке,
- електричне,
- хидрауличне,
- пнеуматске и
- комбиноване.

Када се мисли на преносни однос преносника, он може бити:

- радни и
- кинематски.

Радни преносни однос i , представља однос улазног и излазног броја обртаја, односно улазне и излазне угаоне брзине:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}}$$

Кинематски преносни однос (код зупчастих преносника) u , је однос кинематских пречника (или бројева зубаца) великог и малог зупчаника:

$$u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

У зависности од величине радног преносног односа преносника (i), разликују се, [2]:

- редуктори ($i > 1$),
- мултипликатори ($i < 1$) и
- једноставни преносници ($i = 1$).

У овом завршном раду биће разматрани редуктори са великим преносним односом. Под појмом редуктор подразумева се преносник смештен у засебном кућишту. Задатак редуктора је да преноси снагу од погонске до радне машине уз одговарајуће повећање обртног момента и смањење угаоне брзине, [3].

У данашњој производњи, као и у претходних неколико деценија, највише су у примени механички преносници снаге. Њихова карактеристика јесте да снагу могу преносити обликом као и трењем површина у додиру елемената, па на основу тога постоје:

- зупчасти преносници,
- фрикциони преносници,
- каишни (ремени) преносници,
- ланчани преносници.

Зупчасти и ланчани преносници снагу преносе обликом, фрикциони трењем, а каишни и обликом и трењем.

Поред ових основних типова механичких преносника, постоји већи број других, који могу представљати комбинацију постојећих, или специјални облик основних механичких преносника. Тако, зупчасти каишни преносници конструктивно представљају комбинацију зупчастог и ланчаног преносника, која укључује добре особине оба типа преносника и ствара нови квалитет.

Развојем машинства, развијали су се и преносници снаге, односно развијале су се њихове разне радне карактеристике у погледу великог степена искоришћења, оптималних димензија и масе као и великих преносних односа.

Велики преносни однос значи да се број обртаја излазног вратила редуктора умањи за више од седамдесет пута у односу на број обртаја улазног вратила редуктора и да се на рачун тога сразмерно повећа излазни обртни момент.

Индустрија механичких преносника је у XX и XXI веку доживела праву експанзију. Најсавременији механички преносници поседују изванредне радне карактеристике (велики степен искоришћења, велики преносни однос, компактна конструкција...). Захваљујући њима, механички преносници и даље имају најширу примену у индустрији у односу на остале врсте преносника, [2].

У овом раду биће разматрани најзначајнији представници нове генерације механичких преносника:

- планетарни редуктори,
- таласни редуктори и
- циклоредуктори.

1. Планетарни преносници

Планетарни преносници припадају групи зупчастих механичких преносника и најпре су примењени у неким уређајима транспортних и ратних средстава. Касније се њихова примена проширила на алатне машине и инструменте, да би данас била интензивно пренета на широк спектар индустријских производа, [4]. Планетарни преносници су нашли велику примену управо из разлога што имају велике предности које уносе у машинске системе.

Оно што је суштински ново код планетарних преносника у односу на конвенционалне зупчасте преноснике јесте постојање члана који врши обртање око своје осе, а истовремено и заједно са другим члановима око централног члана и централне осе. Само кретање елемената планетарног преносника јесте слично кретању планета, па је тако и добио назив.

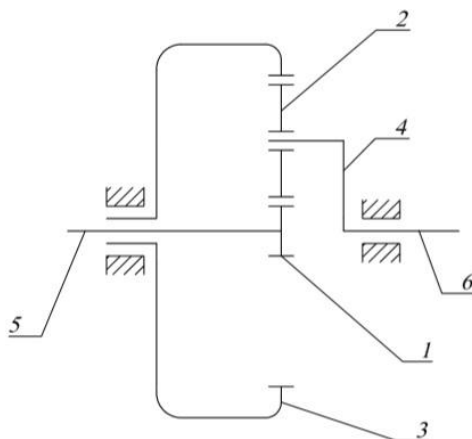
Специфичност планетарних механизма, а нарочито њихове кинематске и динамичке карактеристике, већ годинама су повод теоријских истраживања бројних научника. Многобројни теоријски предлози нових конструкција и решења нису нашли свој пут до коначне реализације, [4].

Између теоријских решења, првенствено кинематских шема и експлоатационих карактеристика планетарних преносника постоји велика разлика. То је доказ сложености и основни разлог што је данас у машинској техници у примени мањи број могућих решења ових преносника. Мали број произвођача планетарних преносника је такође доказ да их је веома тешко произвести.

1.1 Основни појмови и подела

Планетарни преносници су настали од стандардних преносника са константним преносним односом, с тим што поседују одређене специфичности. Наиме, једноставни преносници са константним преносним односом садрже зупчанике који се окрећу (ротирају) око осе вратила улежиштених у чврста кућишта, док код планетарног преносника фигуришу зупчаници који врше два обртна кретања. Једно обртно кретање јесте око сопствене осе, а друго јесте ротација те осе (осе зупчаника) око централне осе планетарног преносника, па се на основу тога може рећи да су планетарни преносници, преносници код којих је сопствена оса бар једног зупчаника покретна. Зупчаници са покретним осама називају се **сателити**, а осе сателита улежиштене су у **носачу сателита** (водећем носачу).

Зупчаници чије се осе поклапају са централном осом планетарног преносника називају се **централни зупчаници** са унутрашњим и спољашњим озубљењем, [4]. На слици 1.1 дат је шематски приказ планетарног преносника са основним елементима.



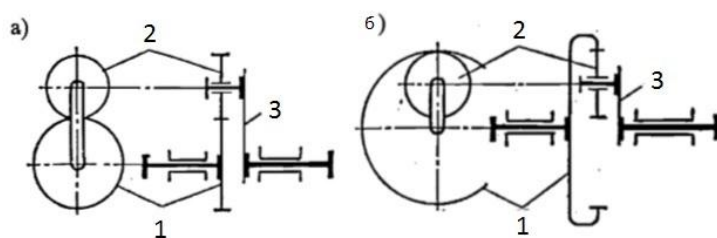
Слика 1.1 Шематски приказ планетарног преносника, [4]

Ознаке са слике 1.1 су:

- 1 Централни зупчаник са спољашњим озубљењем,
- 2 Сателит,
- 3 Централни зупчаник са унутрашњим озубљењем,
- 4 Носач,
- 5 Улазно вратило,
- 6 Излазно вратило.

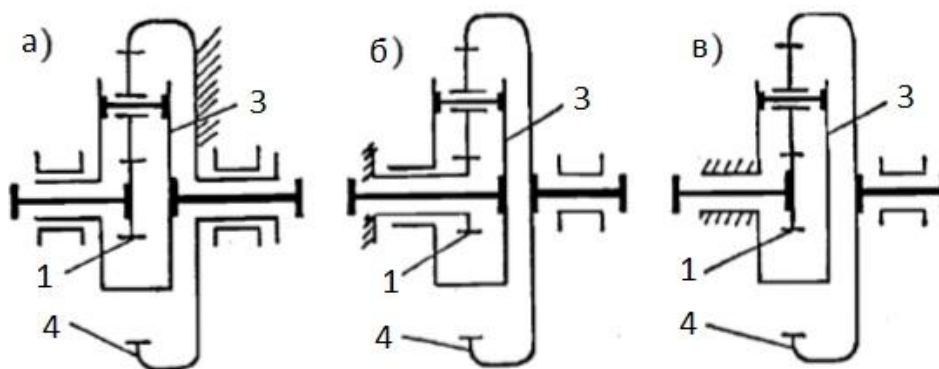
Планетарни преносници нашли су посебну примену у моторним возилима, на бродовима, код турбинских преносника, авиона, у општој машиноградњи, као и у многим другим машинским системима. Такви системи захтевају пренос великих снага при великом броју обртаја. Примену су нашли у многим индустријским гранама, како би се њима решили проблеми који се не могу решити обичним преносницима.

Елементарни планетарни механизми са спољашњим спрезањем зупчаника се могу представити сликом 1.2 а). Зупчаник (1) чија се оса поклапа са главном осом механизма и који се обрће само око своје осе, назива се **централним зупчаником**, а понегде у литератури и **сунчаним зупчаником**. Зупчаник (2) је у спреси са зупчаником (1) и обрће се око своје осе, а истовремено и заједно са чланом (3) око осе централног зупчаника (1). На тај начин зупчаник (2), који се назива **сателит** учествује у два кретања: релативном кретању око своје осе и заједно с њом око основне (централне) осе механизма. Члан планетарног механизма у коме су постављена вратила зупчаника са покретним осама (сателити) назива се **носачем** (3). Оса око које се обрће носач назива се основна или централна оса. Чланови планетарног механизма чије се осе поклапају са основном осом и примају оптерећење од спољашњег момента, називају се основним члановима. На слици 1.2 б) приказан је планетарни преносник, чији централни зупчаник (1) има унутрашње озубљење.



Слика 1.2 Планетарни механизми, [5]

Планетарни механизам може имати један или неколико сателита једнаких димензија, који могу бити једнострано или двострано озубљени (двојни сателити), [5]. Механизми приказани на слици 1.2 састављени од два члана (1 и 3) чије се осе обртања поклапају са основном осом, не могу се користити за пренос снаге. Додавањем централног зупчаника (4) са унутрашњим озубљењем, добија се планетарни механизам са три члана (1, 3 и 4) чије се осе обртања поклапају са основном осом (слика 1.3).



Слика 1.3 Варијације планетарног механизма, [5]

Фиксирањем, на пример члана (4), добија се широко распрострањени планетарни преносник са непокретним зупчаником (4), у коме су погонски и гоњени елементи (1) и (3) (слика 1.3 а). Заустављањем зупчаника (1), добија се преносник са погонским и гоњеним члановима (3) и (4) (слика 1.3 б). Уколико се заустави члан (3), добија се преносник са погонским и гоњеним елементима (1) и (4) (слика 1.3 в).

На основу горе наведеног, може се доћи до закључка да је код планетарних механизма број како погонских тако и гоњених елемената већи него код класичних, конвенционалних преносника, што даје већу слободу конструктору при уобличавању конструкције.

Планетарни механизам у коме су два основна члана везана са погонским и гоњеним вратилима, а трећи (основни) члан се не обрће, назива се планетарним преносником, при чему се подразумева да преносник поред кретања преноси снагу, за разлику од механизма.

Планетарни механизми код којих су покретна сва три основна члана, назива се диференцијалним механизмом. У случају да механизам преноси енергију механичког кретања назива се диференцијалним преносником или диференцијалом, [5]. Диференцијални преносници се примењују у два случаја:

- када је потребно да се снага и кретање пренесу са једног мотора на две радне машине (два вратила) и
- када се снага и кретање са два мотора преносе на једно гоњено вратило.

Преносници овог типа нашли су примену код нпр. погонских мостова транспортних машина, у редукторима авиомотора, итд.

1.2 Карактеристике планетарних преносника

Планетарни преносници спадају у групу специфичних преносника чија се све већа употреба заснива на великом броју добрих радних карактеристика. Они се одликују многим предностима, у зависности од њихове примене, а то су:

- висок степен искоришћења,
- велики преносни однос, поготову комбинацијом два или више планетарних преносника,
- расподела укупне снаге на више сателита,
- компактна конструкција,
- мале замајне масе,
- мале брзине клизања и котрљања на боковима зубаца,
- могућност примене зупчаника мањих модула,
- коаксијални распоред улазног и излазног вратила, итд.

Једна од основних позитивних карактеристика планетарних преносника јесте управо могућност остваривања великих преносних односа. Одређена кинематска решења дозвољавају преносне односе при редукцији и до $i=10000$, [5] али на рачун малог степена искоришћења. Да би се постигао већи преносни однос ($i=10-125$) са већим степеном искоришћења, потребан је двостепени планетарни преносник.

Приликом конструисања планетарних преносника, постиже се уштеда у тежини и до 75%, [4]. Мањи пречници и мање масе дају мањи замајни момент у односу на конвенционалне преноснике.

Поред наведених предности, планетарни преносници имају и одређене недостатке:

- сложенији су од класичних преносника,
- њихова кинематика и монтажа су такође сложенији,
- осетљиви су на промену међуосног растојања и друга одступања,
- јављају се допунске силе услед недовољне тачности расподеле оптерећења између сателита,
- скупљи су од стандардних преносника, итд.

1.3 Класификација и означавање планетарних преносника

Велики број конструкционих решења планетарних преносника заснованих на могућим решењима планетарних механизма изискује потребу за једнозначним означавањем. Како би се избор преносника што више олакшао, потребно је прописати класификацију и означавање, на основу кога се може препознати структура, број и врста основних чланова.

Данас постоји широка палета начина за означавање планетарних преносника, а у овом раду ће се користити препоруке GOST стандарда, из 1976, [6]. Означавање по овом стандарду је веома једноставно и даје довољан број информација.

Планетарни преносници који у саставу основних чланова имају два централна зупчаника ($2k$) и носач (h), називају се преносницима $2k-h$. Преносници ове врсте са једностраним сателитом означавају се са A , са двојним сателитом B и C , и са коничним

зупчаником E . Преносници са три централна зупчаника ($3k$) носе ознаку $3k$ и пројектују се са двојним или једностраним сателитом.

Да би се одредиле ближе конструкционе варијанте, користе се индекси, и то:

- доњи индекси одговарају основним члановима, везаним за спољашња вратила,
- горњи индекс одговара непокретном члану.

Ознаке двостепених и вишестепених планетарних преносника у структури формуле означавања садрже ознаке механизма из којих су састављени. Чланови спороходних степени носе индекс 1, чланови брзоходних степени – индекс 2.

У техничкој литератури различитих говорних подручја, користе се и различити системи означавања планетарних преносника. Тако се нпр. у Немачкој означавање врши комбинацијом слова и бројева. Словом A је означено спољашње спрезање, словом I унутрашње спрезање, а бројевима 1 и 2 једноstepени и двостепени преносници, [5].

1.4 Кинематика планетарних преносника

Пројектовање планетарних преносника подразумева претходну кинематску анализу усвојене шеме преносника, па на основу тога се разликују задаци кинематске анализе:

- одређивање положаја чланова преносника,
- одређивање брзина и убрзања елемената преносника,
- дефинисање једначина кретања елемената преносника,
- одређивање броја обртаја елемената преносника и
- одређивање преносних односа.

Да би се прибегло данашњем тренду, односно свеprisутнијем рационалном конструисању, посебна пажња се треба усмерити ка одређивању броја обртаја појединих елемената, као и дефинисању преносних односа. Свакако да то може бити отежано, поготово код сложених планетарних преносника.

За кинематска испитивања и одређивање кинематских карактеристика планетарних преносника, данас се у техничкој литератури најчешће користе:

- метода плана брзина и броја обртаја,
- метода заустављања носача сателита (метода *Willis-a*),
- одређивање преносног односа преко угла обртања,
- метода тренутног пола, итд.

1.5 Избор броја зубаца зупчаника планетарних преносника

Да би пројектовање планетарних преносника било параметарски оптимизовано, што се сматра као правило, потребно је да се узме у обзир независно променљиви параметар, а то је, свакако, број зубаца зупчаника. Сам избор броја зубаца зупчаника код пројектовања планетарних преносника игра веома важну улогу, што

није ни мало лак посао за конструктора. Неопходно је приметити да се исти или блиски преносни однос може остварити различитим бројевима зубаца.

Изабрани број зубаца мора обезбедити задати преносни однос и услове монтаже (суседност, саосност, итд.). Истовремено, одабрани зупчаници морају одговарати најбољим вредностима критеријума квалитета, што се односи на степен искоришћења, масе, поузданост, итд.

Најчешће, избор броја зубаца зупчаника планетарних преносника започиње успостављањем везе између броја зубаца централног и осталих зупчаника, користећи већ задате или усвојене преносне односе. Затим се проверавају услови спрезања, одређују геометријске величине као и сам критеријум квалитета преносника. Може се закључити да је избор броја зубаца зупчаника резултат бројних компромиса и постављених захтева.

Избор броја зубаца основног механичког преносника (слика 1.4 - зупчаник z_b је непокретан) започиње разматрањем преносног односа:

$$i = \frac{n_a}{n_h} = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) \quad (1.1)$$

где је:

n_a - број обртаја улазног вратила,

n_h - број обртаја излазног вратила,

z_b - број зубаца централног зупчаника за унутрашњим озубљењем,

z_a - број зубаца централног зупчаника са спољашњим озубљењем.

Уколико је преносни однос задата величина, а z_a усвојена величина, број зубаца зупчаника се може бирати из једначина:

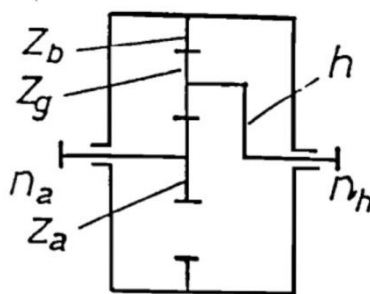
$$z_b = z_a \cdot (i - 1) \quad (1.2)$$

$$\frac{z_b + z_a}{n_w} = M, \quad (1.3)$$

где је:

M -параметар монтаже,

n_w - број сателита.



Слика 1.4 Шема планетарног преносника са бројевима обртаја и бројевима зубаца зупчаника, [5]

При избору броја зубаца централног зупчаника z_a треба водити рачуна о подсецању профила и проблемима чврстоће који су присутни при избору малог броја зубаца зупчаника.

Једначина (1.3) карактерише услов монтаже код преносника са више од једног сателита, где је n_w број сателита, а параметар монтаже M цео број. Ако је M разломљен број, z_b се повећава или смањује и проверава преносни однос. Одступање преносног односа Δi не сме бити веће од 4% код једноступених преносника. Уколико је $\Delta i > 4\%$, усваја се већа вредност за z_a и понавља се поступак.

Број зубаца сателита z_g се може одредити из услова саосности, који обезбеђује једнакост свих осних растојања у спрегнутим зупчастим паровима:

$$z_g = \frac{(z_b - z_a)}{2} \quad (1.4)$$

Истиче се још једном да избор броја зубаца као и других параметара планетарног преносника мора бити потврђен оптималношћу избора. У већини случајева степен искоришћења преносника расте са порастом броја зубаца зупчаника z_a . Са друге стране, повећањем броја зубаца расте и маса како зупчаника, тако и преносника. Из приложеног се да закључити, да конструктор треба да уз помоћ оптимизације, познатих принципа и искуства, пројектује што бољи преносник.

На основу досадашњих искустава пројектаната могу се дефинисати нека основна правила и упутства која треба користити при пројектовању планетарних преносника.

При избору броја зубаца централног зупчаника, треба усвојити већи број зубаца јер се тиме постижу знатне предности у виду мањег површинског притиска бокова зубаца, веће чврстоће корена зупца, мањи модули зупчаника, итд. Што је већи број зубаца, клизање, а самим тим и хабање зупчаника је мање. Из тих разлога се код брзоходних зупчаника не препоручује број зубаца мањи од 25. Број зубаца зупчаника мањих брзина не треба бирати испод 18 до 19, ако су зупци са непомереним профилем. Уколико су са помереним профилем, не треба бирати број зубаца испод 10, [5].

1.6 Оптерећења планетарних преносника

Како би се одредио напон у зупцима зупчаника планетарних преносника потребно је познавати оптерећења. Оптерећења на зупчанику могу се поделити на унутрашња и спољашња. Унутрашња оптерећења су последица одступања стварних кинематских услова од теоријских услова, док спољашња потичу од оптерећења које зупчасти пар треба да пренесе са једног вратила на друго.

Спољашња оптерећења су по правилу променљива у току рада. У недостатку егзактних метода којима би се узело у обзир дејство неравномерности и додатна изазвана оптерећења, при прорачуну зупчаника се повећање оптерећења одређује фактором неравномерности (фактором радних услова) K_A , [5].

Динамичке силе зависе од низа чинилаца као што су:

- елстичност зубаца,
- оптерећење,
- тачност израде,
- обимна брзина итд.

Код планетарних преносника јавља се и један додатни проблем, а то је неравномерна расподела оптерећења међу сателитима. Она се јавља из више разлога: нетачност при изради основних елемената, грешке у распореду сателита, неправилности на површинама зубаца, утицај зазора, итд.

Прорачун чврстоће зупчаника код планетарних преносника врши се на исти начин као и код зупчаника чије су осе непокретне, али се морају узети у обзир специфичне карактеристике планетарних преносника.

Код унутрашњег спрезања присутна је значајна повољност у односу на спољашње спрезање. У спрези су испупчена и удубљена страна еволвенте. То директно утиче на смањење површинског притиска бокова зубаца.

Потребно је напоменути да се прорачун код планетарних преносника врши за сваки пар зупчаника. Прорачун спрезања централног зупчаника са сателитима своди се на прорачун обичног пара са непокретним осама зупчаника.

1.6.1 Силе и моменти код планетарног преносника

Пре него што се крене са одређивањем момената код планетарног преносника, потребно је да се прво одреде силе које делују на бокове зубаца зупчаника у захвату, као и силе на носачу сателита. Све силе планетарних преносника морају бити у равнотежи. Радијалне компоненте сила не утичу на величину обртних момената, па се анализа врши само са обимним компонентама.

Према условима равнотеже, збир свих спољашњих момената једнак је нули:

$$M_a + M_b + M_h = 0 \quad (1.5)$$

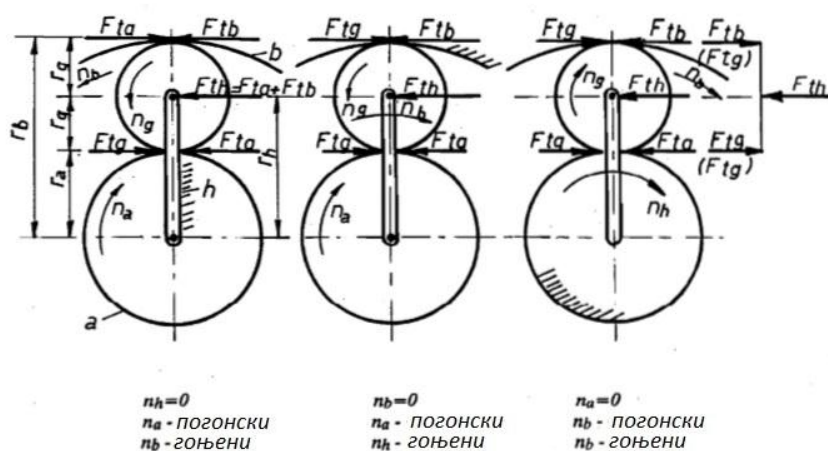
где су:

M_a -момент централног зупчаника са спољашњим озубљењем,

M_b -момент централног зупчаника са унутрашњим озубљењем,

M_h -момент носача сателита.

Распоред сила не зависи од тога који је од елемената непокретан, што је приказано на слици 1.5.



Слика 1.5 Силе код планетарног преносника, [5]

$$\begin{aligned}M_a &= F_{ta} \cdot r_a, \\M_b &= F_{tb} \cdot r_b = F_{ta} \cdot r_a \cdot \frac{r_b}{r_a}, \\M_h &= -F_{th} \cdot r_h = -2 \cdot F_{ta} \cdot \frac{r_a + r_b}{2} = -F_{ta} \cdot r_a \cdot \left(1 + \frac{r_b}{r_a}\right).\end{aligned}\tag{1.6}$$

где су:

F_{ta} - обимна сила на централном зупчанику са спољашњим озубљењем,
 r_a - полупречник кинематског круга централног зупчаника са спољашњим озубљењем,
 F_{tb} - обимна сила на централном зупчанику са унутрашњим озубљењем,
 r_b - полупречник кинематског круга централног зупчаника са унутрашњим озубљењем,
 F_{th} - обимна сила на носачу сателита,
 r_h - растојање осе сателита од осе централног зупчаника.

Момент је позитиван (+) ако се подудара са смером угаоне брзине, а негативан (-) ако је супротног смера. Позитивни моменти се називају и погонским ($M_p > 0$), а негативни гоњеним ($M_g < 0$).

2. Таласни (хармонијски) преносници

Таласни преносник је откривен 1959. године од стране *Walt Musser-a* у Сједињеним Америчким Државама, а прва примена је била код авиона. У периоду од 1970. до 1980. године, опсег примене је проширен и допуњен индустријском роботиком и алатним машинама, [7].

Године 1971. у мисији „Аполо 15“ искоришћен је први таласни преносник, што говори да је на самом почетку развоја обезбедио себи широку област примене.

Таласни преносник се доста разликује од обичних преносника. Наиме, он користи еластичну компоненту која се може деформисати, како би постигао висок степен редукције у само једној фази преносника са три основне компоненте. Те компоненте су (слика 2.1):

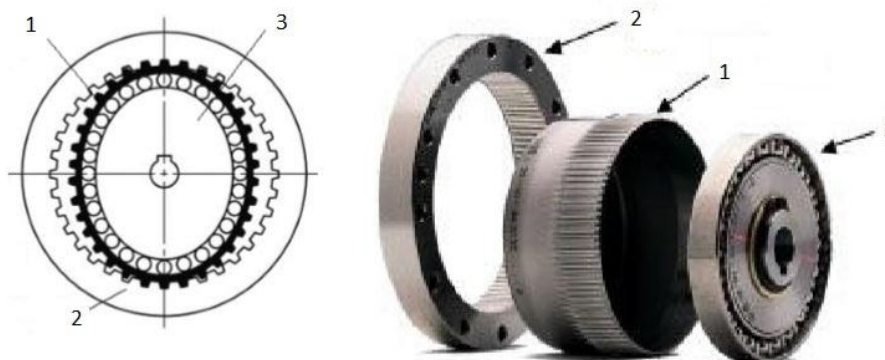
- 1 - танкозидни еластични зупчаник,
- 2 - чврсти зупчаник и
- 3 - генератор таласа (деформација).

На развијању таласног преносника, његове конструкције и ефикасности, највише се ради у Јапану и Немачкој. Развој је константан, почевши од зупчаника па до степена искоришћења. Зупчаници морају задовољити низ захтева: морају обезбедити тачност позиционирања и поновљивост, високу носивост, високу отпорност на увијање, компактност и једноставан дизајн по конкурентној цени.

Хармонијски преносник је стандардна компонента у широком спектру области у којима се примењује, као што су: алатне машине, машине за штампање, роботика, машине за производњу полупроводника, итд.

2.1 Принцип рада таласног преносника

У основи, таласни преносник се састоји из три елемента чије се осе међусобно поклапају. То су: еластични зупчаник (1), чврсти зупчаник (2) и генератор таласа (3), (слика 2.1). Еластични зупчаник има облик танкозидног цилиндра са спољним озубљењем. То је нетипични конструктивни елемент који се јавља само код оваквог вида преносника. Зупчasti прстен налази се на „отвореном крају“, док је други крај повезан са излазним вратилом. Ове компоненте и овај облик не односе се на све таласне преноснике, јер постоје и друге конструкције.

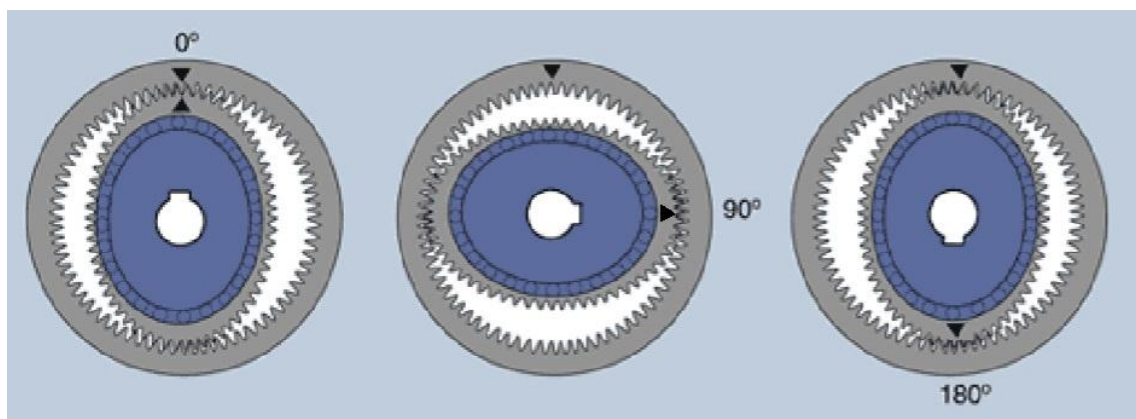


Слика 2.1 Таласни преносник, [8]

Чврсти зупчаник је кружног облика са унутрашњим озубљењем. Обично је чврсто везан за кућиште и не врши никакво кретање.

Генератор таласа радијално деформише еластични зупчаник, тако да овај добија облик елипсе и спреже се са чврстим зупчаником у правцу главне осе елипсе. Сам генератор таласа може бити елипсастог или неког другог попречног пресека (са вијцима), зависно да ли је преносник двоталасни или троталасни.

Ради лакшег разумевања принципа рада таласног преносника најбоље је посматрати слику 2.2.



Слика 2.2 Пренос кретања код таласног преносника, [8]

Број зубаца еластичног и чврстог зупчаника код таласног преносника није једнак. Та разлика је код двоталасног преносника 2, 4, или 6, а код троталасног 3, 6, или 9 зубаца. На слици 2.2, претпостављено је да еластични зупчаник има два зупца мање од чврстог зупчаника. Зупци ова два зупчаника потпуно су спрегнути само на правцу главне осе елипсе.

У почетном тренутку посматрања означен је положај осе са 0° и фиксирани су исправно спрегнути зупци. Када се генератор таласа окрене за четвртину круга, главна оса елипсе долази у хоризонтални положај (90°) и ту су зупчаници потпуно спрегнути. Претходно фиксирани зупци налазе се на међусобно највећем растојању. Код окретања генератора за половину круга, оса долази поново у вертикалан положај (180°), међутим, сада нису исправно спрегнути фиксирани зупци. Пошто је број зубаца еластичног зупчаника мањи за два, при окретању генератора за 180° , а пошто је чврсти зупчаник непокретан, дошло је до релативног обртања еластичног зупчаника за величину једног зупца.

Суштина постизања великог преносног односа јесте у томе да се за један обрт генератора, изврши релативно окретање за два зупца, или више уколико је разлика зубаца еластичног и чврстог зупчаника већа.

Посматрајући логику окретања, долази се до закључка да је смер окретања еластичног зупчаника супротан смеру окретања генератора таласа, односно да су смерови окретања улазног и излазног вратила супротни.

2.2 Карактеристике таласних редуктора

Основна карактеристика таласних редуктора, која им даје предност у односу на друге типове редуктора, је релативна маса:

$$\gamma = m/T_{iz} \quad (2.1)$$

где је m маса редуктора, T_{iz} обртни момент на излазном вратилу.

У зависности од типа конструкције, преносни однос код једноступених таласних редуктора креће се од 50 до 250, а код двоступених од 2000 до 50000. Конструктивно је могуће извести и вишеступене редукторе, али се јављају проблеми при синхронизовању рада сваког наредног степена преноса.

Једна од готово најважнијих карактеристика свих преносника, па и таласних, јесте снага за коју се пројектују таласни редуктори, и она се креће у интервалу од 0,02 до 3000 kW.

Степен искоришћења зависи од много фактора, као на пример: врсте и структуре хармонијског преносника, конструкције еластичног елемента и генератора таласа, материјала еластичних точкова итд. Средњи степен искоришћења простог хармонијског зупчастог преносника креће се од 0,65 до 0,95, [4].

Важан фактор у раду таласних редуктора је кинематска тачност. Сама конструкција обезбеђује минималан „мртви ход“, јер приликом спрезања зупчаника практично нема клизања. Сва три елемента која учествују у преношењу снаге и кретања су централно распоређени и осе им се поклапају, што елиминише појаву динамичких сила и додатно оптерећење улазног и излазног вратила.

Када је подмазивање у питању, оно се може вршити уљем и машћу, и веома је важно редовно подмазивати преносник, јер се таласни преносници углавном пројектују за радни век већи од 15000 часова.

2.3 Примена таласних преносника

Пошто су таласни преносници релативно нови вид преносника, њихова примена још увек није толико распрострањена. Таласни преносници се у великој мери базирају на теоријским поставкама које га дефинишу, јер је практична примена с аспекта производње и саме конструкције таласног преносника доста сложена. Највише се посвећује пажња технолошким решењима за израду еластичног лежаја и зупчаника који ће издржати деформације при спрезању. То је један од разлога зашто су се таласни преносници у почетку користили у космичкој индустрији.

Касније се њихова примена проширила на област роботике, где су захтевани велики преносни односи уз знатна ограничења простора за смештај преносника.

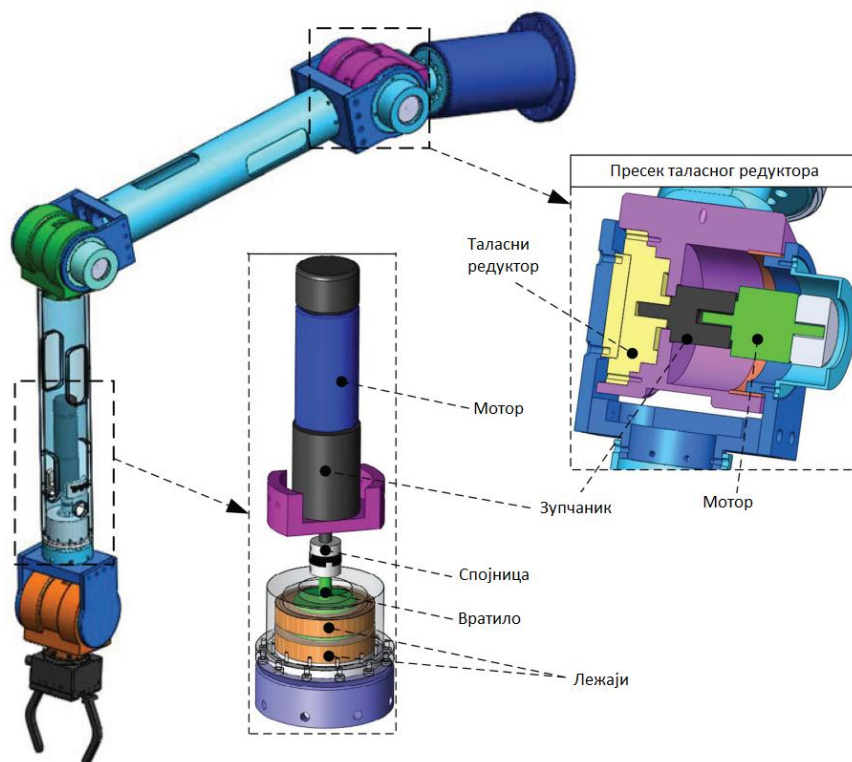
Таласни редуктори налазе примену код прецизних алатних машина и у изради мерних инструмената, јер имају велику кинематску тачност.

Такође су нашли примену и у медицини код вештачких органа, а и у апаратима за рендгенско зрачење при позиционирању зрака.

Њихова примена уследила је и у војној индустрији, код ракетних система, лансирних рампи.

Поновљивост таласних редуктора, као њихова важна одлика, дошла је до пуног изражаја код машина за паковање, штампарских преса и у аутомобилској индустрији у потпуно аутоматизованим и роботизованим погонима. Користе се и тамо где се захтевају херметички услови рада, [7].

Може се доћи до закључка да је примена таласних преносника углавном усмерена ка новијим технологијама, па се на слици 2.3 може видети пример примене таласних преносника у роботизи.



Слика 2.3 Примена таласних преносника у роботизи

2.4 Структурна решења таласних преносника

Структура зупчастих таласних преносника заснована је на трансформацији ротационог кретања путем деформисања еластичног зупчаника, од стране генератора таласа и његовим спрезањем са чврстим зупчаником. Уобичајено конструктивно решење ових елемената већ је приказано на слици 2.1. Еластични зупчаник је цилиндричан (пре деформисања), танкозид са спољним озубљењем, а генератор таласа је, или у облику елипсастог диска, или је са точкићима. Овај сет зупчаника таласног преносника примањује се код таласног редуктора чији је рад објашњен на слици 2.2. Улазно вратило је повезано са генератором таласа, еластични зупчаник је везан за излазно вратило, док је чврсти зупчаник непокретан. Смер обртања излазног вратила супротан је обртању улазног.

На слици 2.4 шематски су приказане све могућности које проистичу од истог типа таласног преносника са слике 2.1, комбиновањем везивања елемената преносника са улазним, излазним и непокретним елементима редуктора.

На шематском приказу на слици 2.4. а) приказано је уобичајено конструктивно решење таласног редуктора.

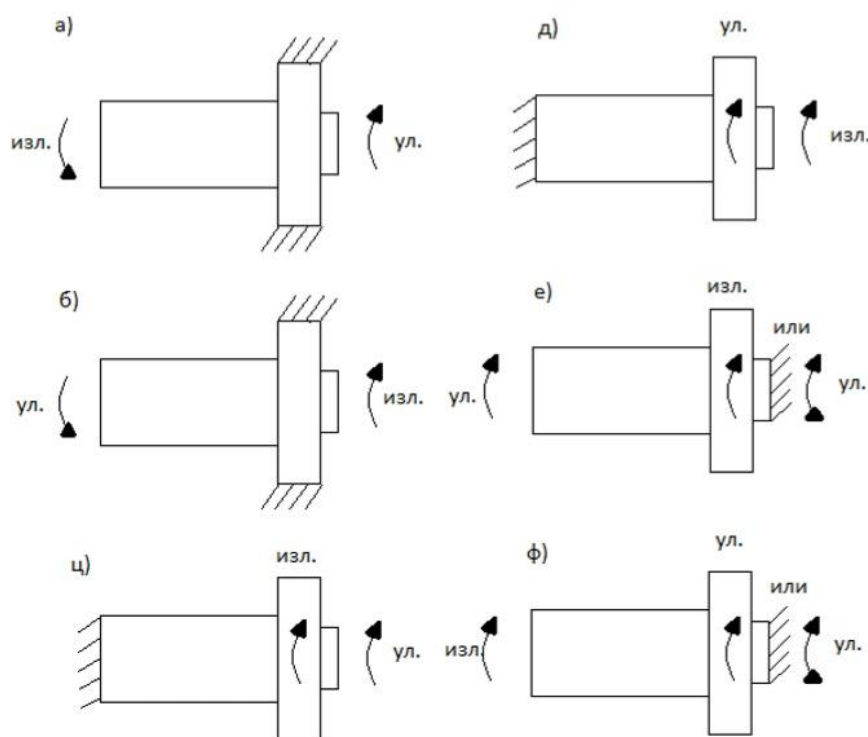
Преносник на слици 2.4. б) је мултипликатор, односно врши повећање излазног броја обртаја у односу на улазни. Улазно вратило је повезано са еластичним зупчаником, а излазно са генератором таласа.

На слици 2.4. ц) представљен је таласни редуктор. Улазно вратило повезано је са генератором таласа, излазно вратило са чврстим зупчаником, а непокретни елемент сада је еластични зупчаник. Смер обртања генератора (улазно вратило) исти је као и смер обртања чврстог зупчаника (излазно вратило).

На слици 2.4. д) такође је непокретни елемент еластични зупчаник, с тим што је улазно вратило везано за чврсти зупчаник, а излазно за генератор таласа. Овај таласни преносник је мултипликатор.

Шема на слици 2.4. е) представља редуктор, диференцијал. Непокретни елемент у овом случају је таласни генератор. Улазни елемент везан је за еластични зупчаник, а излазни елемент за чврсти зупчаник. Смер обртања ова два члана је исти.

Слично решење представљено је на слици 2.4. ф). Генератор таласа је такође фиксиран, док је улазни елемент везан за чврсти зупчаник, а излазни везан за еластични зупчаник. Преносник представља мултипликатор, диференцијал. Улазни и излазни елемент имају исти смер обртања, [8].



Слика 2.4 Конструктивна решења таласних преносника, [8]

Имајући у виду претходне варијанте таласних преносника, обзиром на начине повезивања улазних, излазних и непокретних елемената, уведена је конвенција у означавању једноступених преносника. Елементи таласних преносника се означавају словима F , C и G , тако што се прво представља елемент везан за улазно вратило, друго слово представља непокретни елемент, а треће се односи на елемент који је везан за излазно вратило, (у руској литератури еластични зупчаник означава се словом G , чврсти зупчаник словом $Ж$, а генератор таласа са H).

Коначно, на избор структурне шеме таласних зупчастих редуктора утиче више фактора. Најзначајнији су функционални фактори, односно, изабрано конструктивно

решење мора да задовољи захтеве постављене у погледу траженог преносног односа и снаге машине за коју је преносник намењен, као и максималне димензије које том приликом мора да има. Не треба занемарити факторе монтаже и тежине израде преносника. У последње време све више су као примарни постављени експлоатациони услови које зупчasti таласни преносник мора да задовољи, а заједно са њима и услови економске оправданости и исплативости овог вида преноса снаге и кретања, [9].

2.5 Кинематика таласног преносника

Код озубљеног таласног преносника, еластични и крути зупчаник имају спољашње и унутрашње озубљење, респективно. У том случају се не ради о преносу трењем, већ преносу обликом.

Једначине за преносне односе при блокираном еластичном односно крутом зупчанику добијају се тако да се за пречнике d_k и d_e узимају подеони пречници еластичног и крутог зупчаника. Подеони пречници добијају се множењем модула m са бројевима зубаца одређеног зупчаника. Узимањем наведеног у обзир, следе изрази за преносни однос при блокираном:

- еластичном зупчанику:

$$i_e = \frac{z_k}{z_k - z_e} = \frac{z_k}{K_z \cdot U} \quad (2.2)$$

- крутом зупчанику:

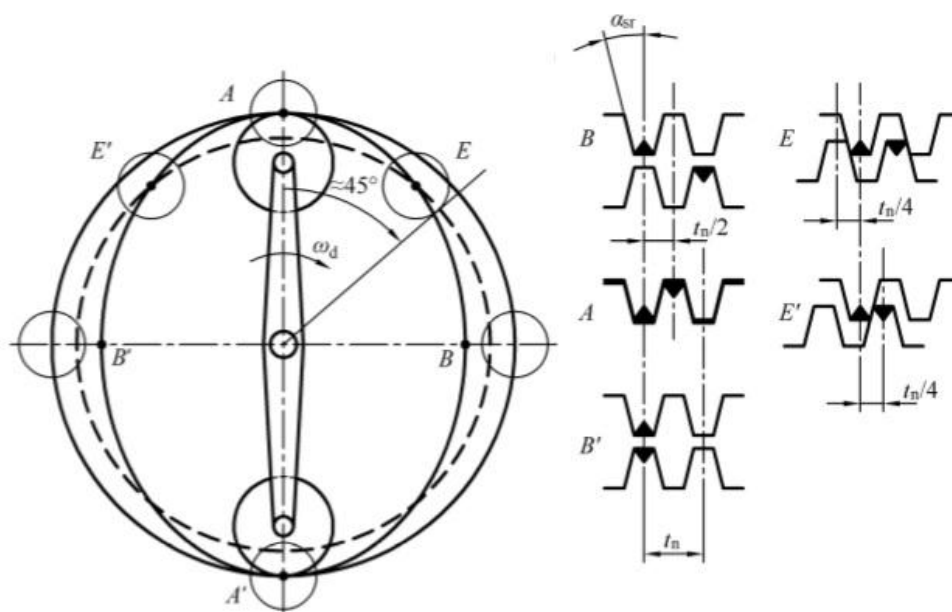
$$i_k = -\frac{z_k}{z_k - z_e} = -\frac{z_k}{K_z \cdot U} \quad (2.3)$$

где су:

- z_k -број зубаца крутог зупчаника,
- z_e -број зубаца еластичног зупчаника,
- $K_z=1,2,3,\dots$ -фактор разлике броја зубаца и
- U -број деформацијских таласа.

Преносни односи се крећу у границама између 80 и 300, [11]. Доња граница преносних односа одређена је чврстоћом еластичног зупчаника, док горњу границу одређује најмањи модул m .

У истом тренутку, зупци еластичног зупчаника налазе се у различитим фазама захвата са зупцима крутог зупчаника (слика 2.5).



Слика 2.5 Фазе захвата зупчаника, [11]

У тачки B се положаји зубаца поклапају, у тачки E су зупци на међусобном растојању величине четвртине корака, док су у тачки A на међусобном растојању од половине корака. Такви положаји зубаца су могући зато што је дужина лука AB еластичног зупчаника за пола корака мања од дужине одговарајућег лука крутог зупчаника.

3. Циклоредуктори

У групу планетарних преносника спадају и циклоредуктори. Ови преносници су припадници новијих генерација редуктора и разликују се, пре свега, по типу озубљења – циклоредуктори садрже зупчанике са циклоидним озубљењем.

Проналазачем циклоредуктора се сматра немачки инжењер Лоренц Брарен (*Lorenz Konrad Braren*). Он је радио као конструктор у фирми *Deckel* у Минхену. Као инспирација за сасвим нови тип преносника послужио је механизам затварача фотоапарата, [10]. Лоренц Брарен је 1931. године основао сопствену фирму *Cyclo GmbH* у Минхену и патентирао нови преносник под називом **ЦИКЛОРЕДУКТОР**. Основни елемент овог механизма је био зупчаник са циклоидним озубљењем – циклозупчаник (слика 3.1).

Зупчаници са циклоидним профилем имају бројне повољне радне карактеристике у кинематском и динамичком погледу. У току спрезања додирују се конкавна и конвексна површина што знатно смањује контактни притисак и хабање бокова. Израда зупчаника са овим типом озубљења је тежа, па је дуго времена примена циклозупчаника била ограничена на област прецизне механике (нпр. индустрија сатова).



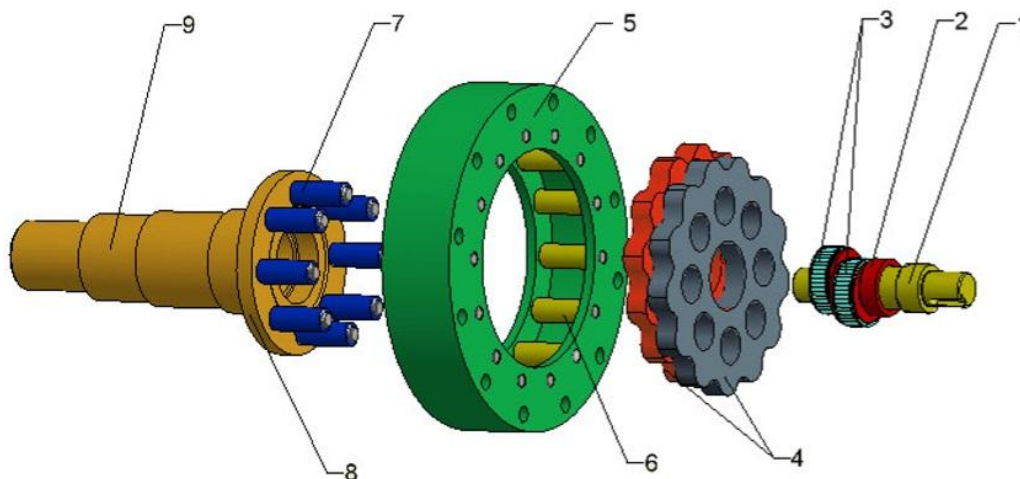
Слика 3.1 Пар циклозупчаника, [12]

Циклоредуктори су нашли веома широку примену у савременој индустрији. Најчешће области њихове примене су, [10]: у индустрији робота, у индустрији сателита, код алатних машина, код мосних дизалица, у процесној индустрији, код транспортера, уређаја за испитивање преносника снаге и др.

Неке од водећих фирми у свету које се баве производњом циклоредуктора су: *SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES*, *SPINEA*, *VARITRON DRIVE TECHNOLOGY*, *DARALI CYCLOIDAL SPEED REDUCERS* и др.

3.1 Принцип рада и саставни елементи циклоредуктора

Оно што је специфично за циклоредукторе, јесте њихов сложен принцип рада, који ће бити објашњен уз помоћ слике 3.2, [10].



Слика 3.2. Саставни елементи једноступеног циклоредуктора, [10]

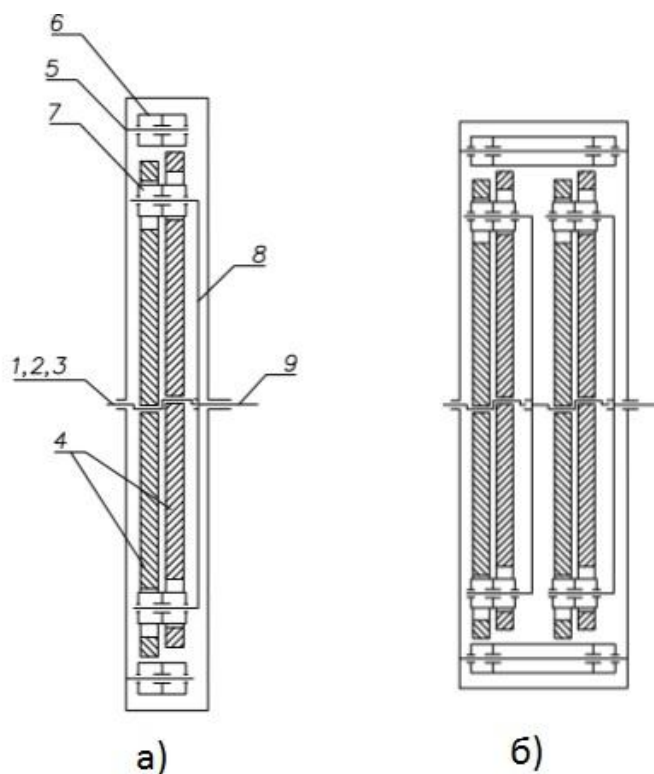
где су:

- 1- улазно вратило,
- 2- ексцентар чаура,
- 3- игличасти лежаји циклозупчаника,
- 4- циклозупчаници,
- 5- тело централног зупчаника,
- 6- ваљци централног зупчаника,
- 7- ваљци излазног механизма,
- 8- носач излазног механизма,
- 9- излазно вратило.

Принцип рада циклоредуктора биће објашњен у следећем тексту. На улазном вратилу (1) се налази ексцентрична чаура (2) са игличастим лежајима (3), на коју су монтирани циклозупчаници. Улазно вратило и ексцентар чаура се обрћу у истом смеру и истом угаоном брзином. Приликом обртања улазног вратила долази до сложеног кретања циклозупчаника. Сложено кретање циклозупчаника (4) изазива утицај ротације ексцентар чауре и утицај ротације циклозупчаника, која се одвија у супротном смеру од улазног вратила. Супротан смер окретања проузрокован је спрезањем циклозупчаника са ваљцима централног зупчаника (6), који су у склопу тела централног зупчаника (5). Циклозупчаници су такође у контакту са ваљцима излазног механизма (7). Ваљци излазног механизма, чији је носач (8) чврсто везан за излазно вратило (9), пролазе кроз кружне отворе циклозупчаника, и њихову ротацију преносе на излазно вратило.

Може се закључити да су код једноступеног циклоредуктора смерови обртања улазног и излазног вратила супротни, док су код циклоредуктора са парним бројем степена преноса – истог смера.

Уколико је број зубаца циклозупчаника једнак броју n , тада је број ваљака на централном зупчанику једнак $n+1$. Принциписки, ако се улазно вратило циклоредуктора окрене за један пун обрт, тада се излазно вратило окрене за један зубац циклозупчаника, и то у супротном смеру од смера окретања улазног вратила. Углавном се у пракси користе једностепени циклоредуктори са два циклозупчаника, заокренута за 180° , због уравнотежавања маса, што је шематски приказано на слици 3.3 а), [10]. На слици 3.3 б) шематски је приказан двостепени циклоредуктор, код кога су смерови обртања улазног и излазног вратила истоветни.



Слика 3.3 Шематски приказ: а) једностепеног, б) двостепеног циклоредуктора, [10]

3.2 Основне карактеристике циклоредуктора

Примена циклоредуктора данас је веома присутна због њихових многобројних добрих особина. Све чешће замењују конвенционалне типове редуктора, и неке од њихових добрих особина су, [10]:

- ДУГ И ПОУЗДАН РАДНИ ВЕК

Ова карактеристика циклоредуктора потиче, пре свега, од избора квалитетних материјала за израду елемената циклоредуктора. Дуг и поуздан радни век постижу се такође адекватном монтажом и контролом. Код циклоредуктора се јавља трење котрљања, које замењује трење клизања, што знатно утиче на радни век.

- ШИРОК ОПСЕГ ПРЕНОСНИХ ОДНОСА

Код циклоредуктора, преносни однос једнак је броју зубаца циклозупчаника. Управо због тога циклоредуктори имају веома широк опсег могућих преносних односа. За једноступене циклоредукторе преносни однос се креће у опсегу од 1:7 до 1:119, док се код троступених циклоредуктора горња граница приближава односу 1:1 000 000, [10].

- КОМПАКТНОСТ КОНСТРУКЦИЈЕ

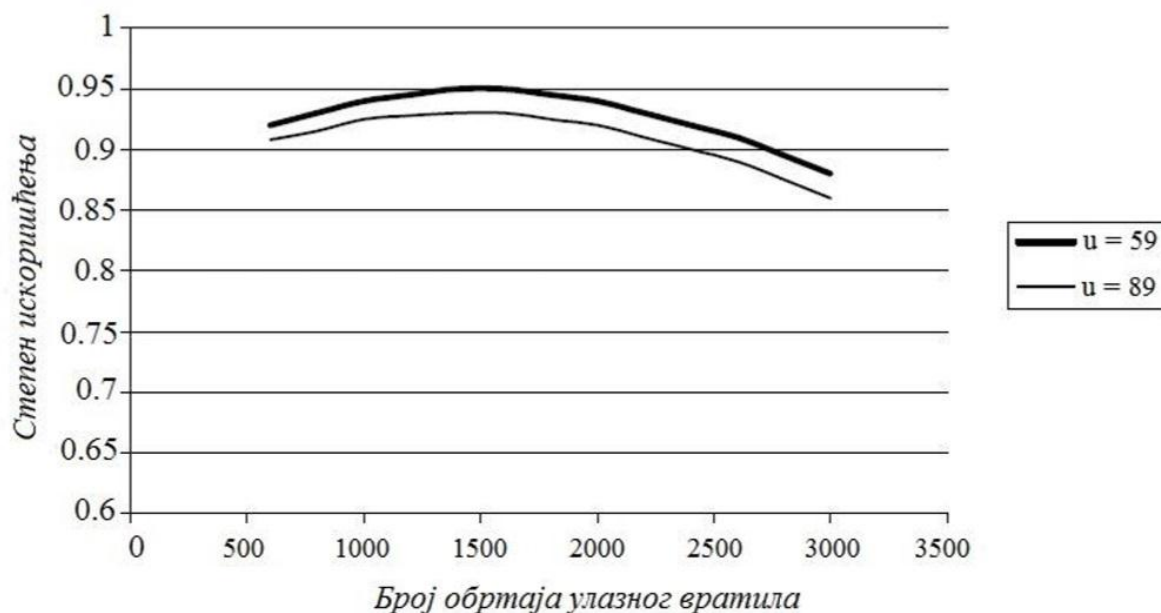
Конструкција циклоредуктора је изведена тако да су улазно и излазно вратило саосни у свим варијантама и да се не јављају аксијале силе приликом спрезања. Таква конструкција омогућава циклоредукторима примену код машина са знатним габаритним ограничењима.

- ВЕЛИКИ СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА

Трење клизања у циклоредуктору је готово потпуно замењено трењем котрљања. Из тог разлога циклоредуктори имају могућност остварења веома високих степена искоришћења, и то, [10]:

- Једноступени цикоредуктори до 95%,
- Двоступени циклоредуктори до 85%.

Уколико је у питању већи преносни однос, тада је степен искоришћења мањи. Карактер промене степена искоришћења у зависности од броја обртаја улазног вратила и величине преносног односа циклоредуктора приказан је на слици 3.4.



Слика 3.4 Зависност степена искоришћења циклоредуктора од броја обртаја улазног вратила и преносног односа, [10]

- МОГУЋНОСТ ПОУЗДАНОГ РАДА У УСЛОВИМА ДИНАМИЧКИХ ОПТЕРЕЋЕЊА

Напоменуто је већ да се у циклоредукторима најчешће користи систем са два циклозупчаника, који су међусобно заокренути за 180° . Захваљујући оваквом положају, неутралишу се центрифугалне силе које потичу од циклозупчаника, па је циклоредуктор веома погодан за рад са честим покретањима и заустављањима као и променом смера обртања. Оно што омогућава краткотрајна преоптерећења циклоредуктора јесте чињеница да је већински део ваљака централног зупчаника истовремено у спрези са зупцима циклозупчаника.

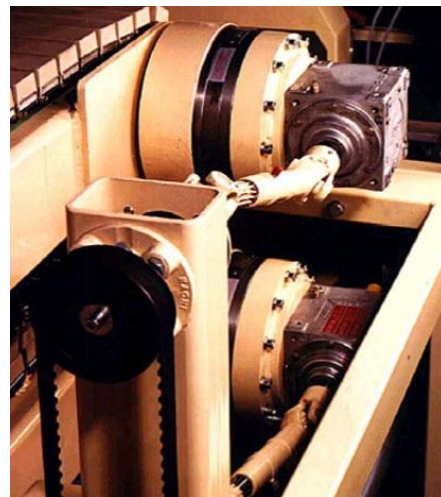
3.3 Област примене циклоредуктора

Циклоредуктори имају бројне предности, које су описане у претходном поглављу, па на основу њих имају и веома широку област примене. Често се не могу заменити конвенционалним редукторима. Неке од примена циклоредуктора су у:

- роботици (слика 3.5),
- алатним машинама,
- транспортерима (слика 3.6), [10],
- процесној индустрији,
- итд.



Слика 3.5 Примена циклоредуктора у роботици, [13]

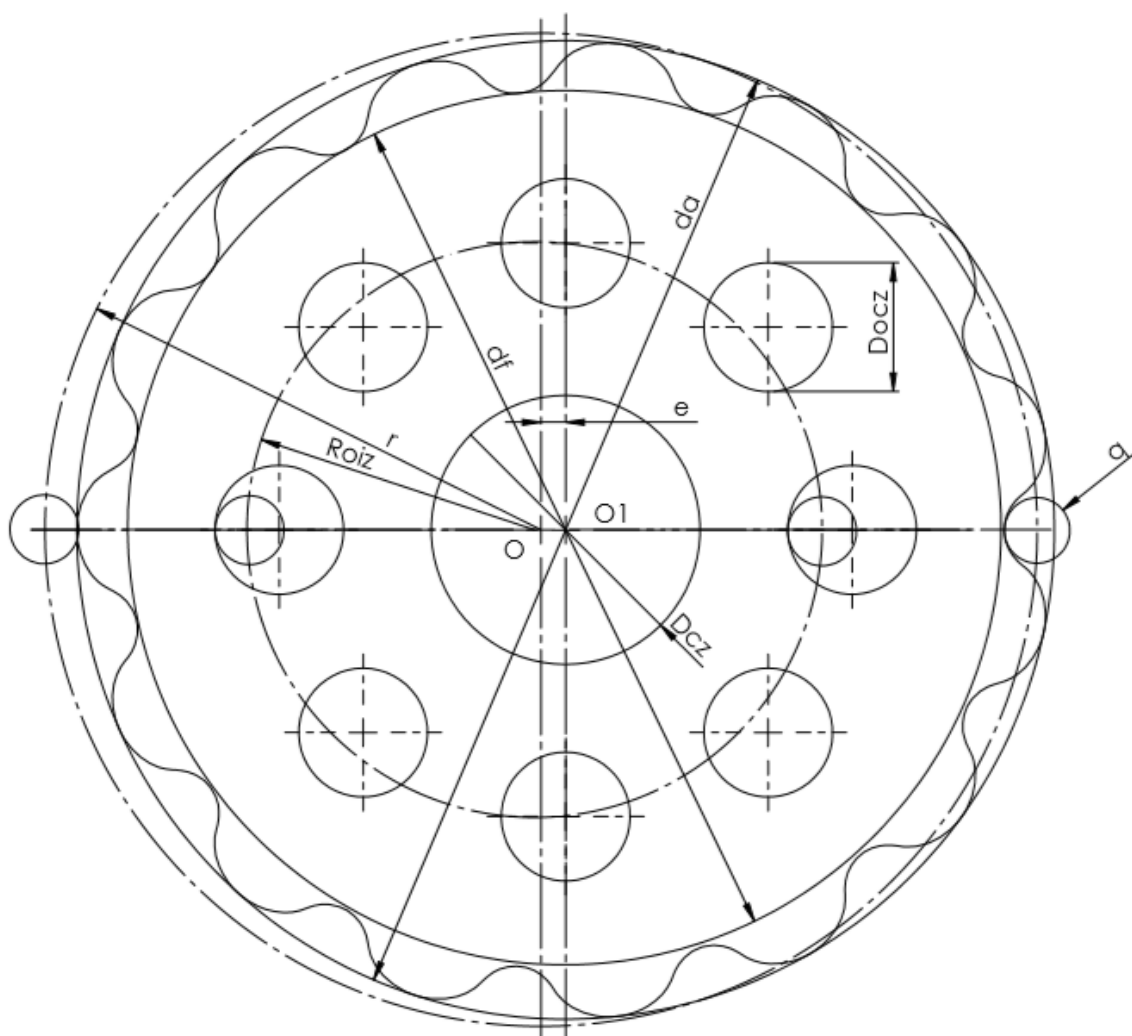


Слика 3.6 Примена циклоредуктора код транспортера, [10]

3.4 Геометрија циклоредуктора и поступак прорачуна геометријских величина циклозупчаника

Оно што је карактеристика циклозупчаника јесте њихова веома специфична геометрија. У овом поглављу биће објашњене поједине битне величине и поступак њиховог прорачуна. Најбитнији и најкомплекснији елемент циклоредуктора је циклозупчаник. Профил циклозупчаника се добија коришћењем једначине еквидистанте скраћене епитрохоиде (погледати табелу 3.1).

Трохоида је крива линија из фамилије циклоида коју описује тачка везана за котрљајућу кружницу на удаљености e од центра поменуте кружнице, при њеном котрљању без клизања по обиму основне кружнице. У зависности од тога да ли се котрљајућа кружница котрља са спољашње или унутрашње стране основне кружнице, разликују се епитрохоида и хипотрохоида. Ако је растојање e веће од полупречника котрљајуће кружнице Ra , трохоида је продужена, а у супротном трохоида је скраћена, [10]. На слици 3.7 приказане су поједине геометријске величине циклозупчаника.



Слика 3.7 Геометријске величине циклозупчаника

Табела 3.1. Прорачун геометријских и кинематских параметара циклозупчаника, [10]

Назив величине	Израз
Преносни однос једностепеног циклоредуктора u_{CR}	Усвојити према конкретном задатку
Полупречник подеоног круга централног зупчаника r	Усвојити према габаритним ограничењима
Коефицијент кориговања ξ	$\xi = 0.5 \div 0.50$
Полупречник покретне кружнице r_2	$r_2 = r \cdot (1 - \xi)$
Број зубаца циклозупчаника z_1	$z_1 = u_{CR} $
Број ваљака централног зупчаника z_2	$z_2 = z_1 + 1$
Величина ексцентрицитета e	$e = r_2 / z_2$
Полупречник непокретне кружнице r_1	$r_1 = r_2 \cdot \frac{z_1}{z_2}$
Полупречник ваљка централног зупчаника q	$q = 0.08 \cdot r$
Пречник теменог круга циклозупчаника da	$da = 2 \cdot r + 2 \cdot e - 2 \cdot q$
Пречник подножног круга циклозупчаника df	$df = 2 \cdot r - 2 \cdot e - 2 \cdot q$
Полупречник котрљајуће кружнице R_a	$R_a = \frac{r}{u_{CR} + 1}$
Полупречник основне кружнице R_b	$R_b = r - R_a$
Помоћни угао Φ	$\Phi = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{R_a}{e} + \cos \beta} \right)$
Угао међусобног положаја почетне и тренутне тачке додира основне и котрљајуће кружнице у односу на центар основне кружнице α	$\alpha = \frac{R_a}{R_b} \cdot \beta$
Једначина скраћене епитрохоиде	$\begin{aligned} x &= (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) \\ y &= (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) \end{aligned}$
Једначина еквидистанте скраћене епитрохоиде	$\begin{aligned} x &= (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) - q \cdot \cos(\alpha + \Phi) \\ y &= (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) - q \cdot \sin(\alpha + \Phi) \end{aligned}$

4. Поређења преносника снаге са великим преносним односима

У овом поглављу, биће направљен упоредни приказ већ описаних преносника снаге са великим преносним односима (планетарних преносника, таласних преносника и циклоредуктора).

4.1 Поређење планетарног редуктора и циклоредуктора

Приликом одлучивања о избору између циклоидних и планетарних преносника (слика 4.1), потребно је да се, пре свега, дефинише захтевана прецизност у самој изведби преносника. Уколико су мали зазор и велика прецизност преносника кључни, онда је свакако боље изабрати циклоредуктор уместо планетарног. Мали зазор је веома битан, уколико се ради о серво-мотору као погонској машини, јер управо он омогућава да серво-мотор савлада високофреквентна кретања.

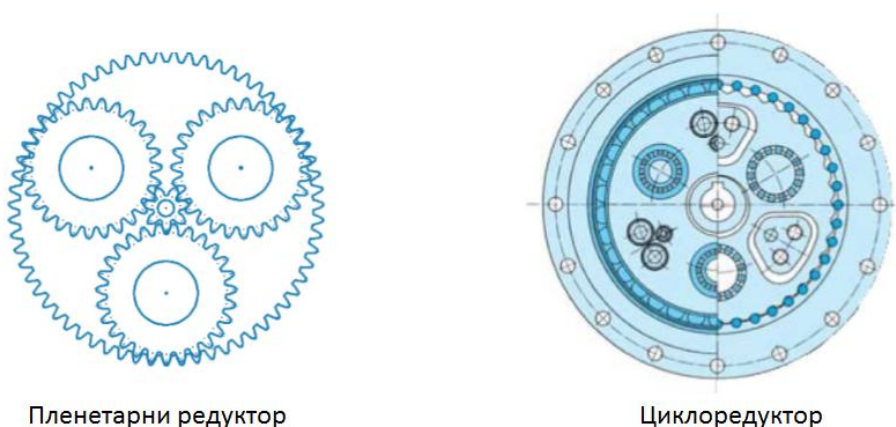
Уколико се врши поређење на основу преносног односа, могуће су разне опције. Када се преносни односи крећу у границама од 1:3 до 1:100, планетарни преносници су много повољнији, уколико се у обзир узимају обртни момент, тежина и прецизност преноса. Са друге стране, изведбе циклоредуктора до преносног односа 1:30 су ретке. За преносни однос од 1:11 до 1:100, добре карактеристике имају и једни и други преносници. Циклоредуктори имају веће предности, уколико се ради о преносним односима већим од 1:100, јер је могуће да се остваре у само једном степену преноса. Тада су маса, габарити и цена циклоредуктора далеко мањи од планетарног редуктора са истим преносним односом.

Када је у питању величина редуктора, може се рећи да предност имају циклоредуктори. Многи произвођачи нуде таква решења, да планетарне редукторе израђују унутар кутијастих кућишта, заједно са серво-моторима, [14], јер је то доста економичније. Димензије планетарних преносника се разликују у зависности од преносног односа који треба да остваре. Што је већи преносни однос, веће су и димензије планетарног редуктора. Циклоредуктори су већих пречника од планетарних редуктора, када се посматра обртни момент који треба да пренесу, али мањих су дужина од планетарних редуктора. Дужина циклоредуктора се не мења много са повећањем преносног односа, док код планетарних редуктора то није случај.

Зазор, преносни однос и величина утичу знатно на прелиминарни избор преносника од стране конструктора. Али на избор одговарајућег преносника утиче и носивост, торзиона крутост, величина ударних оптерећења, услови експлоатације, захтевана дужина радног века,...

И циклоидни и планетарни редуктори се примењују у многим гранама индустрије, где су присутни серво или степ-мотори.

Постоје предности и мане једних и других редуктора, а инжењери треба да размотре све те предности и мане приликом избора једног, односно другог типа редуктора.



Слика 4.1 Планетарни редуктор и циклоредуктор, [14]

Предности планетарног редуктора су:

- пренос великих обртних момената,
- миран рад,
- равномерна оптерећеност сателита,
- висок степен искоришћења,
- мали зазори,
- ниска цена.

Недостаци планетарног редуктора су, [15]:

- приликом хабања елемената редуктора повећавају се зазори,
- један степен преноса је ефикасан до преносног односа 1:10,
- за преносни однос преко 1:100, потребна су три степена преноса,
- потребно је стално подмазивање, итд.

Када је реч о циклоредукторима, предности су:

- зазор готово не постоји или је врло мали и такав остаје током целог радног века циклоредуктора,
- трење котрљања (које је иначе у знатној мери присутније код циклоредуктора) је много мање од трења клизања,
- веома мало хабање,
- велика способност за прихватање тренутних преоптерећења,
- компактна конструкција,
- велика чврстоћа,
- тих и миран рад.

Недостаци циклоредуктора су:

- нису практични за преносне односе мање од 1:25,
- мањи степен искоришћења,
- велики спољашњи пречник преносника,

- велика присутност момента инерције на улазу.

Из наведених предности и недостатака планетарног и циклоредуктора може се закључити да, уколико се захтевају мали преносни односи, мали зазори, могућност преноса великог обртног момента и велики степен искоришћења, онда је у предности планетарни редуктор. Уколико су примарни велики преносни однос, минимални зазор, компактан дизајн и дуг радни век, онда предност има циклоредуктор.

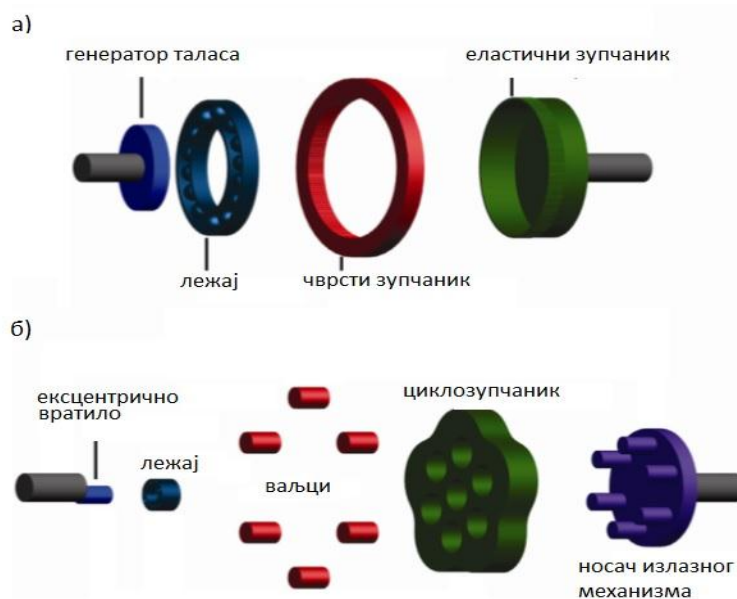
На слици 4.2 приказане су области примене циклоредуктора и планетарног редуктора.



Слика 4.2 Области примене циклоредуктора и планетарног редуктора, [15]

4.2 Поређење циклоредуктора и таласног редуктора

И циклоредуктори и таласни редуктори имају заједничку карактеристику да су смерови окретања улазног и излазног вратила супротни. Код циклоредуктора, кључни елемент је ексцентрично вратило, док је код таласног генератор таласа. Њихова конструкција омогућава овим преносницима да редукују број обртаја. Елементи који се разликују су ваљци код циклоредуктора, док су код таласног редуктора то зупци. На основу тих елемената, код циклоредуктора постоји трење котрљања, док се код таласног јавља трење клизања. На слици 4.3 дат је упоредни приказ таласног редуктора (а) и циклоредуктора (б). Ради лакшег разумевања, елементи са истим функцијама исте су боје.



Слика 4.3 Упоредни приказ: а) таласног редуктора и б) циклоредуктора, [16]

Ако се узму у разматрање циклоредуктор и таласни редуктор истих величина, тада предност има циклоредуктор, [15]. Циклоредуктор има боље карактеристике што се тиче ефикасности, поготово при мањим обртним моментима.

Када су у питању преносни односи, за опсеге од 1:50 до 1:200, повољнији је таласни редуктор.

Предности циклоредуктора и таласног редуктора у односу на конвенционалне редукторе су, [17]:

- таласни редуктори омогућавају пренос чак и до два пута већег обртног момента него код конвенционалних редуктора (када се посматрају габарити),
- таласни редуктори имају и до три пута мању масу у односу на конвенционалне редукторе,
- преносни односи који се могу постићи циклоредукторима и таласним редукторима крећу се у опсегу од 1:50 до 1:6500,
- циклоредуктори и таласни редуктори сврставају се у групу безззорних преносника снаге,
- излазно и улазно вратило су коаксијални, тако да омогућавају веома компактну конструкцију, итд.

У табели 4.1, [17] приказано је поређење одређених параметара циклоредуктора и таласног редуктора, где су са бројевима 1, 2, и 3 означени описи: одличан, добар и просечан, респективно.

Табела 4.1 *Поређење параметара циклоредуктора и таласног редуктора, [17]*

Параметар	Циклоредуктор	Таласни редуктор
Преносни однос	1	2
Запремина/тежина	2	1
Капацитет оптерећености	2	2
Преоптерећење	1	1
Чврстоћа	3	3
Ефективна инерција	1	1
Степен искоришћења	1	2
Бука/вибрације	1	2
Зазор	2	1

5. Анализа техничких параметара редуктора

У овом поглављу биће дати табеларни и дијаграмски прикази одређених параметара конвенционалних, циклоидних, планетарних као и таласних моторедуктора, на основу задате снаге. Ради поређења, биће узете исте или приближне вредности преносних односа од $i=10, 20, 50, 120, 200$, из разлога што су произвођачи различити. Електромотори који ће се разматрати су за фреквенцију од 50Hz и улазног броја обртаја од $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$.

5.1 Конвенционални моторедуктори

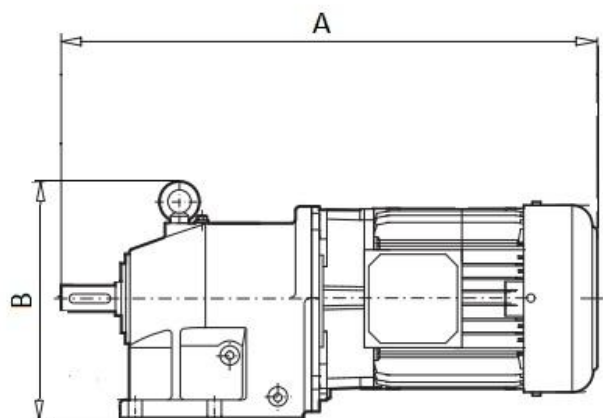
На основу снаге електромотора од $P=3\text{kW}$ и улазног броја обртаја $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$, у табели 5.1 дат је приказ параметара конвенционалних моторедуктора произвођача Nord, [18].

Табела 5.1 Параметри конвенционалних моторедуктора

Ознака	i	η	$n_2, \text{ min}^{-1}$	$m, \text{ kg}$	$M_2, \text{ Nm}$	врста	димензија А (без кочнице), mm	димензија В, mm
SK32-100 AH/4	9,80	0,99	145	55	197	двостепени	625	292
SK32-100 AH/4	20,70	0,98	69	55	416	двостепени	625	292
SK63-100 AH/4	50,73	0,98	28	154	1020	тростепени	767	480
SK73-100 AH/4	124,41	0,96	11	235	2501	тростепени	837	550
SK73-100 AH/4	205,61	0,99	6,9	235	4134	тростепени	837	550

где су:

- i - преносни однос,
- η -степен искоришћења,
- n_2 -излазни број обртаја,
- m - маса,
- M_2 -излазни обртни момент,
- А-дужина моторедуктора (слика 5.1),
- В-висина моторедуктора (слика 5.1).



Слика 5.1 Конвенционални моторредуктор

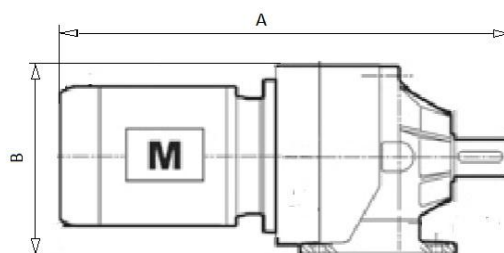
5.2 Планетарни моторредуктори

На основу снаге електромотора од $P=3kW$ и улазног броја обртаја $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$, у табели 5.2 дат је приказ параметара планетарних моторредуктора произвођача Bonfiglioli, [19].

Табела 5.2 Параметри планетарних моторредуктора

Ознака	i	η	$n_2, \text{ min}^{-1}$	$m, \text{ kg}$	$M_2, \text{ Nm}$	врста	димензија A (без кочнице), mm	димензија $B, \text{ mm}$
300L1	9	0,97	158	47	170	једноступени	434	193
300L2	20,1	0,94	71	51	380	двоступени	487	193
301L2	51,9	0,94	27,2	71	980	двоступени	574	225
305L3	124	0,91	11,3	78	2270	троступени	713	282
306L3	205	0,91	6,9	120	3740	троступени	790	326

Димензије A и B из табеле 5.2, означене су на слици 5.2.



Слика 5.2 Планетарни моторедуктор

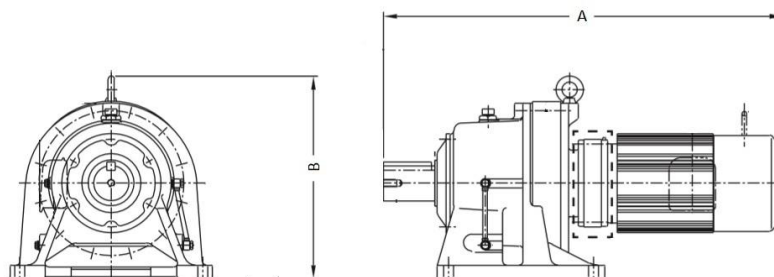
5.3 Циклоидни моторедуктори

На основу снаге електромотора од $P=3,7kW$ и улазног броја обртаја $n_1 = 1450min^{-1}$, у табели 5.3 дат је приказ параметара циклоидних моторедуктора произвођача *Sumitomo*, [20].

Табела 5.3 Параметри циклоидних моторедуктора

Ознака	i	η	n_2, min^{-1}	m, kg	M_2, Nm	врста	димензија A (без кочнице), mm	димензија B, mm
CNHM5-6115Y-EP	11	0,95	132	51	255	једноступени	498	273
CNHM5-6115Y-EP	21	0,95	69	51	486	једноступени	498	273
CNHM5-6145Y-EP	51	0,95	28,4	80	1180	једноступени	585	313
CNHM5-6145DCY-EP	121	0,71	12	119	2100	двоступени	719	349
CNHM5-6175DCY-EP	195	0,66	7,44	164	3150	двоступени	766	416

Димензије A и B из табеле 5.3, означене су на слици 5.3.



Слика 5.3 Циклоидни моторедуктор

5.4 Таласни моторедуктори

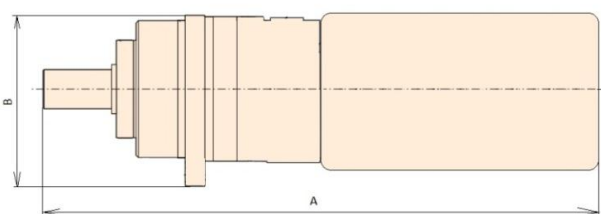
На основу снаге електромотора од $P=3kW$ и улазног броја обртаја $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$, у табели 5.4 дат је приказ параметара таласних моторедуктора произвођача *HarmonicDrive*, [21]. Овај произвођач нуди таласне редукторе са преносним односом већим од $i=30$, с тога ће бити разматрани само преносни односи од $i=50, 120, 200$.

Табела 5.4 Параметри таласних моторедуктора

Ознака	i	η^*	$n_2, \text{ min}^{-1}$	$m, \text{ kg}$	$M_2, \text{ Nm}$	врста	димензија A (без кочнице), mm	димензија $B, \text{ mm}$
CSF-45-50-GH	50	0,85	29	52,6	950	једноступени	474	170
CSF-65-120-GH	120	0,85	12,08	53,4	2033	једноступени	488	170
FD-100-200-2G	200	0,85	7,25	139	3358	једноступени	519	360

*Произвођач није дао вредности степена искоришћења, па су узете просечне вредности из литературе, [4].

Димензије A и B из табеле 5.4, означене су на слици 5.4.



Слика 5.4 Таласни моторедуктор

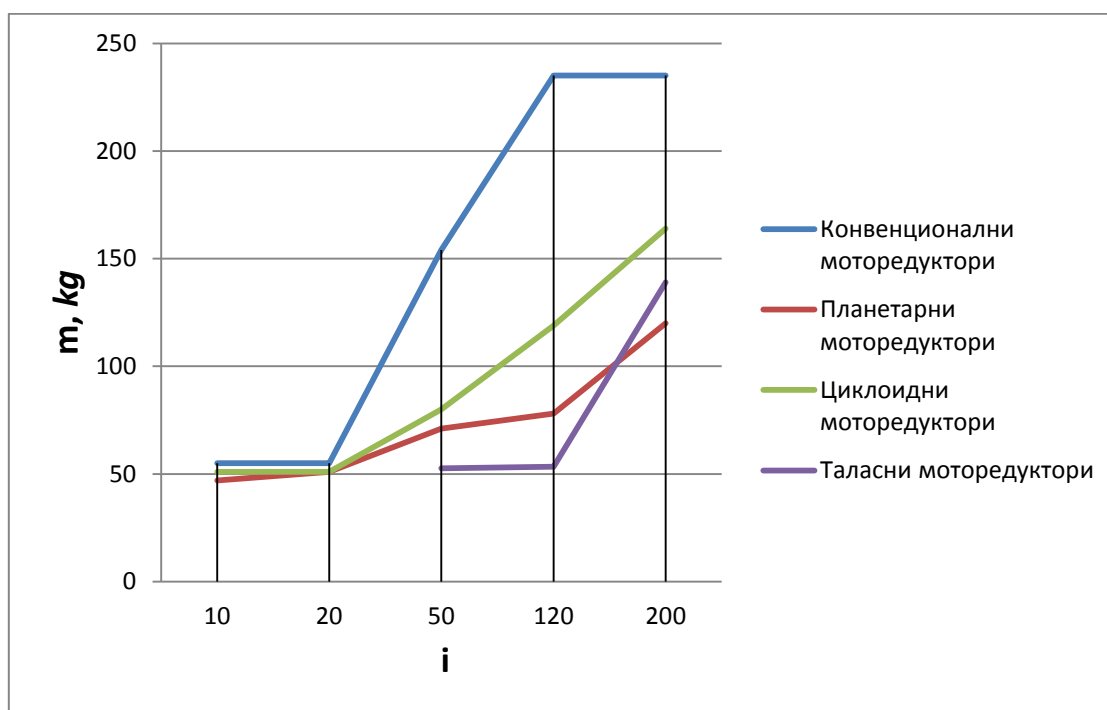
У табели 5.5 дат је приказ врсте редуктора у функцији преносног односа. Бројевима 1, 2 и 3 означени су једноступени, двоступени и троступени редуктор.

Табела 5.5 Тип редуктора у односу на преносни однос

i	тип редуктора			
	конвенционални	планетарни	циклоидни	таласни
10	2	1	1	/
20	2	2	1	/
50	3	2	1	1
120	3	3	2	1
200	3	3	2	1

5.5 Упоредни прикази параметара редуктора

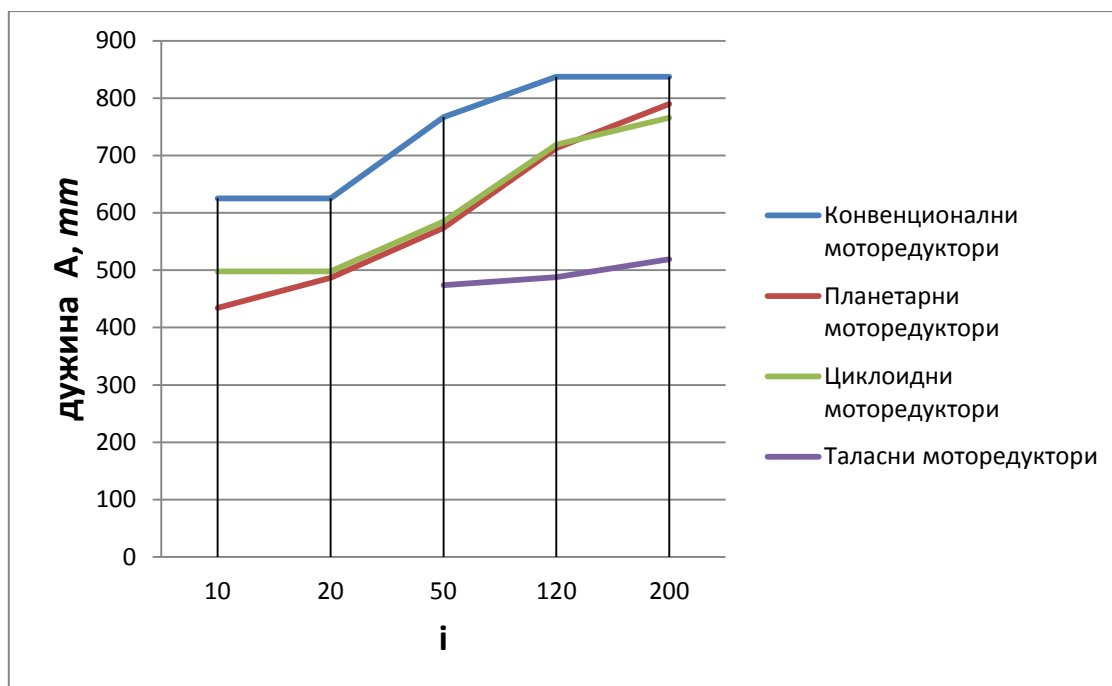
На слици 5.5 приказан је дијаграм на коме су упоређене масе моторредуктора у односу на преносне односе. Вредности су преузете из табела 5.1, 5.2, 5.3 и 5.4.



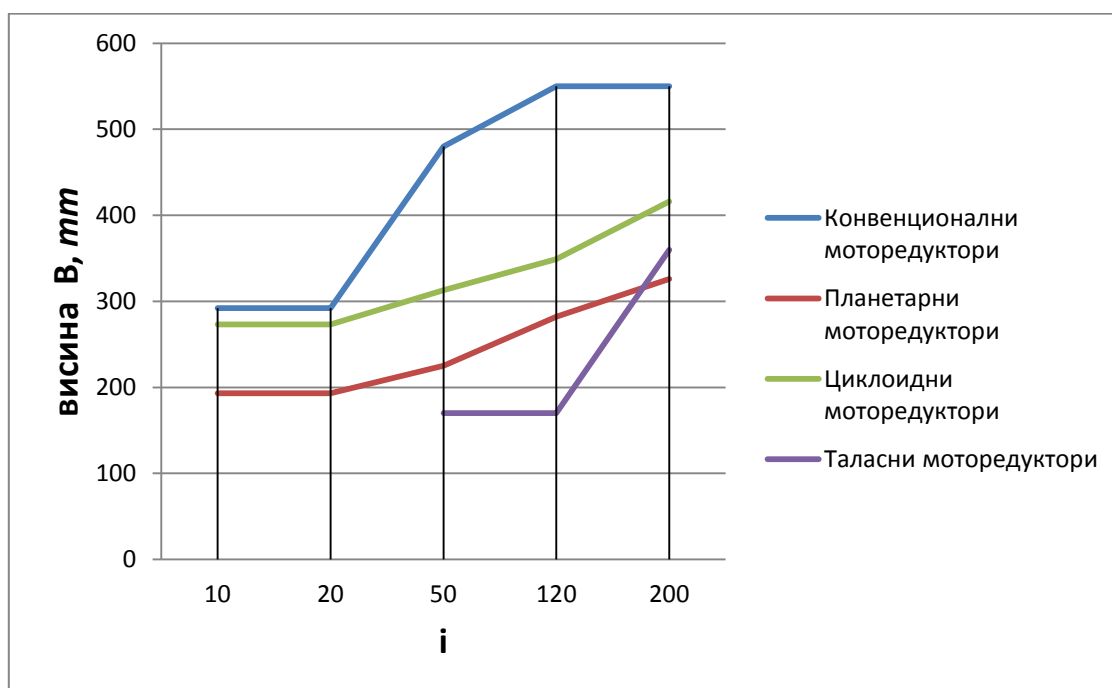
Слика 5.5 Маса моторредуктора у односу на преносни однос

На основу дијаграма са слике 5.5 може се закључити да су преносници снаге новог типа (циклоредуктори, планетарни редуктори и таласни редуктори) бољи од конвенционалних редуктора, када је маса у питању.

На сликама 5.6 и 5.7 приказани су дијаграми на којима су упоређене дужина и висина моторедуктора у односу на преносне односе. Вредности су преузете из табела 5.1, 5.2, 5.3 и 5.4.



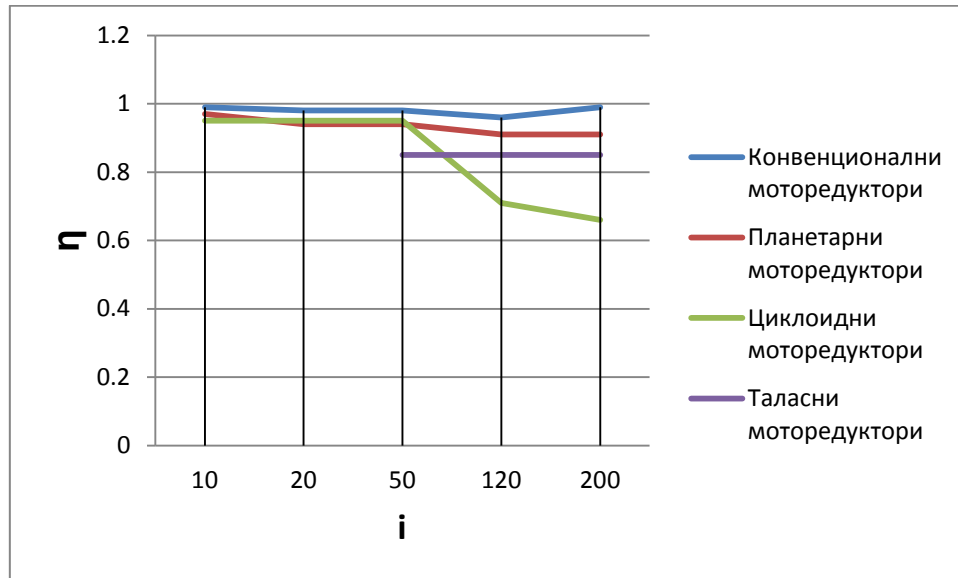
Слика 5.6 Дужине моторедуктора у односу на преносни однос



Слика 5.7 Висине моторедуктора у односу на преносни однос

На основу дијаграма са слика 5.6 и 5.7 може се закључити да су преносници новог типа у предности у односу на конвенционалне моторедукторе када су габарити у питању. Према овом критеријуму, најповољнији су таласни моторедуктори. Закључује се да са порастом преносног односа расту димензије преносника.

На слици 5.8 приказан је дијаграм где су упоређени степени искоришћења моторедуктора у односу на преносни однос.



Слика 5.8 Степен искоришћења моторедуктора у односу на преносни однос

На основу дијаграма са слике 5.8 може се закључити да са порастом преносног односа опада степен искоришћења. Највећа разлика се може приметити код циклоидних моторедуктора.

6. Закључак

Преносник снаге у најширем смислу представља машинску групу или целу машину, чији је задатак да пренесе механичку енергију од погонске машине до радне машине, повећа обртни момент и смањи угаону брзину на радној машини. Најзначајнији представници нове генерације механичких преносника снаге који могу остварити велики преносни однос су планетарни редуктори, циклоредуктори и таласни редуктори. Њихове карактеристике, предности, недостаци као и области примене разматрани су у овом завршном раду.

Оно што је суштински ново код планетарних преносника у односу на конвенционалне зупчасте преноснике јесте постојање члана који врши обртање око своје осе, а истовремено и заједно са другим члановима око централног члана и централне осе. Само кретање елемената планетарног преносника јесте слично кретању планета, па је тако и добио назив.

Таласни преносник се доста разликује од обичних преносника. Наиме, он користи еластичну компоненту која се може деформисати, како би постигао висок степен редукције у само једној фази преносника са три основне компоненте.

У групу планетарних преносника спадају и циклоредуктори. Ови преносници су припадници новијих генерација редуктора и разликују се, пре свега, по типу озубљења – циклоредуктори садрже зупчанике са циклоидним озубљењем. Зупчаници са циклоидним профилем имају бројне повољне радне карактеристике у кинематском и динамичком погледу. У току спрезања додирују се конкавна и конвексна површина што знатно смањује контактни притисак и хабање бокова.

На основу датог поређења преносника снаге у овом завршном раду, може се закључити да су предности углавном на страни нових типова преносника снаге у односу на конвенционалне типове (када се узму у обзир маса и габарити). Међутим, када је степен искоришћења у питању, предност имају конвенционални преносници. Разлог томе је што се до сада радило највише на усавршавању њихових кинематских и динамичких параметара. Истраживања са циљем повећања степена искоришћења нових типова редуктора са великим преносним односом у будућности ће имати велики значај.

Литература

- [1] В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [2] Б. Стојановић, М. Благојевић: МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.
- [3] М. Трбојевић, М. Јанковић,...: РЕДУКТОРИ, Научна књига – Београд, 1988.
- [4] С. Танасијевић, А. Вулић: ПЛАНЕТАРНИ И ХАРМОНИЈСКИ ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ, Машински факултет у Нишу, Ниш, 1994.
- [5] С. Танасијевић, А. Вулић: МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ, ПЛАНЕТАРНИ ПРЕНОСНИЦИ И ВАРИЈАТОРИ, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2006.
- [6] В. Н. Кудрявцев, Кидряшев: ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ – СПРАВОЧНИК, Машиностроение, Ленинград, 1977.
- [7] М. Боторић: ТАЛАСНИ ЗУПЧАСТИ ПРЕНОСНИЦИ-специјалистички рад; Висока школа техничких струковних студија у Чачку, Чачак, 2014.
- [8] Е. Марковић: АНАЛИЗА НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНОГ СТАЊА ЕЛЕМЕНАТА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА-мастер рад, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [9] Б. Биочанин: КОНСТРУКЦИЈА И АНАЛИЗА ТАЛАСНОГ РЕДУКТОРА СПЕЦИЈАЛНЕ НАМЕНЕ -магистарски рад, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1999.
- [10] М. Благојевић: КИНЕМАТИЧКА И ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА, Магистарска теза, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2003.
- [11] В. Грзель: КОНСТРУКЦИЈА ОЗУБЉЕНОГ ВАЛНОГ ПРИЈЕНОСНИКА-дипломски задатак, Факултет стројарства и бродоградње у Загребу, Загреб, 2014.
- [12] Grabcad, приступљено у мају, 2017. године, <http://www.grabcad.com>
- [13] Emaze, приступљено у јуну, 2017. године, <http://motioncontrolsrobotics.com/wp-content/uploads/2015/02/fanucM200A-1200-cutout.png>
- [14] S. Mraz: Comparing Cycloidal and Planetary Gearboxes, Onvio LLC, 2011.
- [15] John D'Amico, Kris Kras: Planetary vs. Cycloidal Technology, Onvio LLC. 20 Northwestern Drive.
- [16] Jonathon W. Sensinger: Cycloid vs. Harmonic Drives for use in High Ratio, Single Stage Robotic Transmissions, Minnesota, USA, 2012.
- [17] G. Tejaswini, G. Chandra Mohan Reddy: Compatibility of Various High Ratio Gear Technologies to Fit in a Small Volume, Mahatma Gandhi Institute of Technology, 2015.
- [18] Nord, Каталог конвенционалних редуктора, приступљено у августу 2017. године <https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000 IE3 50Hz EN 2317.pdf>

- [19] Bonfiglioli, Каталог планетарних редуктора, приступљено у августу 2017. године
http://www.docsbonfiglioli.com/pdf_documents/catalogue/BR_CAT_300M_IE2-IE3_ENG_R01_0.pdf
- [20] Sumitomo, Каталог циклоредуктора, приступљено у августу 2017. године
<https://www.sumitomodrive.com/uploads/product/files/file-33.pdf>
- [21] HarmonicDrive, Каталог таласних редуктора, приступљено у августу 2017. године
http://www.harmonicdrive.net/_hd/content/documents/gearhead-catalog.pdf
http://www.harmonicdrive.net/_hd/content/documents/fr.pdf