

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: 86/2012

Филип Д. Ристовић

Таласни редуктор

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Зорица Ђорђевић, ванр. проф, ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да обради:

1. Увод,
2. Основне карактеристике, врсте и подела редуктора,
3. Принцип рада, карактеристике, предности и примена таласних редуктора,
4. Специфичности конструктивних решења таласних редуктора,
5. Пример прорачуна таласног редуктора,
6. Закључак

Препоручена литература:

1. Николић В., Машински елементи - теорија, прорачун, примери, Крагујевац, 2004.
2. Биочанин Б., Конструкција и анализа таласног редуктора специјалне намене, Магистарски рад, Машински факултет Крагујевац, Крагујевац, 1999.
3. Вулић А., Танасијевић С., Планетарни и хармонијски преносници снаге, Машински факултет Ниш, Ниш, 1994.

Студент:

86/2012 Филип Ристовић

Ментор рада:

др Зорица Ђорђевић, ванр. проф.

Садржај

1. Увод	1
2. Основне карактеристике, врсте и подела редуктора.....	3
2.1 Основне карактеристике	3
2.2 Врсте и подела редуктора	3
3. Принцип рада, карактеристике, предности и примена таласних редуктора	6
3.1 Принцип рада таласног редуктора	6
3.2 Карактеристике таласних редуктора	9
3.3 Предности таласног редуктора.....	10
3.4 Примена таласних редуктора	11
4. Специфичности конструктивних решења таласних редуктора	13
4.1 Структурна решења таласних редуктора	13
4.2 Конструисање таласних редуктора.....	15
4.3 Конструисање основних елемената таласног редуктора	16
4.3.1 Конструисање генератора таласа.....	16
4.3.2 Конструисање еластичног и чврстог зупчаника	18
5. Прорачун таласних редуктора.....	20
5.1 Прорачун главних параметара таласног редуктора	20
5.2 Прорачун елемената таласног редуктора	34
5.3 Прорачун задатог таласног редуктора.....	37
6. Закључак.....	49
Литература	50

1. Увод

Развој технике доводи до све веће примене различитих видова енергије за погон машина и уређаја. Данас се у машинској техници користе различите врсте погонских система као што су: електрични, механички, хидраулички, пнеуматски. Ради ефикаснијег функционисања машина и искоришћења енергије, користе се и комбиновани погони: хидро-пнеуматски, електро-механички, хибридни и други. Приликом избора погона, сагледавањем резултата добијених конструисањем и различитим анализама машине, бира се погон који се користи.

Без обзира на врсту погона коју машина користи, преносници заузимају посебно место. Под појмом преносник, подразумева се посебан уређај који треба да пренесе енергију и механичко кретање на неком растојању. Истовремено се преносе све три карактеристике: енергија, снага и кретање. Првенствено се користе за расподелу енергије, повећање или смањење брзине, регулисања брзине, промену смера. У свакој конструкцији њихово место је између погонске и радне машине (слика 1.1).



Слика 1.1 Шема погонске машине, преносник, радна машина

Пренос се може вршити на више начина:

- механичким преносником,
- хидрауличним преносником,
- пнеуматским преносником,
- комбинацијом неких од ових преносника.

У механичке преноснике спадају: зупчасти, ланчани, каишни и други преносници. Поред ових основних типова механичких преносника, постоје и други који представљају комбинацију постојећих или специјални вид основних механичких преносника. Тако, на пример, зупчасти каишни преносници представљају комбинацију зупчастог и ланчаног преносника, која укључује добре особине оба типа преносника и ствара нови квалитет. Планетарни преносник је тип зупчастог преносника, чије конструктивно решење омогућава знатно боље карактеристике од класичног зупчастог преносника. Таласни преносници су вид планетарних и зупчастих преносника, специфичне конструкције неких класичних елемената која даје низ предности преноснику.

Основне карактеристике механичких преносника су:

- угаона брзина: ω , s^{-1} ,
- број обртаја: n , min^{-1} ,
- обртни момент: T , Nm,
- снага: P , kW,
- преносни однос: i ,
- степен искоришћења: η .

Веза између погонске и радне машине, зависно од потребе, остварује се на два начина. Ако на излазном вратилу треба да се добије мања брзина обртања, а већи обртни момент користи се веза која се зове редуктор. Међутим, ако је потребна већа брзина обртања на излазном вратилу, а мањи обртни момент користи се веза која се зове мултипликатор.

Под појмом редуктор подразумева се зупчасти или пужни преносник, смештен у засебно кућиште. Задатак редуктора је да преноси снагу од погонског мотора до извршне машине уз одговарајућу промену обртног момента, а притом се брзина обртања умањује тј. редукује.

Према броју степена преноса редуктори могу бити једноступени и вишеступени. Једноступени редуктори са паралелним вратилима имају један пар цилиндричних зупчаника, а вишеступени више пари. Једноступени редуктор са вратилима која се секу има један пар коничних зупчаника, а вишеступени још и један или више пари цилиндричних зупчаника. Редуктори са вратилима која се укрштају имају један пужни пар, ако су једноступени, а два пужна пара ако су двоступени. Комбиновани двоступени редуктор има у свом склопу пужни и цилиндрични пар зупчаника. Планетни редуктори такође могу бити једноступени и вишеступени [1].

Када је потребна велика прецизност померања примењују се таласни циклоидни редуктори. Таласни редуктор (слика 1.2) је редуктор релативно новије конструкције, сличан планетарном редуктору. Погодан је за преносе где се тражи обезбеђење херметичности. Нашао је широку примену у финим механизмима, у роботима на пример. Одликује се малим зазорима, што му је велика предност у односу на друге редукторе [2].



Слика 1.2 Таласни редуктор

2. Основне карактеристике, врсте и подела редуктора

2.1 Основне карактеристике

У данашње време редуктори су неизоставан елемент свих постројења, било по питању смањења броја обртаја или повећању обртног момента. Зависно од тога где се уграђује и од услова рада, потребно је одабрати најоптималније решење. Избор оптималног редуктора зависи од више фактора као што су: тип редуктора, смер обртања, обртни момент, димензије, преносни однос, снага, број радних сати на дан, број укључења на сат итд.

Примена редуктора је врло широка па се тако употребљавају у готово свим гранама индустрије као и у уређајима у домаћинству. У индустрији служе за транспорт, подизање терета, пренос снаге итд. [3].

2.2 Врсте и подела редуктора

Подела редуктора се може извршити на више начина: према типу редуктора, према положају улазног и излазног вратила, према броју степени преноса.

Према типу редуктори се деле на редукторе са паралелним вратилима, са вратилима која се секу и са вратилима која се укрштају (мимоилазе).

Према положају улазног и излазног вратила редуктори са паралелним вратилима деле се на редукторе са вратилима у хоризонталниј равни, са вратилима у вертикалној равни и у косој равни.

Код редуктора са вратилима која се секу, улазно вратило се налази обично у хоризонталној равни, док излазно вратило може бити у хоризонталној или вертикалној равни.

Код редуктора са вратилима која се укрштају улазно вратило пуца може бити испод, изнад или са старане пужног зупчаника.

Посебну групу редуктора чине планетарни редуктори (слика 2.1). Састоје се од: зупчаника који се налази на средини и назива се сунце (кроз њега пролази вратило), од планетарних зупчаника који се налазе око сунца и прстенастог зупчаника са унутрашњим озубљењем.



Слика 2.1 Планетарни редуктор

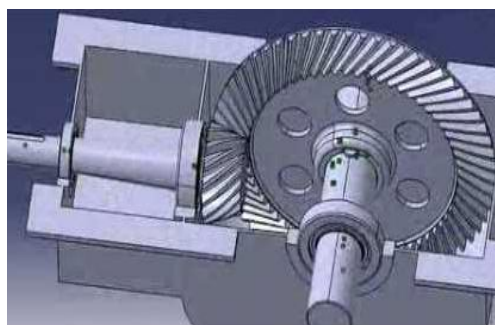
Најраспрострањенији редуктори су зупчасти редуктори и они се према облику зубаца могу поделити на:

1. Цилиндричне редукторе (слика 2.2) - вратила зупчаника су међусобно паралелна.



Слика 2.2 Цилиндрични редуктор са косим зупцима

2. Коничне редукторе (слика 2.3) - вратила се секу под одређеним углом.



Слика 2.3 Конични редуктор са косим зупцима

3. Пужне редукторе (слика 2.4) - вратила се мимоилазе под углом од деведесет степени.



Слика 2.4 Пужни редуктор

Један од најсложенијих вишестепених редуктора је мењач код аутомобила. Некада су се производили само мануелни (слика 2.5), а данас и аутоматски (слика 2.6), као и комбинација ова два типа мењача. Сваки аутомобил мора обавезно имати своју трансмисију јер се концепција правилног рада мотора заснива и на оптималном искоришћавању снаге истог, као и на правилном преношењу реалне снаге мотора на покретачке тачкове. Концепција мануелне трансмисије код серијских аутомобила је врло јасна и једноставна. У овом систему се налазе неколико зупчаника различите величине који су повезани са тачковима преко диференцијала, који су опет, са друге стране, повезани другим зупчаницима које покреће мотор. Мануелна трансмисија је једоставнија од аутоматске која је далеко компликованија, али је такође и комфорнија за вожњу [4].



Слика 2.5 Мануелни мењач



Слика 2.6 Аутоматски мењач

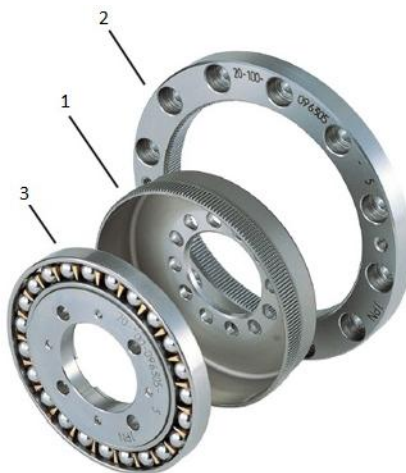
3. Принцип рада, карактеристике, предности и примена таласних редуктора

Таласни редуктори су се први пут појавили шездесетих година прошлог века. Коришћени су за потребе космичке индустрије, где је потребно максимално смањење масе и димензија приликом конструисања. Касније се њихова употреба повећавала. Данас се користе у области роботике и прецизне контроле, при изради алатних машина и сл. [7].

Таласни зупчasti преносници представљају основни вид планетарних преносника. Погодани су за преносе где се тражи обезбеђење херметичности, одликују се малим зазорима, што им је велика предност у односу на друге редукторе. Раде на принципу преноса ротационог кретања које настаје из таласне деформације једног зупчаника. Због таквог таласног кретања овај преносник је добио име. За разлику од других зупчастих преносника, таласни зупчasti преносници омогућавају знатно веће преносне односе при мањим габаритима и маси конструкције. Осим тога таласни преносници имају могућност рада и у херметички затвореним просторима [5].

3.1 Принцип рада таласног редуктора

Таласни преносник се састоји из три основна елемента чије се осе међусобно поклапају. То су: еластични зупчаник (1), чврсти зупчаник (2), и генератор таласа (3) (слика 3.1).



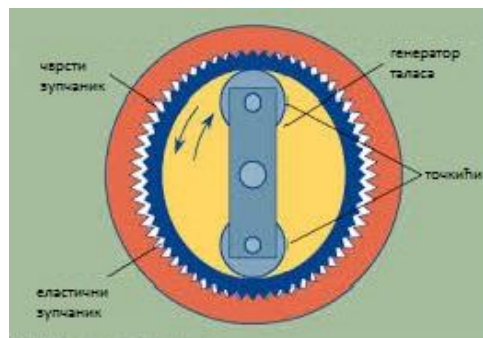
Слика 3.1 Основни делови таласног редуктора

Еластични зупчаник има облик танкозидног цилиндра са спољашњим озубљењем. То је нестандардан машински елемент и јавља се само код оваквих преносника. Зупчasti венац налази се на једном крају, док је други крај повезан са

излазним вратилом. Пре монтирања генератора таласа, еластични зупчаник је цилиндричан у односу на чврсти зупчаник. Када се монтира генератор таласа, еластични зупчаник добија елиптични облик тј. поприма облик генератора таласа. Он је најодговорнији елемент хармонијског преносника, и одређује његову способност оптерећења и век трајања [6].

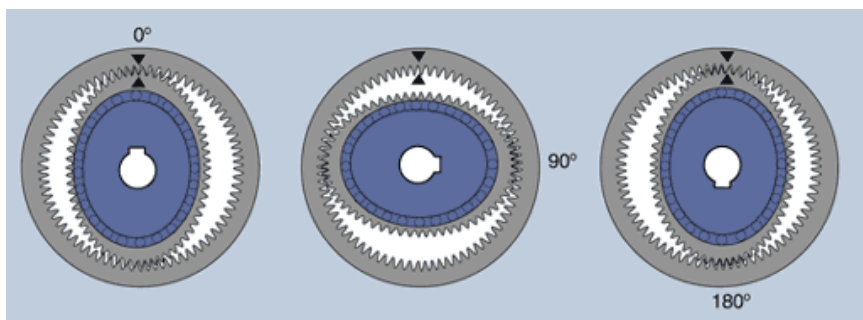
Чврсти зупчаник је кружног облика са унутрашњим озубљењем. Најчешће је чврсто везан за кућиште и не врши никакво кретање.

Генератор таласа радијално деформише еластични зупчаник тако да овај добија облик елипсе и спреже се са чврстим зупчаником у правцу главне осе елипсе. Заједно са еластичним зупчаником, генератор је један од најодговорнијих елемената хармонијског преносника. Конструкција генератора у знатној мери одређује степен корисног дејства преносника, напонско стање еластичног елемента, кинематску тачност, динамичне карактеристике, поузданост и век трајања. Сам генератор таласа не мора бити само елипсастог попречног пресека, може бити са точкићима зависно да ли је преносник двоталасни или троталасни (слика 3.2). Генераторе делимо на: механичке, хидромеханичке, пнеумеханичке и електромагнетне.



Слика 3.2 Генератор таласа са точкићима

Начин на који се остварује кретање код таласног редуктора најбоље је приказан на слици 3.3.



Слика 3.3 Начин кретања таласног редуктора

Број зубаца чврстог и еластичног зупчаника није једнак. Код двоталасног преносника та разлика је 2, 4 или 6, а код троталасног 3, 6 или 9. Претпостављено је да на слици 3.3 еластични зупчаник има два зупца мање од чврстог зупчаника. Зупци ова два зупчаника потпуно су спрегнути само на правцу главне дијагонале елипсе. У почетном тренутку посматрања означен је положај осе са 0° и фиксирају се 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. Када се генератор заокрене за још половину круга, главна оса елипсе долази поново у вертикални положај 180° , међутим, сада нису исправно спрегнути фиксирани зупци. Број зубаца еластичног зупчаника је мањи за два. При окретању генератора за 180° , а пошто је чврсти зупчаник непокретан, долази до релативног обртања еластичног зупчаника. То релативно обртање је величине једног зупца. Приликом једног обртања генератора релативно обртање је два зупца (3, 4. . . зависно од разлике зубаца два зупчаника). На тај начин се постижу велики преносни односи. Може се приметити да је смер обртања еластичног зупчаника (односно излазног вратила) супротан смеру обртања генератора таласа (улазног вратила) [5].

Код конструкције где је генератор таласа у облику елипсоидног диска, еластични зупчаник и генератор таласа одвојени су котрљајним лежајем који прати облик генератора таласа. На правцу мале осе елипсе између зупчаника постоји зазор. Потребно је обезбедити зазор такав да зупчаници међусобно буду потпуно одвојени (слика 3.4).



Слика 3.4 Зазор у правцу мале осе елипсе

На следећој слици може се боље видети зазор који се јавља у правцу мале осе елипсе (слика 3.5).



Слика 3.5 Зазор између еластичног и чврстог зупчаника

3.2 Карактеристике таласних редуктора

Основна карактеристика таласних редуктора, која им даје предност у односу на друге типове редуктора, је мала релативна маса која се рачна помоћу израза (3.1) [5]:

$$\gamma = \frac{m}{T_{iz}}, \quad (3.1)$$

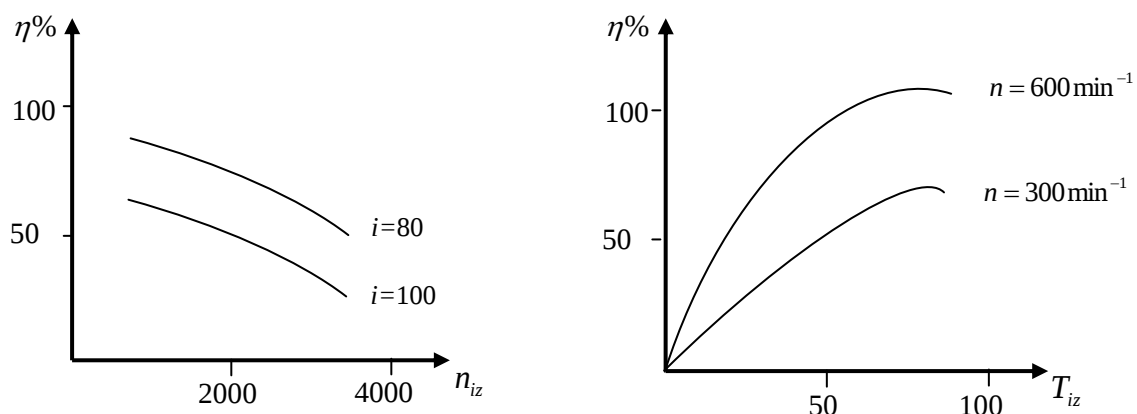
где је:

m - маса редуктора,

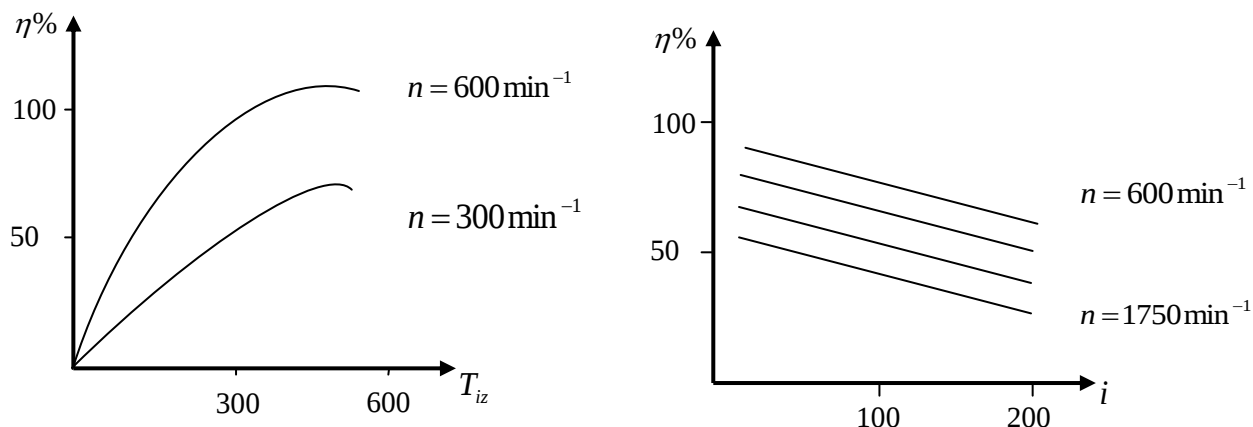
T_{iz} - обртни момент на излазном вратилу.

Зависно од типа конструкције, преносни односи код једноступених таласних редуктора крећу се од 50 до 250, а код двоступених од 2000 до 5000. Могуће је направити вишеступене редукторе, али код таквих конструкција јављају се проблеми при синхронизовању сваког наредног степена преноса. Тешко је ускладити њихов рад. Такође су присутне комбинације таласних и планетарних преносника у конструкцијама.

Снаге, за које се пројектују таласни редуктори, крећу се у интервалу од 0,02 до 3000 kW. Степен искоришћења налази се у распону од 0,7 до 0,9. На њега утиче тип редуктора, број обртаја улазног вратила, момент увијања на излазном вратилу, димензије и маса редуктора. Резултати фирме Harmonic Drive, добијени приликом одређивања степена искоришћења за различите обртне моменте и бројеве обртаја на излазном вратилу, приказани су на слици 3.6 за случај класичног таласног редуктора, односно слици 3.7 за случај таласног редуктора типа „pancake” [5].



Слика 3.6 Резултати код класичног таласног редуктора



Слика 3.7 Резултати код „racake“ редуктора

Са дијаграма на сликама 3.6 и 3.7 може се видети да са повећањем преносног односа опада степен искоришћења. То није препрека јер друге особине оваквих преносника то надокнађују.

Важан фактор код таласних редуктора је и кинематска тачност. Конструкција обезбеђује минималан „мртви ход“ јер приликом спрезања нема клизања. Осе елемената, који учествују у преношењу снаге и кретања, се поклапају што доводи до елиминисања динамичких сила и додатних оптерећења елемената.

Што се тиче подмазивања таласних редуктора оно може бити уљем (класично картеријско подмазивање) и мастима. Уља за подмазивање морају бити постојана на температури од $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Код конструкција које имају вертикални положај редуктора излазно вратило мора бити испод улазног, да не би дошло до цурења уља.

Радни век таласних редуктора није мањи од 15000h, тј. не пројектују се за мањи радни век.

3.3 Предности таласног редуктора

Таласни преносник се састоји само од три елемента, што конструкцији пружа велике могућности тј. не оптерећује машину у којој се уграђује у смислу масе и димензија. С обзиром на облик еластичног зупчаника, могуће је уградити електро-мотор у унутрашњост редуктора, и самим тим додатно скратити конструкцију.

Стално напрегнути еластични зупчаник омогућава таласном редуктору минималан „мртви ход“. Клизање, које се јавља, постаје минимално јер је преносни однос велики.

Степен искоришћења је приближно исти као и код осталих преносника снаге. Посматрајући губитке настале од улазног до излазног вратила они се крећу од 0,8 до 0,9.

Обртни момент се преноси паром зупчаника, не јављају се додатне радијалне силе које оптерећују редуктор, а самим тим су и лежајеви мање оптерећени. Такође су и кућишта једноставнија и лакша и све то доводи до мањих габарита самог редуктора.

Преносни однос једностепеног таласног редуктора креће се од 50 до 250, а може и више, што није могуће постићи са другим преносницима. Обртни моменти који се могу пренети таласним редукторима, такође су већи него код других редуктора истих габарита. Маса им је много мања у поређењу са другим редукторима.

Конструкцију таласних редуктора карактерише висока поузданост и флексибилност као и дуг радни век.

3.4 Примена таласних редуктора

Таласни редуктори су релативно нови преносници. Нашли су примену у космичкој индустрији, као и у области роботике где су захтевани велики преносни односи, а мало простора за уградњу преносника. Због велике кинематске тачности таласни преносници налазе примену код прецизних алатних машина и изради мерних инструмената. У медицини се користе код апарата за рендгенско зрачење, вештачких органа, дијагностичкој опреми. У војној индустрији примењују се код ракетних система и лансирним рампама. Такође се користе и код штампарских машина. У аутомобилској индустрији се користе за потпуно аутоматизоване и роботизоване машине.

Примећује се да таласни редуктори налазе примену у новијим технологијама где класични преносници излазе из употребе, а примењују се таласни са свим својим предностима. На слици 3.8 приказане су неке могућности примене таласних редуктора.



Слика 3.8 Роботизована машина

Као што је раније речено, таласни редуктори се користе као покретачи руку робота. Захваљујући њиховом прецизном раду примена им се пуно проширила (слика 3.9).



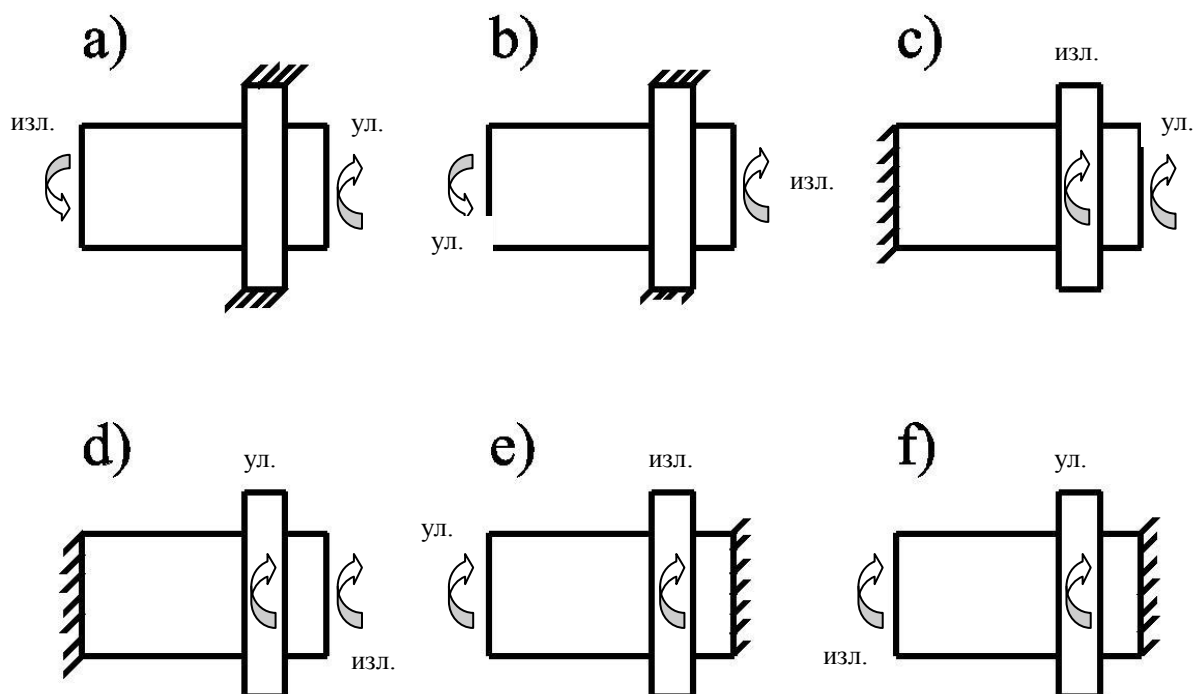
Слика 3.9 Примена таласних редуктора у роботизици

4. Специфичности конструктивних решења таласних редуктора

4.1 Структурна решења таласних редуктора

Структура таласних преносника заснована је на трансформацији ротационог кретања путем деформисања еластичног зупчаника, од стране генератора таласа и његовим спрезањем са чврстим зупчаником. Што се тиче конструкционог решења еластичног зупчаника он је цилиндричан пре деформисања, танкозидан са спољним озубљењем. Чврсти зупчаник је кружан, недеформабилан, са унутрашњим озубљењем, а генератор таласа је или у облику елипсоидног диска или са точкићима. Ако би улазно вратило било повезано са генератором таласа, еластични зупчаник са излазним вратилом, а чврсти зупчаник би био непокретан, онда би смер обртања излазног вратила био супротан од смера обртања улазног. Ово је уобичајена конструкција таласног редуктора и шематски је приказан на слици 4.1.а. Преносни однос добијен оваквом конструкцијом узима се за основни.

На слици 4.1 шематски су приказане све могућности које проистичу од истог типа таласног преносника.



Слика 4.1 Шематски приказ свих могућности једног типа таласног редуктора

Преносник који је на слици 4.1.b је мултипликатор, тј. врши повећање излазног броја обртаја у односу на улазни. Улазно вратило повезано је са еластичним зупчаником, а излазно са генератором таласа. Чврсти зупчаник и даље је непокретан. Преносни однос једнак је основном, с тим што се сада ради о мултипликатору. Смерови обртања улазног и излазног вратила су супротни.

Код таласног редуктора који је на слици 4.1.c улазно вратило повезано је са генератором таласа, излазно вратило са чврстим зупчаником, а непокретни елемент је еластични зупчаник. Смер обртања улазног вратила исти је као и смер обртања излазног. Преносни однос оваквог преносника већи је за један од основног преносног односа.

На слици 4.1.d непокретни елемент је еластични зупчаник, с тим што је улазно вратило везано за чврсти зупчаник, а излазно за генератор таласа. Овај таласни преносник је мултипликатор и преносни однос му је такође за један већи од основног. Улазно и излазно вратило се обрћу у истом смеру.

Шема на слици 4.1.e представља редуктор брзине-диференцијал. Непокретан елемент у овом случају је таласни генератор. Улазни елемент везан је за еластични зупчаник. Смер обртања ова два члана је исти. Преносни однос може се одредити изразом:

$$\text{преносни однос} = \frac{\text{основни преносни однос}}{\text{основни преносни однос} + 1} .$$

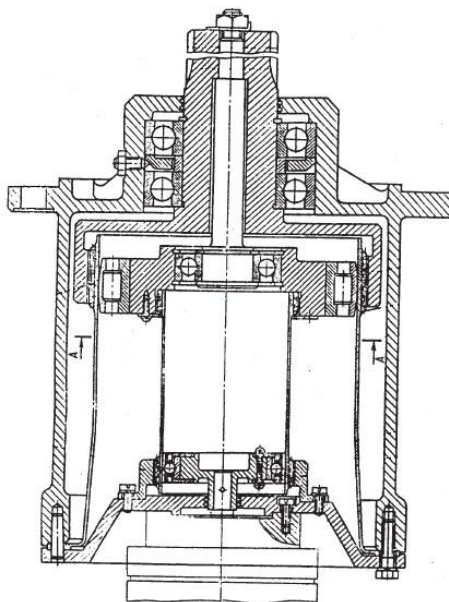
Слично решење представљено је на слици 4.1.f. Генератор таласа је такође фиксиран, док је улазни елемент причвршћен за чврсти зупчаник, а излазни елемент за еластични зупчаник. Преносник представља мултипликатор брзина-диференцијал. Улазни и излазни елементи имају исти смер обртања, а смањење броја обртаја (угаоне брзине) на излазу се огледа кроз преносни однос дат изразом [5]:

$$\text{преносни однос} = \frac{\text{основни преносни однос} + 1}{\text{основни преносни однос}} .$$

С обзиром на начине повезивања улазних, излазних, и непокретних елемената уведена су правила означавања једностепених преносника. Таласни преносници се означавају словима F, C и G. Прво слово представља елемент везан за улазно вратило, друго слово представља непокретни елемент, а треће се односи на елемент који је везан за излазно вратило.

4.2 Конструисање таласних редуктора

Конструкција двостепеног таласног редуктора, приказана је на слици 4.2. Приказани су изглед и функционисање основних и помоћних елемената таласног редуктора.



Слика 4.2 Конструкција двостепеног таласног редуктора

На излазном вратилу електромотора причвршћен је генератор таласа. Таласни редуктор се најчешће везује директно за извор кретања без додатних елемената. Неке конструкције представљају сложене склопове који се састоје од погонског елемента (обично електромотора) и таласног редуктора. Генератор таласа је облика елипсастог диска и циклично деформише еластични зупчаник. Између еластичног зупчаника и генератора таласа смештен је еластични лежај. Еластични зупчаник има облик танкозидног цилиндра са прирубницом. За кућиште таласног редуктора је везан завртњевима поклопац који омогућава подешавање везе. Кружне плоче су помоћни елементи који омогућавају и осигуравају везу. Такође, ови елементи пригушују вибрације и таласне деформације настале на другом крају еластичног зупчаника. Чврсти зупчаник причвршћен је уз помоћ чепова за излазно вратило редуктора. Поклопац је већег пречника од вратила, јер је у њему чаура која је чепом везана за вратило и онемогућава му аксијално кретање у односу на лежаје.

Наравно, конструкције таласног редуктора могу бити и другачије: конструкција једностепеног таласног редуктора са непокретним чврстим зупчаником типа GCF, конструкција са два чврста зупчаника, конструкција једностепеног таласног редуктора са непокретним еластичним зупчаником типа GCF и друге.

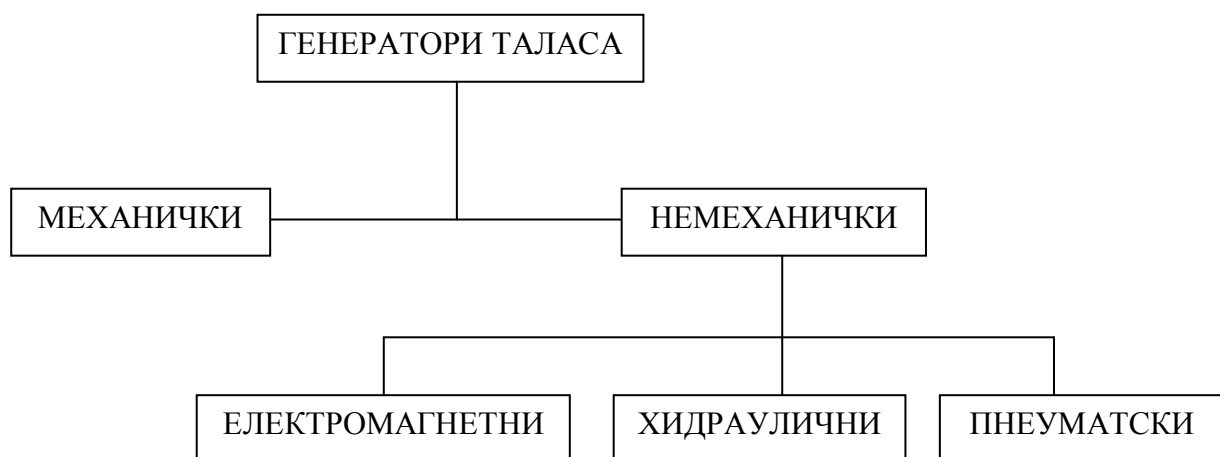
4.3 Конструисање основних елемената таласног редуктора

Основни елементи таласног редуктора су: генератор таласа, еластични зупчаник и чврсти зупчаник. Зависно од конструктивног решења и самог изгледа констукције бира се и решење основних елемената таласног редуктора.

4.3.1 Конструисање генератора таласа

Генератор таласа остварује еластичне деформације на еластичном зупчанику. Може бити конструисан тако да ствара један, два, три или више таласа деформација. При томе генератор таласа се може уграђивати унутар еластичног зупчаника или споља, тако да је ослоњен на спољашни обод еластичног зупчаника са унутрашњим озубљењем. Избор количине таласа зависи од врсте таласног преносника и мора да задовољи тражену кинематску тачност. Генератор таласа има важну улогу у начину спрезања зупчаника и величине највећих напрезања у материјалу еластичног зупчаника код таласног редуктора.

Према врсти енергије коју користе да би обезбедили покретање и појаву таласа деформације, генератори таласа могу да се поделе на механичке и немеханичке. Немеханички се деле на пнеуматске, хидрауличне и електромагнетне (слика 4.3).



Слика 4.3 Подела генератора таласа

Електромагнетни генератори таласа обезбеђују најмању инерцију при обртању, и имају примену код брзоходних машина мале снаге. Овакви редуктори се примењују код машина где се промена броја обртаја врши континуално, међутим степен искоришћења је веома мали.

Сви немеханички генератори таласа захтевају непрекидан утрошак енергије не само за обртање већ и за стварање и одржавање таласа деформација. Тај додатни утрошак енергије битно утиче на смањење степена искоришћења таласних редуктора са овом врстом генератора таласа. Њихова примена је врло ограничена.

Једноставнији али и сигурнији су механички генератори таласа. За стварање таласних деформација није потребан додатни извор енергије, већ се то узрокује самим геометријским обликом генератора. Према облику линије деформисања еластичног зупчаника разликују се генератори слободних таласа деформација и генератори принудних таласних деформација. Сваки од ова два типа генератора таласа, зависно од трења између унутрашње површине еластичног зупчаника и површине ослонца генератора, може бити генератор са вишим и нижим паровима. Код таласних редуктора примењују се обе врсте генератора, а код таласних мултипликатора примењују се само генератори са вишим паровима. Код генератора слободних таласа еластични прстен причвршћује котрљајне лежаје и он је у контакту са унутрашњом површином еластичног зупчаника на два или три места. Генератор таласа има облик елипсоидног диска, одеђеног је профила и често се назива брегасти генератор таласа.

Пошто се таласни преносници све више употребљавају, захтевају конструкцију са механичким генератором таласа слободне деформације са унутрашњим распоредом ваљака, који осигуравају двоталасну деформацију еластичког зупчаника. Генератори таласа који обезбеђују троталасну деформацију употребљавају се врло ретко.

Двоталасни генератор код једноставних конструкција састоји се од вођице која се окреће око непокретне осе и два котрљајна лежаја мањег пречника која се ослањају на унутрашњи обод еластичног зупчаника и деформишу га (слика 4.4). Преносници са овим таласним генератором имају већи моменат инерције што им отежава рад и повећава оптерећења на лежајевима, зато се користе код машина на ручни погон (где је улазни број обртаја редуктора мањи него када је електромотор погонска машина) и квалитетнијих преносника пројектованих за краћи век. Код таквих преносника улазно вратило се прави изједна са вођицом, а на ексцентричним осовиницама монтитрају се радијални куглични лежаји. Радијални зазор се бира померањем ексцентричним осовиницама.



Слика 4.4 Двоталасни генератор

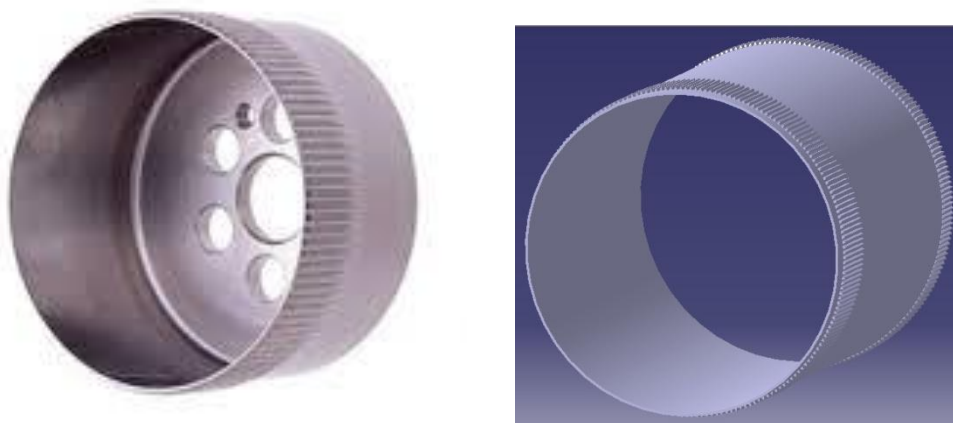
Поред двоталасних генератора са два ваљчића постоје и генератори са четири ваљчића који такође дају два таласа деформације, али обезбеђују знатно већи број зубаца. Захваљујући томе повећава се дозвољена граница оптерећења и побољшава кинематска тачност. Овакав тип таласног преносника уграђује се у машинама са повећаним оптерећењем. Челични прстен, који се налази између генератора и еластичног зупчаника, умањује концентрацију вођице на зупчаник, и отклања опасност класичне деформације унутрашње површине еластичног зупчаника таласног редуктора. Тврдоћа прстена креће се од 56 до 58 HRC.

Генератор таласа принудне деформације даје радијални ослонац еластичном зупчанику по целом обиму и израђује се у облику диска. По целом обиму диска смештене су куглице еластичног лежаја да би се избегло трење између генератора таласа и зупчаника. Овакав генератор таласа обезбеђује већу област спрезања, али има и знатно већи момент инерције. Према облику котрљајних тела разликујемо три типа генератора таласа: без унутрашњег прстена, са ненапрегнутим унутрашњим прстеном и напрегнутим унутрашњим прстеном. У првом случају генератор таласа има облик елипсоидног диска са једним или два реда куглица.

Генератор таласа са ненапрегнутим унутрашњим прстеном састоји се из цилиндричног диска са главчином на који је напресован прстен. Прстен има цилиндричан отвор. Спољашња површина има облик елипсе на којој су стазе за куглице.

4.3.2 Конструисање еластичног и чврстог зупчаника

Ако таласни преносник поредимо са било којим другим преносником снаге, једина новина је еластични зупчаник. Због тога конструкција еластичног зупчаника захтева низ специфичности које овај зупчаник разликује од других класичних зупчаника. Таласне деформације се преносе са генератора таласа на еластични зупчаник, који током рада циклично мења облик. Могући конструкциони облици еластичног зупчаника дати су на слици 4.5.



Слика 4.5 Конструкциони облици еластичног зупчаника

Обе конструкције у основи имају облик танкозидног цилиндра. Поред ових постоје и другачије конструкције еластичног зупчаника. Еластични зупчаници херметички затворених таласних преносника су такође танкозидни цилиндрични омотачи са дном. Зупчасти венац се налази на средини еластичног зупчаника.

Радни век и сигурност рада таласног преносника зависе највише од еластичног зупчаника. Он трпи стална наизменична оптерећења и изложен је цикличним таласним деформацијама и самим тим долази до замора материјала. Узимајући у обзир заморна напрезања, потребно је приликом конструисања еластичног зупчаника извршити правилан одабир материјала.

Чврсти зупчаник таласног преносника је обичан цилиндрични зупчаник са унутрашњим озубљењем (слика 4.6). Ширина венца је обично једнака дужини зупчастог венца код еластичног зупчаника, а могуће је и да ширина зубаца чврстог зупчаника буде мало мања. Материјали чврстог и еластичног зупчаника су углавном исти, а може и да тврдоћа чврстог зупчаника буде мања за 20 до 30 НВ.



Слика 4.6 Чврсти зупчаник таласног редуктора

5. Прорачун таласних редуктора

У овом поглављу биће приказан прорачун кинематских карактеристика као и прорачун и препоруке за израду главних елемената таласних редуктора. Прорачун се односи на једностепени двоталасни редуктор, чији се преносни однос налази у распону од 80 до 315. Еластични зупчаник је покретан и повезан је са излазним вратилом, док је улазно вратило повезано са генератором таласа. Чврсти зупчаник је непокретан. Угао додирнице чврстог и еластичног зупчаника је 20° .

5.1 Прорачун главних параметара таласног редуктора

1. **Преносни однос** је основни параметар сваког преносника па и таласног. Основу за одређивање преносног односа представља познати израз који се примењује код свих врста преносника:

$$i = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}} = \frac{n_{ul}}{n_{iz}}, \quad (5.1)$$

где је преносни однос количник улазне и излазне угаоне брзине, односно количник броја обртаја на улазу и излазу преносника.

Таласни преносници могу да достигну преносне односе од 2500 до 100 000. Међутим, такви преносници имају низак степен искоришћења и обично се користе као преносиоци кретања. У даљем току прорачуна еластични зупчаник означава се бројем 1, а чврсти зупчаник бројем 2. Према томе преносни однос таласног преносника типа GCF биће:

$$i = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}} = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (5.2)$$

Бројеви зубаца еластичног и чврстог зупчаника могу се изразити на следећи начин (ако је познат преносни однос таласног преносника):

$$\begin{aligned} z_1 &= K \cdot i \cdot W \\ z_2 &= z_1 + K \cdot W, \end{aligned} \quad (5.3)$$

где је: W број таласа деформација које се стварају од стране генератора таласа (у предпостављеном примеру $W=2$), а $K=1,2$ или 3 је мултиплицирајући фактор (фактор вишеструкости). Усваја се $K=1$ да би се смањила наглашеност деформације еластичног зупчаника.

2. **Номинални обртни момент** еластичног зупчаника израчунава се помоћу израза:

$$T_{01} = T_g \cdot i \cdot \eta, \quad (5.4)$$

T_g - обртни момент генератора таласа. Код директне везе таласног редуктора са погонском машином, овај обртни момент једнак је обртном моменту излазног вратила мотора.

Обртни момент вратила мотора T_{EM} , Nm добија се из израза:

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \cdot 1000, \quad (5.5)$$

где је P_{EM} , kW снага мотора, а ω_{EM} , s^{-1} угаона брзина мотора која је једнака:

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM} \cdot \pi}{30}, \quad (5.6)$$

где је:

n_{EM} , $\min^{-1}$ – број обртаја вратила мотора.

Степен искоришћења редуктора означава се са η . Експериментално добијени степени искоришћења једноступених таласних редуктора, у зависности од преносног односа, приказани су у табели 5.1.

Табела 5.1 Степени искоришћења таласног редуктора са генератором у облику елипсоидног диска [5]

i	315	250	200	160	125	100	80
$\eta \cdot 0.01$	72-75	75-78	78-81	81-84	84-87	87-90	90-93

Степен искоришћења таласног редуктора може се одредити и рачунским путем. Узимају се у обзир губици настали приликом спрезања чврстог и еластичног зупчаника и губици у генератору таласа. Губици у лежајима улазног и излазног вратила се занемарују, јер су мали у односу на остале. Приближни губици рачунају се помоћу израза [5]:

$$\eta = \frac{1}{1 - \psi(1 - i)}. \quad (5.7)$$

Код комбинованих таласних преносника (комбинација са планетарним преносницима или вишеступени таласни преносници) укупни степен искоришћења једнак је производу степена искоришћења сваке појединачне целине. На пример, за таласне преноснике типа GFCGFC укупни степен искоришћења износи:

$$\eta_{GC2} = \eta_{GC}^F \cdot \eta_{G2C2}^{F2}.$$

Треба нагласити да су степени искоришћења сложених таласних преносника врло мали и крећу се од 0,08 до 0,01 и они се користе само за пренос кретања, не и за пренос снаге. Величина ψ из израза (5.7) представља коефицијент губитка и израчунава се помоћу израза:

$$\psi = \frac{K_{\psi}}{r_2}, \quad (5.8)$$

где је r_2 , cm подеони полупречник чврстог зупчаника, док је:

$$K_{\psi} = \frac{1,27 \cdot K_{\Delta} \cdot m \cdot f}{\cos \alpha - f \sin \alpha} + \mu \left(1 + \frac{2}{z_1} \right) \left(\frac{D_u}{d_{rk}} - 1 \right) (\sin \alpha - f \cos \alpha), \quad (5.9)$$

где је:

m - модул зупчаника,

$f=(0,05 \div 0,07)$ – коефицијент трења приликом спрезања при нормалном подмазивању,

$\mu=(0,006 \div 0,008)$ – коефицијент трења при котрљању куглица еластичног лежаја,

$\alpha=25^\circ$ - угао профила зупца у средини висине зупца,

z_1 - број зубаца еластичног зупчаника,

D_u - унутрашњи пречник цилиндра еластичног зупчаника у недеформисаном положају,

d_{rk} - пречник котрљања куглица еластичног лежаја.

Да би се избегле веће грешке код рачунског одређивања степена искоришћења, потребно је да се тачност одређивања ψ креће минимално до пет десетих.

3. Меродавни обртни момент за прорачун елемената таласног преносника израчунава се помоћу израза:

$$T = T_{01} \cdot K_A \cdot K_V \quad (5.10)$$

где је:

K_A - фактор радних услова. Узима у обзир неравномерност рада погонске и радне мнашине. Неравномерност доводи до пораста обртног момента у односу на номиналну вредност, тако да фактор K_A представља однос:

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_{01}}, \quad (5.11)$$

где је:

T_{eq} - еквивалентни обртни момент који се одређује на основу спектра оптерећења и броја промена оптерећења,

T_{01} - номинална вредност обртног момента.

Тачне вредности фактора K_A се добијају експерименталним путем, као и вредности дате у табели 5.2.

Табела 5.2 Вредности фактора радних услова K_A [3]

Карактер промене обртног момента радне машине	Погонска машина			
	Електромотор	Турбомотор	Вишецилиндр. клипни мотор	Једноцилиндр. клипни мотор
равномеран	1,00	1,25	1,50	1,75
са малим ударима	1,10	1,35	1,60	1,85
са средњим ударима	1,25	1,50	1,75	2,00
са јаким ударима	1,50	1,75	2,00	2,25
У погледу променљивости обртног момента радне машине могу се разврстати на следећи начин:				
Равномерна промена:	Електрогенератори, равномерно оптерећени транспортери, погон помоћног кретања алатних машина, мешалице за материјале исте густине и мале вискозности.			
Са малим ударима:	Турбокомпресори, центрифугалне пумпе, лифтови, лаке дизалице, мешалице за материјале исте густине и веће вискозности, неравномерно оптерећени транспортери.			
Са средњим ударима:	Теже дизалице и кранови, погони главних кретања алатних машина, мешалице материјала неједнаке густине и велике вискозности, вишецилиндричне клипне пумпе, клипни компресори, лаки млинови са куглама, обртне пећи.			
Са јаким ударима:	Багери, тешки млинови са куглама, дробилице, ваљачничке машине, пресе за цигле и брикет, ваљачнички столови за хладно ваљање, машине за сечење и просецање лима, уређаји за бушење у нафтној индустрији.			

K_v — фактор унутрашњих динамичких сила и он се усваја помоћу табеле 5.3.

Табела 5.3 Фактори унутрашњих динамичких сила K_v [3]

Обрада	Класа храпавости	Број обртаја таласног генератора n_g		
		1000	1000-1500	1500-3000
Грубо брушење или глодање са глачањем или љуштењем	7-8	1,00	1,15	1,40
Средње глодање и електрополирање	7-8	1,07	1,20	1,50
Средње глодање и рендисање релативним кретањем	8	1,20	1,35	-

4. **Материјал еластичног и чврстог зупчаника генератора таласа** треба да припада групи квалитетних челика (челици за побољшање или челици за цементацију). У даљем прорачуну користиће се челик за побољшање по међународном стандарду EN 10083-1, 42CrMo4. Механичке и динамичке карактеристике овог челика су приказане у табели 5.4.

Табела 5.4 Карактеристике материјала [3]

Ознака материјала	Затезна чврстоћа	Граница развлачења	Тврдоћа	Динамичка издижљивост
	R_m , МПа	R_{eH} , МПа	HB	$\sigma_{D(-1)}$, МПа
42CrMo4	1100-1300	750	241	460-550

Челици у Србији од којих се израђују опруге имају висок садржај угљеника, а немају хрома и са њима се не може постићи жељена тврдоћа и еластичност истовремено. Велики садржај угљеника повећава тврдоћу језгра као и крутост, док смањује еластичност. Због тога је пожељније да се материјал наручи из неке друге земље.

Материјал мора бити отпоран на замор. За израду еластичног зупчаника мањих таласних редуктора, могуће је користити и пластичне масе. Тада су еластични зупчаници знатно дебљи и већи.

5. **Дозвољени торзиони напон** код еластичног зупчаника изложеног деловању обртног момента може се израчунати помоћу израза:

$$\tau_d = \frac{0.22 \cdot R_m \cdot K_d}{S \cdot K_\tau}, \quad (5.12)$$

τ_d , МПа – дозвољени торзиони напон,

R_m , МПа – максимална затезна чврстоћа еластичног зупчаника (Табела 5.4),

$S = (1,4 - 1,6)$ – степен сигурности који се усваја према намени машине за коју је таласни редуктор намењен ($S=1,4$ за покретне механизме, а $S=1,6$ за дизаличне механизме),

K_τ - фактор концентрације напона који се креће у распону од 1,7 до 2,2 када су зупци еластичног зупчаника израђени рендисањем, или 1,6 до 2 када су зупци израђени одвалним глодалом (мање вредности односе се за $i=315$, а веће за $i=80$),

K_d - фактор потребне дужине експлоатације таласног редуктора. Вредности фактора K_d дате су у табели 5.5 за вредности броја обртаја $n_g=1000 \text{ min}^{-1}$. Ако радни бројеви обртаја улазног вратила имају друге вредности, потребно је одредити

редуковано време рада помоћу израза (5.13) и на основу њега одредити вредност K_d из табеле 5.5.

$$t^* = \frac{t \cdot n_g}{1000}, \quad (5.13)$$

где је:

t, h – тражено време експлоатације таласног редуктора.

Табела 5.5 Фактор времена рада [5]

Услови рада			
Време рада	Лаки	Средњи	Тешки
Преко 1000	1,22	1,17	1,10
2500	1,10	1,05	1,00
6300	1,00	0,95	0,90
10000	0,95	0,90	0,85
25000	0,85	0,81	0,77

6. Унутрашњи пречник цилиндра еластичног зупчаника може се израчунати помоћу израза:

$$d_{in} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot \psi_d}{(\tau)}}. \quad (5.14)$$

Константа C утиче на расподелу притиска дуж еластичног зупчаника, а последица су расподеле напона између константних зона и деформација еластичног зупчаника. Друга константа ψ_d може се изразити помоћу израза:

$$\psi_d = \frac{d_m}{s_1}, \quad (5.15)$$

где је:

d_m – средњи пречник зупчаника,

s_1 – дебљина венца код еластичног зупчаника.

Ове две константе зависе од преносног односа, одређују се експериментално и могу се прочитати из табеле 5.6.

Табела 5.6 Вредности константи C и ψ_d [5]

i	80-160	160-250	250-315
C	14	13	12
ψ_d	85	90	95

Код таласних редуктора где је генератор таласа у облику елипсоидног диска, вредности унутрашњег пречника еластичног зупчаника заокружују се на прву ближу вредност спољашњег пречника еластичног лежаја. У табели 5.7 налазе се типови лежаја по руском стандарду ГОСТ. У нашем стандарду наилази се на проблем, јер таквих лежаја у њему нема.

Табела 5.7 Типови лежаја [5]

Серија лежаја	d	D	B	$n_{\max}, \text{min}^{-1}$
815	75	100	15	3000
818	90	120	18	3000
822	110	150	24	2500
824	120	160	24	2000
830	150	200	30	1600
836	180	240	35	1600
844	220	300	45	1600

7. Модул еластичног и чврстог зупчаника таласног редуктора израчунава се изразом:

$$m = \frac{d_{f1} + 2,5}{2 \cdot i}, \quad (5.16)$$

где је:

d_{f1} – подножни пречник еластичног зупчаника добијен у оквиру претходног прорачуна елемената редуктора помоћу израза:

$$d_{f1} = d_{in} + 2S_1, \quad (5.17)$$

Прво треба израчунати дебљину венца еластичног зупчаника помоћу израза (5.15). Непозната величина средњег пречника d_m апроксимира се величином спољашњег пречника еластичног лежаја D , који је претходно усвојен, тако да се добија:

$$S_1 \approx \frac{d_m}{\psi_d}, \quad (5.18)$$

Вредност модула зупчаника, добијена коришћењем израза (5.16), заокружује се на најближу стандардну вредност дату у табели 5.8.

Табела 5.8 Вредности стандардних модула [5]

Серија 1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25
Серија 2	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	2,125	-

8. Број зубаца еластичног зупчаника може се израчунати помоћу израза:

$$z_1 = \frac{d_1}{m}. \quad (5.19)$$

Пошто је подеони пречник еластичног зупчаника d_1 још увек непознат, уместо њега узима се унутрашњи пречник цилиндра еластичног зупчаника па се на основу тога добија израз:

$$z_1 \approx \frac{d_{in}}{m}. \quad (5.20)$$

На овај начин добијена вредност представља оријентациони број зубаца еластичног зупчаника. Помоћу њега се може одредити стварни број зубаца.

Пошто се зупци у току рада деформишу, потребно је да се одреди фактор померања:

- за еластични зупчаник

$$x_1 = \frac{1,35 - \Delta^*}{0,85 \cdot z_1^{-(1/3)} - 0,04}, \quad (5.21)$$

- за чврсти зупчаник

$$x_2 = x_1 + (\Delta^* - 1), \quad (5.22)$$

где је:

Δ^* - коефицијент радијалне деформације еластичног зупчаника и изражава се као:

$$\Delta^* = \frac{\Delta}{m}. \quad (5.23)$$

Ако је непозната вредност коефицијент Δ , за њено одређивање користи се експериментално добијена формула:

$$\Delta^* = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} z_1 + 2 \cdot \frac{j_{\max}}{m}. \quad (5.24)$$

Да би се избегло сабирање максималних обртних момената $T_{\max}$ спрегнутих зубаца потребно је да максимални бочни зазор $j_{\max}$ буде већи од зазора j_ϕ проузрокованог торзијом. Овај услов се обично израчава помоћу израза:

$$\frac{j_{\max}}{m} = \frac{j_\phi}{m} + \frac{j_0}{m} = \frac{T_{\max} \cdot b \cdot 10^3}{d_1^2 \cdot S_3 \cdot G} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot (i - 60), \quad (5.25)$$

где је:

$T_{\max}$ – максимални обртни момент. Обично се узима да је $T_{\max} \geq 2T_{01}$,

G – модул смицања (за челик износи $G = 8,1 \cdot 10^{-4} \frac{N}{mm^2}$),

b – дужина зубаца (за преноснике снаге $b = (0,18 \div 1,2)d_1$, за преноснике кретања $b = (0,12 \div 0,17)d_1$),

$d_1 = mz_1$ – подеони пречник еластичног зупчаника,

S_3 – дебљина цилиндра еластичног зупчаника ван зупчастог прстена. Према препорукама $S_3 = (0,6 \div 0,9)S_1$.

Стварни број зубаца еластичног зупчаника одређује се помоћу израза:

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2 \cdot \frac{h_{fp}}{m} - 2 \cdot x_1, \quad (5.26)$$

где су:

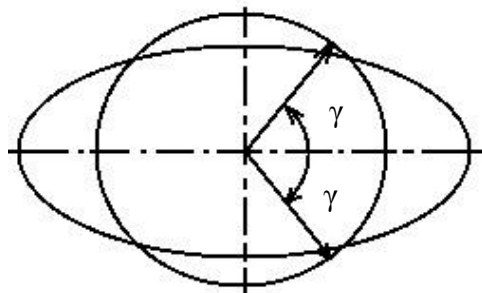
$h_{fp} = m + c_p$ и $c_p = (0,1 \div 0,3)m$ – константне вредности.

Број зубаца чврстог зупчаника се добија помоћу израза (5.3). Потребно је израчунати и стварни преносни однос (5.2). Одступање стварног од захтеваног преносног односа не сме да буде веће од 5%.

9. Геометријски параметри редуктора и провера зупчаника на радијална оптерећења спрегнутих зубаца

За разлику од класичног зупчастог преносника, код којих се геометријски параметри одређују на основу чврстоће бока зубаца или чврстоће подножја зубаца, код таласног зупчастог преносника геометријски параметри се одређују на основу деформације еластичног зупчаника од стране генератора таласа.

Еластични зупчаник се деформише на начин приказан на слици 5.1. Вредност угла γ зависи од преносног односа редуктора и његове препоручене вредности налазе се у табели 5.9.



Слике 5.1 Начин деформисања еластичног зупчаника

Табела 5.9 Вредности угла γ у зависности од преносног односа [5]

i	80-120	120-160	>160
γ	25	30	35

Стварне вредности подножног и теменог пречника еластичног зупчаника, као и вредности теменог пречника чврстог зупчаника рачунају се помоћу следећих израза:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{fp} + 2x_1 \cdot m, \quad (5.27)$$

$$d_{a1} = d_{f2} - 2a - 2c, \quad (5.28)$$

$$d_{a2} = 2a + d_{f1} + 2c, \quad (5.29)$$

где је: $c=c_p=(0,1\div 0,3)m$,

$$a = m \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (5.30)$$

Подножни пречник чврстог зупчаника зависи од начина на који се овај израђује. Та зависност приказана је изразом:

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{fp} + 2x_2 \cdot m. \quad (5.31)$$

Чврсти зупчаник је израђен рендисањем, зупчастим ножем.

d_{a0} — темени пречник зупчастог ножа, зависи од модула и броја зубаца зупчастог ножа. То је приказано у табли 5.10.

a_{w0} — осно растојање између чврстог зупчаника и зупчастог ножа, се рачуна помоћу израза:

$$a_{w0} = \frac{m \cdot (z_2 \pm z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}}, \quad (5.32)$$

где су:

z_2 и z_0 — бројеви зубаца чврстог зупчаника и зупчастог ножа. Знак минус у изразу користи се код израде унутрашњег озубљења код чврстог зупчаника, а знак плус код израде спољашњег озубљења. Угао додирнице је означен са α , а вредности α_{w0} израчунава се помоћу инволут функције.

Табела 5.10 Елементи зупчастог ножа [5]

Модул		Подеони пречник зупчастог ножа				$h_{a\ 0}^*$
Серија		40		64		
1	2	Z_0	d_{a0}	Z_0	d_{a0}	1,5
0,3		132	40,60	214	65,20	
	0,35	114	41,06	182	64,86	
0,4		100	41,33	160	65,33	
	0,45	90	42,00	144	66,30	
0,5		80	41,66	128	65,66	1,35
	0,55	72	41,43	116	65,63	
0,6		66	41,60	108	66,80	
	0,7	56	41,53	90	65,33	
0,8		50	42,66	80	66,66	

Остали параметри се одређују помоћу инволут функције и помоћу израза:

$$\operatorname{inv} \alpha_{w0} = 2 \cdot \frac{x \pm x_0}{z \pm z_0} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha. \quad (5.33)$$

У изразу x и x_0 представљају факторе померања зупчаника који се обрађује и зупчастог ножа. Знак минус користи се при изради унутрашњег озубљења (код израде чврстог зупчаника), а знак плус при изради спољашњег озубљења (код израде еластичног зупчаника). Фактор померања за зупчасти нож израчунава се применом израза:

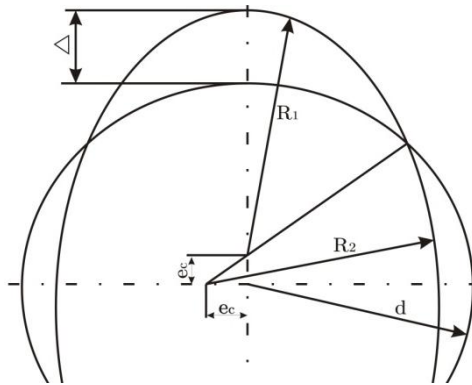
$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2 \cdot m} - 0,5 \cdot [z_0 + (h_a^* + C^*)] \quad (5.34)$$

После овога врши се провера спрезања еластичног и чврстог зупчаника. Радијални зазор између пречника теменог круга еластичног зупчаника и подножног круга чврстог зупчаника по правцу главне осе елипсастог генератора мора да задовољи услов:

$$C_C = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - \Delta \geq 0,15m. \quad (5.35)$$

Ако израз (5.35) није задовољен, потребно је при изради чврстог зупчаника користити други зупчасти нож, или покушати са редукцијом коефицијента неопходног зазора између спрегнутих зубаца h_a . Као алтернатива може се повећати коефицијент радијалне деформације Δ^* и тако обезбедити да се чврстоћа еластичног зупчаника не смањује.

Геометријски параметри генератора таласа у облику елипсастог диска могу се израчунати на основу слике 5.2.



Слика 5.2 Приказ геометријских параметара

$$\begin{aligned} e_c &= 3,41\Delta, \\ R_1 &= 0,5d - e_c + \Delta = 0,5d - 2,41\Delta, \\ R_2 &= 0,5d + e_c - \Delta = 0,5d + 2,41\Delta, \end{aligned} \quad (5.36)$$

где је:

d – унутрашњи пречник еластичног лежаја (табела 5.7),

e_c – растојање центра елипсе до жиже. На основу ових израза главна и мала оса елипсе генератора таласа рачунају се као:

$$\begin{aligned} 2a &= 2(R_1 + e_c) = d + 2\Delta, \\ 2b &= 2(R_2 - e_c) = d - 2\Delta. \end{aligned} \quad (5.37)$$

Ове елипсе деформисаног еластичног зупчаника добијају се када се на вредности добијене из израза (5.38) дода двострука ширина еластичног лежаја $H = 0,5(D - d)$, где је D спољашњи пречник еластичног лежаја.

10. Анализа отпорности еластичног зупчаника на заморна напрезања, односно степен сигурности еластичног зупчаника треба да је већи или једнак прописаном.

Еластични зупчаник је изложен сложенем напрезању, савијању и увијању (торзији), па самим тим укупни степен сигурности укључује оба напрезања појединачно. Потребно је одредити напоне на савијање σ_s који укључује и периферијске деформације цилиндра и торзиони напон τ_t који је последица обртног момента T_{01} на излазном вратилу. Ови напони се одређују на следећи начин:

$$\sigma_s = K_b C_\sigma \Delta s_1 \frac{E}{Y r_m^2}, \quad (5.38)$$

$$\tau_t = \frac{T_{01} \cdot 10^3}{K_t \cdot 2\pi \cdot S_t \cdot r_m^2}, \quad (5.39)$$

где су:

σ_s и τ_b , МПа – напони савијања и увијања,

E , МПа – модул еластичности материјала еластичног зупчаника,

$K_b=(1,1 \div 1,4)$ – фактор оптерећења који узима у обзир повећање притиска на еластични зупчаник изазвано деформацијом еластичног зупчаника под оптерећењем. Нижа вредност се користи за преноснике мање снаге.

$K_t=(0,2 \div 0,3)$ – фактор који узима у обзир неравномерну расподелу торзионог напона на прелазу зупчастог прстена и цилиндра еластичног зупчаника,

C_σ – коефицијент који зависи од начина деформације еластичног зупчаника. Његова вредност, у зависности од угла γ (слика 5.1), дате су у табели 5.11:

Табела 5.11 Коефицијент оптерећења [5]

γ°	25	30	35
C_σ	1,45	1,55	2,0

Y – укључује ефекте које зупчasti прстен има на чврстоћу еластичног зупчаника, и одређује се изразом:

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_b} \right)^3 \right], \quad (5.40)$$

где је:

K_s – фактор дебљине зубаца и креће се у интервалу од 0,78 до 0,82,

s_b – дебљина еластичног зупчаника која укључује и део зупца који учествује у савијању и рачуна се као: $s_b = s_1 + m$, ако се користе стандардни алати за израду зубаца са углом додирнице од 20° .

Степени сигурности могу се израчунати помоћу израза:

- степен сигурности услед дејства напона на савијање:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a}, \quad (5.41)$$

- степен сигурности услед дејства напона на увијања:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + 0,1\tau_m}, \quad (5.42)$$

- укупни степен сигурности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{(S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2)^{\frac{1}{2}}} \geq S = 1,5. \quad (5.43)$$

За чисто наизменично промењиво напрезање (овакав је случај код еластичног зупчаника) границе развлачења материјала повезане су емпиријским релацијама:

- квалитетни угљенични челици:

$$\sigma_{-1} = 0,45 R_m - \text{за савијање},$$

$$\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1} - \text{за увијање (торзију)},$$

- легирани челици:

$$\sigma_{-1} = 0,5 R_m - \text{за савијање},$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} - \text{за увијање (торзију)}.$$

За пресек на прелазу зупчастог прстена еластичног зупчаника, узима се да је:

$$\sigma_a = \sigma_s,$$

$$\tau_a = \tau_b = 0,5 \tau_s,$$

$$K_{\sigma} = 1,8 \div 2,0,$$

$$K_{\tau} = (0,7 \div 0,8) K_{\sigma}.$$

Ако израчунати степен сигурности не задовољава захтевани услов, потребно је у претходном прорачуну изабрати квалитетнији материјал за еластични зупчаник, са бољим карактеристикама.

11. Стварни радни век еластичног зупчаника таласног редуктора са генератором таласа у облику елипсоидног диска одређује се помоћу израза:

$$L_h = 10^4 \cdot \frac{n_{\max}}{n_g} \cdot \left(\frac{T_{\max}}{T_{01}} \right)^3, \quad (5.44)$$

где је:

$T_{\max}$ – максимални обртни момент којим еластични зупчаник може бити оптерећен (табела 5.12),

$n_{\max}$ – максимални број обртаја који еластични лежај може да пренесе (табела 5.7).

Табела 5.12 Стандардни параметри таласних редуктора [5]

$T_{\max}$											
i	$n_g=3000$	$n_g=1500$	$n_g=1000$	Z_1	m	X_1	d_{in}	l	b	S_3	m,kg
80	625	625	625	160	1,0	2,95	160	140	40	1,2	9,0
100	705	900	970	202	0,8	3,35					
125	705	900	1050	264	0,6	4,85					
160	705	900	1050	320	0,5	3,95					
200	705	900	1050	406	0,4	4,85					
258	705	900	1050	460	0,35	5,07					

Радни век еластичног лежаја одређује радни век читавог редуктора оваквог начина конструисања. Еластични лежај је најосетљивији елемент у читавој конструкцији. Израчуната вредност стварног радног века еластичног лежаја треба да је већа од захтеване. У противном је потребно изабрати други тип еластичног лежаја.

5.2 Прорачун елемената таласног редуктора

Генератор таласа јавља се у облику елипсоидног диска са еластичним лежајем на спољној површини, или се састоји од вођице на чијим крајевима су котрљајни лежаји.

При конструисању генератора таласа са вођицама треба водити рачуна на пречник кугличних лежаја на крајевима вођица и он се израчунава помоћу израза:

$$D_p = (0,2 - 0,3)d_1, \quad (5.45)$$

где је:

d_1 – подеони пречник еластичног зупчаника у недеформисаном положају, а при томе је потребно задовољити услов $D_p \leq 0,33d_{in}$.

Међутим, чешће се јављају генератори таласа у облику елипсоидног диска. Сам диск се обликује помоћу препорука. Да би се овакав генератор олакшао, израђују му се отвори у телу. Пречник и ширина главчине оваквих генератора одређује се на основу препорука:

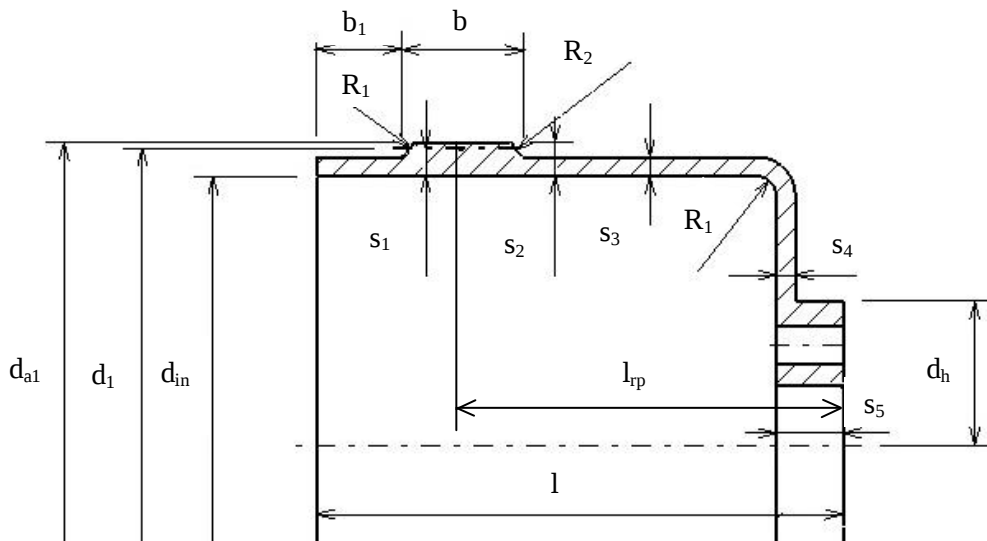
$$d_g = (1,5 \div 1,7)d_0; \quad b_g = (1,2 \div 1,5)d_0, \quad (5.46)$$

где је:

d_0 – пречник вратила за који је генератор таласа везан.

Ширина венца једнака је ширини еластичног лежаја. Жлеб треба да је такав да дебљина диска на том делу буде од 0,25 до 0,3 дебљине венца.

Еластични зупчаник је тнкозидни цилиндар. Може бити са или без дна. Конструкција која нема дно има зупчасти прстен са обе стране, с тим што се један спреже са чврстим зупчаником, а други са елементима који су повезани са излазним вратилом, које представља један вид зупчасте спојнице. Модули зубаца су обично једнаки због једноставније израде, а разлике су само у дужини зубаца. Еластични зупчаник везује се за вратило завртњима. Одређивање параметара еластичног зупчаника приказано је на слици 5.3 и израчунавају се помоћу израза:



Слика 5.3 Параметри еластичног зупчаника

$$\begin{aligned}
 s_2 &= s_1 + d_{a1} - d_{f1}, \\
 s_3 &= (0,6 \div 0,9)s_1, \\
 s_4 &\geq s_3; & s_5 &= (1,8 \div 2)s_3, \\
 b &= 0,2d_1; & b_1 &= (0,15 \div 0,25)b, \\
 R_1 &= (10 \div 15)m; & R_2 &= (2 \div 3)s_3, \\
 d_h &= 0,6d_1, \\
 l_{rp} &= (0,85 \div 1,1)d_{in}; & l &= l_{rp} + (0,1 \div 0,2)d_{in}.
 \end{aligned} \tag{5.47}$$

Дужина зубаца зупчасте спојнице код еластичног зупчаника без дна (слика 4.5.б) је: $b' = (0,3 \div 0,5)b$.

Чврсти зупчаник је обичан зупчаник са унутрашњим озубљењем. Дужина зубаца се креће исто као и код еластичног зупчаника, међутим не мора да буде тако. Постоје конструкције код којих је дужина зубаца код чврстог зупчаника мања него код еластичног.

Вратила таласних редуктора нису основни елементи, али без њих конструкција не би могла да функционише па је неопходно добро урадити прорачун вратила. Силе које се јављају у спреси еластичног и чврстог зупчаника су обимна и радијална, исто као и код два цилиндрична зупчаника. Ове силе делују на улазно вратило на месту где

је генератор таласа везан клином. Због тога би вратило требало да буде изложено савијању, али спрезање се врши у две супротне тачке. То значи да радијална и обимна сила имају исте интензитета, а супротан смер и самим тим не савијају вратило. Радијална сила је усмерена ка генератору, а обимна сила је нормална на главну осу и чине спрег сила које стварају обртни момент. На основу тог обртног момента врши се димензионисање вратила.

Слично је и код излазног вратила. Било да је израђено изједна са еластичним зупчаником, или да је са њим везано завртњима или зупчастом спојницом, због оносиметричности није оптерећено на савијање. Основа за димензионисање излазног вратила је излазни обртни момент који врши торзију.

На основу свега овога треба одредити еквивалентни обртни момент и он се рачуна као:

$$M_i = \sqrt{M^2 + 0,75T_t^2}, \quad (5.48)$$

где је:

M_i - еквивалентни момент,

$M=0$ – укупни момент савијања,

T_t – укупни торзиони момент.

Пречник вратила се израчунава помоћу израза:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}}, \quad (5.49)$$

где је:

σ_{doz} – дозвољени напон при савијању материјала вратила.

Ако је у питању веза са клином потребно је на рачунски пречник додати и дубину жлеба за клин:

$$d_{vr} = d_{rac} + t. \quad (5.50)$$

Овако добијену вредност треба стандардизовати на прву већу стандардну вредност.

На котрљајне лежаје, на којима су вратила ослоњена, не делују аксијалне силе, па се могу усвојити радијални лежаји. Вратило није изложено дејству концентрисаних сила и савијању па се ови лежајеви димензионишу према пречнику вратила и броју обртаја.

5.3 Прорачун задатог таласног редуктора

Пример:

Прорачунати основне параметре таласног редуктора дизалице. Дати подаци су:

Тип редуктора:	GCF
Снага електромотора:	$P_{EM}=2kW$
Број обртаја електромотора:	$n_{EM}=n_g=1200min^{-1}$
Излазни број обртаја:	$n_1=12,5 min^{-1}$
Радни век редуктора:	$L_h=11000 h$

1. Преносни однос се рачуна као однос улазног и излазног броја обртаја редуктора помоћу израза (5.1). Улазни број обртаја је број обртаја вратила електромотора, односно генератора таласа, а излазни број обртаја је број обртаја еластичног зупчаника:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{n_{EM}}{n_1} = \frac{1200}{12,5} = 96.$$

Добијену вредност треба стандардизовати тако што се из табеле 5.12 усвоји најближа стандардна вредност преносног односа. Најближа стандардна вредност је $i=100$. Након овако усвојеног преносног односа настаје грешка која се рачуна:

$$\Delta i = \frac{|i - i_{st}|}{i_{st}} \cdot 100\% = \frac{|100 - 96|}{96} \cdot 100\% = 4,1667\%.$$

Пошто је грешка преносног односа мања од 5%, задржава се усвојени преносни однос $i=100$. Стварни број обртаја еластичног зупчаника је:

$$n_1 = \frac{n_{EM}}{i} = \frac{1200}{100} = 12 min^{-1}$$

2. Степен искоришћења усвојеног таласног редуктора налази се у табели 5.1 и за преносни однос $i=100$, степен искоришћења се креће $\eta=(0,78 \div 0,90)=0,89$. Угаона брзина електромотора (5.6):

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM} \cdot \pi}{30} = \frac{1200 \cdot \pi}{30} = 125,664 s^{-1},$$

а на основу израза (5.5) обртни момент вратила електромотора као и генератора таласа је:

$$T_{EM} = T_g = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \cdot 1000 = \frac{2 \cdot 1000}{125,664} = 15,915 Nm.$$

Помоћу ових података може се израчунати номинални обртни момент еластичног зупчаника (5.4):

$$T_{01} = T_g \cdot i \cdot \eta = 15,915 \cdot 100 \cdot 0,89 = 1416,435 Nm.$$

3. Да би се одредио меродавни обртни момент за прорачун елемената таласног редуктора потребно је одредити фактор радних услова K_A (табела 5.2) и фактор унутрашњих динамичких сила K_V (5.3).

$$K_A = 1,1; \quad K_V = 1,2;$$

па се меродавни обртни момент рачуна помоћу израза (5.10):

$$T = T_{01} \cdot K_A \cdot K_V = 1416,435 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1869,694 Nm$$

4. Материјал еластичног и чврстог зупчаника генератора таласа треба да припада групи квалитетних челика (челици за побољшање или челици за цементацију). У даљем прорачуну користиће се челик за побољшање по међународном стандарду EN 10083-1, 42CrMo4. Механичке и динамичке карактеристике овог челика су приказане у табели 5.4.

Ознака материјала	Затезна чврстоћа	Граница развлачења	Тврдоћа	Динамичка издижљивост
	R_m , МПа	R_{eH} , МПа	HB	$\sigma_{D(-1)}$, МПа
42CrMo4	1100-1300	750	241	460-550

5. Дозвољени површински притисак, настао од спрега сила на еластичном зупчанику, рачуна се помоћу израза (5.12). Пошто је таласни редуктор пројектован за дизалични механизам, усваја се степен сигурности $S=1,6$. Ако се претпостави да се зупци еластичног зупчаника израђују одвалним глодалом интерполацијом се одређује фактор концентрације притиска K_τ и он износи:

$$K_\tau = 1,966.$$

Да би се одредио фактор потребне дужине експлоатације таласног редуктора, потребно је одредити редуковано време експлоатације (5.13), јер су у табели 5.5 дате вредности за 1000 обртаја у минути улазног вратила.

$$t^* = \frac{t \cdot n_g}{1000} = \frac{11000 \cdot 1200}{1000} = 13200h.$$

Интерполацијом је добијено K_d за тешке услове рада и износи:

$$K_d = 0,7871.$$

Сада су сви потребни подаци познати, и може се израчунати дозвољени торзиони напон еластичног зупчаника:

$$\tau_d = \frac{0,22 \cdot R_m \cdot K_d}{S \cdot K_\tau} = \frac{0,22 \cdot 1200 \cdot 0,7871}{1,6 \cdot 1,966} = 66,059 \text{ MPa}.$$

6. Унутрашњи пречник еластичног зупчаника се рачуна помоћу израза (5.14). Из табеле 5.6 одређују се константе C и ψ_d :

$$C=14; \quad \psi_d=85;$$

$$d_{in} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot \psi_d}{\tau_d}} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{1869,6942 \cdot 85}{66,059}} = 187,592 \text{ mm}.$$

Ово је унутрашњи пречник цилиндра недеформисаног еластичног зупчаника. Пошто на њега треба да налегне еластични лежај, унутрашњи пречник еластичног зупчаника треба заокружити на прву ближу вредност спољашњег пречника еластичног лежаја из табеле 5.7. То је лежај серије 830, чије су димензије:

$$D=d_{in}=200 \text{ mm};$$

$$d=150 \text{ mm};$$

$$B=30 \text{ mm};$$

$$n_{\max}=1600 \text{ min}^{-1};$$

7. Да би се израчунао модул зупчаника, неопходно је прво одредити дебљину венца еластичног зупчаника. На основу израза 5.18 рачуна се приближна вредност венца, с тим што се уместо d_m користи D , због лакшег прорачуна:

$$S_1 = \frac{d_m}{\psi_d} \approx \frac{D}{\psi_d} = \frac{200}{85} = 2,353 \text{ mm}.$$

Подножни пречник еластичног зупчаника је (5.17):

$$d_{f1}=d_{in} + 2S_1=200+2 \cdot 2,353=204,706 \text{ mm}.$$

Модул спрегнутих зупчаника се рачуна на основу израза (5.16):

$$m = \frac{d_{f1} + 2,5}{2 \cdot i} = \frac{204,706 + 2,5}{2 \cdot 100} = 1,03603 \text{ mm},$$

а најближа стандардна вредност модула према табели 5.8:

$$m=1 \text{ mm}$$

8. Одређивање геометријских мера зупчаника се одвија у две фазе. Прва фаза је претходни прорачун где се на основу кинематских карактеристика спрезања одређују димензије зупчаника. Друга фаза или завршни прорачун се односи на проверу напрезања која се јављају током спрезања. Израчунава се степен сигурности зупчаника и ако је мањи од дозвољеног претходни прорачун се понавља са другим параметрима.

Претходни број зубаца се израчунава као:

$$z_1 = \frac{d_1}{m},$$

али пошто још није одређен подеони пречник еластичног зупчаника d_1 користи се израз (5.20) у којем се подеони пречник апроксимира унутрашњим пречником:

$$z_1 \approx \frac{d_{in}}{m} = \frac{200}{1} = 200.$$

Помоћу израза (5.25) израчунава се максимални бочни зазор између спрегнутих зупчаника. Максимални обртни момент се рачуна као:

$$T_{\max} = 2 \cdot T_{01} = 2 \cdot 1416,435 = 2832,87 Nm.$$

Дужина зубаца је:

$$b = (0,18 \div 1,2) d_1 = 0,2 \cdot 200 = 40 mm.$$

За подеони пречник узета је апроксимативна вредност:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1 \cdot 200 = 200 mm.$$

Дебљина еластичног зупчаника ван зупчастог прстена је:

$$S_3 = (0,6 \div 0,9) S_1 = 0,75 \cdot 2,353 = 1,76475 mm.$$

Максимални бочни зазор је:

$$\frac{j_{\max}}{m} = \frac{j_{\varphi}}{m} + \frac{j_0}{m} = \frac{T_{\max} \cdot b \cdot 10^3}{d_1^2 \cdot S_3 \cdot G} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot (i - 60)$$

$$\frac{j_{\max}}{m} = \frac{2832,87 \cdot 40 \cdot 10^3}{200^2 \cdot 1,765 \cdot 8,1 \cdot 10^{-4}} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot (100 - 60) = 0,0358 mm.$$

Коефицијент радијалне деформације могуће је сада израчунавати уз помоћ израза (5.24):

$$\Delta^* = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} Z_1 + 2 \cdot \frac{j_{\max}}{m} = 0,8776,$$

и саму радијалну деформацију:

$$\Delta = \Delta^* \cdot m = 0,9776 \cdot 1 = 0,9776 mm.$$

Коефицијент претходног зазора рачуна се помоћу израза (5.30):

$$h_d^* = 4\Delta^* - 2,48 - (4,6 - 4\Delta^*)z_1 \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 0,9776 - 2,48 - (4,6 - 4 \cdot 0,9776) \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 1,2925,$$

а помоћу њега се на основу израза (5.21) и (5.22) рачунају фактори померања еластичног и чврстог зупчаника:

$$x_1 = \frac{1,35 - \Delta^*}{0,85 \cdot z_1^{-(1/3)} - 0,04} = \frac{1,35 - 0,9776}{0,85 \cdot 200^{-1/3} - 0,04} = 3,547,$$

$$x_2 = x_1 + (\Delta^* - 1) = 3,547 + (0,9776 - 1) = 3,524.$$

Завршни прорачун таласног редуктора почиње одређивањем стварног броја зубаца еластичног зупчаника према изразу (5.26):

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2 \cdot \frac{h_{fp}}{m} - 2 \cdot x_1 = \frac{204,706}{1} + 2 \cdot \frac{1,2}{1} - 2 \cdot 3,547 = 200,012.$$

$h_{fp} = m + c_p = 1 + 0,2 = 1,2$ и $c_p = (0,1 \div 0,3)$ – константне вредности.

Усваја се да је број зубаца еластичног зупчаника: $z_1 = 200$

Број зубаца чврстог зупчаника рачуна се помоћу израза (5.3):

$$z_2 = z_1 + K \cdot W = 200 + 1 \cdot 2 = 202,$$

Где је мултиплицирајући фактор $K=1$, а $W=2$ број таласа овог генератора.

Стварни преносни однос се одређује изразом (5.2):

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} = \frac{200}{202 - 200} = 100.$$

Примећује се да преносни однос не прелази дозвољену границу од 5% од стварног, тако да се могу усвојити ови бројеви зубаца на зупчаницима.

9. Сада се одређују стварне вредности геометријских величина еластичног зупчаника:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{fp} + 2x_1 \cdot m = 200 - 2 \cdot 1,2 + 2 \cdot 3,547 \cdot 1 = 204,694 mm,$$

$$S_1 = \frac{d_{f1} - d_{in}}{2} = \frac{204,694 - 200}{2} = 2,347 mm,$$

$$d_m = d_{in} + S_1 = 200 + 2,347 = 202,347 mm,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1 \cdot 200 = 200 \text{ mm},$$

$$d_{a1} = d_{f2} - 2a - 2c = 206,648 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,2 = 204,248 \text{ mm},$$

$$a = m \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 1 \cdot \frac{202 - 200}{2} \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 1 \text{ mm},$$

где су: $\alpha = 20^\circ$, $\alpha_w = 20^\circ$.

Раније је речено да начин израде зубаца утиче на спрезање истих. Претпоставка је да се израда зубаца врши рендисањем, зупчастим ножем и из табеле 5.10 бира се алат чији су параметри:

$$\begin{aligned} m &= 1 \text{ mm}; & z_0 &= 34 \text{ (добитојено интерполацијом);} & \alpha &= 20^\circ; \\ d_{a0} &= 43,72 \text{ mm (добитојено интерполацијом);} & h_a^* &= 1,35; \end{aligned}$$

па је фактор померања зупчастог ножа (5.34):

$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2 \cdot m} - 0,5 \cdot [Z_0 + (h_a^* + C^*)] = \frac{43,72}{2 \cdot 1} - \frac{34 + 2 \cdot (1 + 0,35)}{2} = 3,51.$$

Угао нагиба додирнице може се одредити помоћу израза (5.33) и инволут функције:

$$\text{inv} \alpha_{w0} = 2 \cdot \frac{x \pm x_0}{z \pm z_0} \text{tg} \alpha + \text{inv} \alpha = 2 \cdot \frac{3,524 - 3,51}{209 - 34} \cdot \text{tg} 20^\circ + 14904 \cdot 10^{-6} = 14962 \cdot 10^{-6},$$

и интерполацијом се добија да је угао $\alpha_{w0} = 20,15^\circ$.

Димензионисање чврстог зупчаника се врши према начину израде.

Осно растојање чврстог зупчаника од зупчастог ножа рачуна се према изразу (5.32):

$$a_{w0} = \frac{m \cdot (z_2 - z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}} = \frac{1 \cdot (209 - 34) \cdot \cos 20^\circ}{2 \cdot \cos 20,15^\circ} = 87,584 \text{ mm}.$$

Подножни пречник чврстог зупчаника (5.31):

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{fp} + 2x_2 \cdot m = 202 - 2 \cdot 1,2 + 2,524 \cdot 1 = 206,648 \text{ mm}.$$

Подеони пречник чврстог зупчаника:

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 1 \cdot 202 = 202 \text{ mm}.$$

Темени пречник чврстог зупчаника (5.29):

$$d_{a2} = 2a + d_{f1} + 2c = 2 \cdot 1 + 204,694 + 2 \cdot 0,2 = 207,094 \text{ mm}.$$

После овога врши се провера геометријских параметара, тј. провера могућности њиховог спрезања. Због тога се одређује радијални зазор између теменог пречника еластичног и подножног пречника чврстог зупчаника (5.35):

$$C_C = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - \Delta \geq 0,15m.$$

$$C_C = 0,5 \cdot (206,648 - 204,248) - 0,9776 = 1,4224mm \geq 0,15 \cdot 1 = 0,15mm.$$

Услов је задовољен, спрезање је могуће јер је зазор већи од потребног.

10. Пошто је извршено димензионисање основних елемената таласног редуктора, сада је потребно проверити степене сигурности еластичног зупчаника јер је он изложен највећем напрезању. Чврстоћа еластичног зупчаника огледа се кроз концентрацију напона изражену фактором Y (5.40):

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_b} \right)^3 \right] = 1 - 0,8 \cdot \left[1 - \left(\frac{2,353}{3,353} \right)^3 \right] = 0,476,$$

где је усвојено $K_s=0,8$ (за $\alpha=20^\circ$, $K_s=0,78 \div 0,82$), а $s_b=s_1+m=2,353+1=3,353mm$.

Напон на савијање еластичног зупчаника одређује се изразом (5.38). Усвојено је $K_b=1,25$, а из табеле 5.11 одређено је $C_\sigma=1,45$ за $\gamma=25^\circ$.

$$\sigma_b = K_b C_\sigma \Delta s_1 \frac{E}{Y r_m^2} = \frac{1,25 \cdot 1,45 \cdot 0,9776 \cdot 2,347 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{0,476 \cdot (101,1735)^2} = 187,773MPa,$$

где је: $E=2,2 \cdot 10^5MPa$; $r_m=0,5d_m=0,5 \cdot 202,347=101,1735mm$;

Напон на увијање рачуна се помоћу израза (5.39), где је за фактор неравномерности расподеле торзионог напона усвојено: $K_t=0,25$, а $s_t=s_1+0,5m=2,347+0,5 \cdot 1=2,847mm$.

$$\tau_t = \frac{T_{01} \cdot 10^3}{K_t \cdot 2\pi \cdot s_t \cdot r_m^2} = \frac{1416,435 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2,847 \cdot (101,1735)^2} = 30,942MPa.$$

Најосетљивије место на еластичном зупчанику у погледу напрегнутости је на прелазу еластичног прстена. Користећи се апроксимативним изразима добија се:

$$\sigma_a=\sigma_b=187,773MPa,$$

$$\tau_a=\tau_m=0,5\tau_t=0,5 \cdot 30,942=15,471MPa,$$

$$K\sigma=1,9; \quad K\tau=0,75K\sigma=0,75 \cdot 1,9=1,425$$

Карактеристике материјала еластичног зупчаника се налазе у табели 5.4:

$$\sigma_{D(-1)}=550MPa; \quad \tau_{D(-1)}=0,58 \cdot \sigma_{D(-1)}=0,58 \cdot 550=319MPa;$$

Степен сигурности услед напона на савијање рачуна се помоћу израза (5.41):

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a} = \frac{550}{1,9 \cdot 187,773} = 1,54.$$

Степен сигурности услед напона на увијање једнак је (5.42):

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{D(-1)}}{K_{\tau} \cdot \tau_a + 0,1\tau_m} = \frac{319}{1,425 \cdot 15,471 + 0,1 \cdot 15,471} = 13,521.$$

Укупни степен сигурности (5.43):

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{(S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{1,54 \cdot 13,521}{(1,54^2 + 13,521^2)^{\frac{1}{2}}} = 1,53 \geq S = 1,5.$$

Дозвољени степен сигурности већи је од минималног дозвољеног $S=1,5$ што значи да усвојени челик 42CrMo4 задовољава потребне услове и може се примењивати за израду еластичног зупчаника.

11. За овај таласни редуктор изабран је лежај по руском стандарду ГОСТ серије 830 чији је максимални дозвољени број обртаја из табеле 5.7, $n_{\max}=1600 \text{ min}^{-1}$, а максимални обртни момент добија се из табеле 5.12, интерполацијом $T_{\max}=982 \text{ Nm}$. Радни век лежаја треба проверити помоћу израза (5.44).

$$L_h = 10^4 \cdot \frac{n_{\max}}{n_g} \cdot \left(\frac{T_{\max}}{T_{01}} \right)^3 = 10^4 \cdot \frac{1600}{1200} \cdot \left(\frac{982}{1416,435} \right)^3 = 12443h,$$

12. Основни параметри који одређују конструкцију овог таласног редуктора приказани су у табели 5.13:

Tabela 5.13 Основни параметри редуктора

Улазна угаона брзина	$\omega_{EM}=125,664 \text{ s}^{-1}$
Излазни обртни момент	$T_{01}=1416,435 \text{ Nm}$
Број зубаца еластичног зупчаника	$z_1=200$
Број зубаца чврстог зубчаника	$z_2=202$
Модул	$m=1 \text{ mm}$
Еластични лежај	серија 830
Фактори померања	$x_1=3,547; \quad x_2=3,524$
Степен искоришћења	$\eta=0,89$
Тип таласног генератора	Брегасти

У досадашњем прорачуну добијена је глобална слика таласног редуктора која одговара захтевима из датог примера. Наредни део прорачуна бави се конкретним изгледом појединих елемената и одређивањем њихових конструктивних мера.

- Генератор таласа

За дату конструкцију одабран је генератор у облику елипсоидног диска. Према изреченим препорукама по којима генератор таласа и чврсти зупчаник треба да су мање тврдоће од еластичног зупчаника, одабран је челик 16MnCr5 (или по старим ознакама Č4320), чија је тврдоћа $HB=140\div 207$, затезна чврстоћа $R_m=1000\div 1200\text{ MPa}$. Екцентар и радијуси елипсе (слика 5.2) се одређују применом израза (5.36):

$$e_c = 3,41\Delta = 3,41 \cdot 0,9776 = 3,334\text{ mm},$$

$$R_1 = 0,5d - 2,41\Delta = 0,5 \cdot 150 - 2,41 \cdot 0,9776 = 72,644\text{ mm},$$

$$R_2 = 0,5d + 2,41\Delta = 0,5 \cdot 150 + 2,41 \cdot 0,9776 = 77,356\text{ mm},$$

а осе елипсе су:

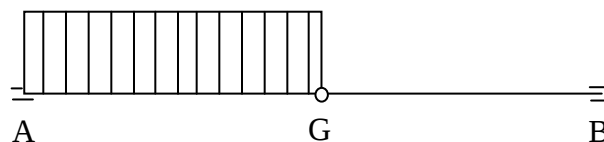
$$2a = 2(e_c + R_1) = 2(3,334 + 72,644) = 151,956\text{ mm},$$

$$2b = 2(R_2 - e_c) = 2(77,356 - 3,334) = 148,044\text{ mm}.$$

Да би се одредила величина главчине и отвора у телу генератора потребно је димензионисати улазно вратило.

- Вратила

Улазно вратило таласног редуктора ослоњено је на два лежаја (А и В) између којих се налази генератор таласа (слика 5.4). Веза између генератора таласа и вратила се остварује клином.



Слика 5.4 Шема улазног вратила

Од активних оптерећења на вратило делује само обртни момент електромотора $T_{EM}=15,915\text{ Nm}$ и он одређује димензије вратила. За материјал вратила одабран је конструкциони челик С45Е, или Č1531 по старим ознакама, чије су карактеристике:

$$\sigma_{D(-1)} = (300\div 340)\text{ MPa} = 320\text{ MPa},$$

$$\tau_{D(-1)} = (180\div 200)\text{ MPa} = 190\text{ MPa}.$$

Усвојен је степен сигурности вратила $S=2$, па је:

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{S \cdot K} = \frac{320}{4} = 80\text{ MPa},$$

а еквивалентни момент који делује на вратило једнак је (5.48):

$$M_i = \sqrt{M^2 + 0,75T_t^2} = \sqrt{0,75 \cdot 15,915^2} = 13,783 Nm.$$

јер је $M_s=0$ и $T_t=T_{EM}$.

Пречник вратила се рачуна према изразу (5.49):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 13,783 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80}} = 7,076 mm.$$

Због концентрације напона на местима где се налазе лежаји (место А и В), овако добијена вредност се множи са 1,6 и усваја прва већа стандардна вредност пречника вратила:

$$d_{rac}^A = d_{rac}^B = 1,6 \cdot d = 1,6 \cdot 7,076 = 11,3216 mm.$$

Стандардне вредности пречника улазног вратила на местима где се налази лежај су:

$$d_A = d_B = 12 mm.$$

Рачунски пречник на месту G:

$$d_{rac}^G = d_{rac}^A + t = 11,3216 + 2,4 = 13,7216 mm,$$

где је $t=2,4 mm$ – дубина жлеба за клин.

Стандардна вредност пречника улазног вратила на месту G, где се налази клин је:

$$d_G = 14 mm.$$

На месту В нема активних оптерећења па је усвојен исти пречник вратила као и на месту А. Лежајеви се димензионишу на основу пречника вратила и усваја се: лежај 6001 ($d=12 mm$; $D=26 mm$; $B=8 mm$; $C=5 kN$), два комада на ослонцима А и В.

Сада се може довршити димензионисање генератора таласа. Ширина се одређује према ширини еластичног лежаја. Усваја се да је $b=34 mm$, јер је ширина еластичног лежаја $B=30 mm$, а ова разлика се јавља због челичног прстена који учвршћује еластични лежај за генератор таласа. Главчина генератора талса димензионише се према пречнику вратила (5.46):

$$d_g = (1,5 \div 1,7) d_{vt}^G = 1,7 \cdot 14 = 23,8 mm; \quad d_g = 24 mm,$$

$$b_g = (1,2 \div 1,5) d_{vt}^G = 1,4 \cdot 14 = 19,6 mm; \quad b_g = 20 mm,$$

док је дебљина олакшаног дела:

$$s = (0,25 \div 0,3) b = 0,3 \cdot 34 = 10,2 mm; \quad s = 10 mm.$$

- Чврсти зупчаник

Израђује се од истог материјала као и генератор таласа тј. од челика 16MnCr5 (Џ4320). Његови геометријски параметри су раније израчунати: $d_2=202 \text{ mm}$; $d_{a2}=207,094 \text{ mm}$; $d_{f2}=206,648 \text{ mm}$; $m=1 \text{ mm}$.

Максимална дебљина обода се одређује као код класичних зупчаника према препорукама:

$$\delta v=(2\div 3)m=(2\div 3) \text{ mm}.$$

Подеони пречник d_2 има фиктивну вредност која је служила само за прорачун елемената спрезања. Стварни подеони пречник се рачуна помоћу израза:

$$d_2^s=d_{a2}+2,4m=207,094+2,4\cdot 1=209,494 \text{ mm}.$$

- Еластични зупчаник

Конструктивне мере еластичног зупчаника одређују се на основу израза (5.47)

$$d_1=200 \text{ mm}; \quad d_{a1}=214,579 \text{ mm}; \quad d_{f1}=211,394 \text{ mm}; \quad m=1 \text{ mm}; \quad b=40 \text{ mm};$$

$$s_2=s_1+d_{a1}-d_{f1}=5,697+214,679-211,394=8,982 \text{ mm};$$

$$s_3=(0,6\div 0,9)s_1=0,8\cdot 5,697=4,5576 \text{ mm};$$

$$s_4\geq s_3=4,5576 \text{ mm};$$

$$s_5=(1,8\div 2)s_3=1,9\cdot 4,5576=8,659 \text{ mm};$$

$$b_1=(0,15\div 0,25)b=0,2\cdot 40=8 \text{ mm};$$

$$b'=(0,3\div 0,5)b=0,4\cdot 40=16 \text{ mm};$$

$$R_1=(10\div 15)m=12\cdot 1=12 \text{ mm};$$

$$R_2=(2\div 3)s_3=2,5\cdot 4,5576=11,394 \text{ mm};$$

$$d_h=0,6d_1=0,6\cdot 207=124,2 \text{ mm};$$

$$l_{rp}=(0,85\div 1,1)d_{in}=1\cdot 200=200 \text{ mm};$$

$$l=l_{rp}+(0,1\div 0,2)d_{in}=200+0,15\cdot 200=230 \text{ mm};$$

Елементи који везују цилиндар еластичног зупчаника димензионишу се према дну еластичног зупчаника. У оквиру конструкције пречници еластичног зупчаника на крају на коме је он спрегнут са чврстим зупчаником, увећавају се за величину двоструке радијалне деформације Δ , у правцу главне осе генератора таласа. На другом крају, где се налази зупчаста спојница, не постоји деформација. На месту везе са еластичним зупчаником је:

$$D''=(0,4\div 0,7)d_{in}=0,5\cdot 200=100\text{ mm}.$$

Зупци зупчасте спојнице имају исте параметре, облик, број зубаца и модул као и зупци који се спрежу са чврстим зупчаником. Разлика је само у дужини зубаца.

Дебљина зида кућишта код зупчастих редуктора зависи од основног растојања зупчаника, док код таласних редуктора осе свих зупчаника се поклапају. У примеру се усваја да је дебљина зида кућишта $\delta=8\text{ mm}$ и да се оно израђује ливењем.

6. Закључак

Из свега до сада реченог долази се до констатације да таласни преносници представљају будућност у области механичких преносника. Њихова примена у Србији за сада није толико распрострањена, готово да су непознати.

Предности таласних преносника се најбоље уочавају ако се пореди са осталим механичким преносницима и анализирају њихове карактеристике. Таласни преносник има висок преносни однос по једном степену преноса. Код осталих преносника потребно је више степена преноса, а често су губици велики тако да то није исплативо. За сваки следећи степен преноса неопходно је обезбедити синхронизацију рада, што доводи до појаве динамичких сила, увећава се број елемената преносника и доводи до поскупљења конструкције. Исти ови проблеми јављају се и код конструкције вишестепених таласних преносника и врло је тешко синхронизовати рад таквог преносника. Такве конструкције се ретко јављају у пракси, осим ако се не захтевају јако велики преносни односи (и до 20000). Међутим, такви преносници не преносе снагу већ само кретање. Следећа значајна предност таласних преносника су мали габарити. Облик конструкције омогућава додатна скраћења, јер је могуће улазно и излазно вратило монтирати унутар преносника. Честа је појава да се таласни преносници израђују заједно са електромотором, а то је могуће урадити због малих габарита и мале масе, што не доводи до ремећења равнотеже унутар склопа. Таласни преносници представљају једноставан механизам, састоје се из три елемента чије се осе међусобно поклапају. Ово је значајно јер не долази до додатних динамичких сила и осцилација при раду. Треба поменути и минимални „мртви ход“ који утиче на кинематску тачност преносника.

Предности ових преносника су велике. Најбоље су искоришћене у космичкој индустрији и при изради робота. Ове две гране индустрије у Србији нису заступљене па отуда и таласни преносници нису добили на значају. У свету се примена таласних преносника проширује и на друге индустрије. Кинематска тачност је дошла до изражаја у алатним машинама, паркерицама, прецизним машинама. Машине које користе таласне редукторе дају бољу тј. прецизнију машину. Таласне редукторе је могуће применити и у медицини, војној индустрији, радиодетекцији и сл.

Таласни преносници не захтевају неко посебно одржавање, нема елемената који су изложени великом хабању. Конструишу се и испоручују од стране произвођача за радни век од преко 15000 h и за то време не долази ни до каквих промена у раду. По истеку радног века неопходно је извршити генерални ремонт, и заменити најосетљивије елементе, а то је најчешће еластични лежај. Што се тиче подмазивања, треба се држати упутства произвођача.

Могућности таласних преносника су велике, а примена у Србији врло мала. У свету се иде ка смањењу масе и габарита конструкција, као и економској исплативости. Таласни преносници се уклапају у такав тренд и сигурно је да ће у будућности представљати један од значајнијих механичких преносника.

Литература

- [1] Трбојевић М., Јанковић М., Вугделија Ј., Ивковић С, Латиновић В.: Редуктори, Београд, 1984.
- [2] Милосављевић Ч.: Теорија аутоматског управљања, Сарајево, 2008.
- [3] Николић В.: Машински елементи – теорија, прорачун, примери, Крагујевац, 2004.
- [4] <http://www.automobilizam.net/automatska-transmisija/> - преузето 14.09.2015.
- [5] Биочанин Б.: Конструкција и анализа таласног редуктора специјалне намене, Магистарски рад, Машински факултет у Крагујевцу, 1999.
- [6] Вулић А., Танасијевић С.: Планетарни и хармонијски преносници снаге, Ниш, 1994.
- [7] <http://www.tehnickaue.edu.rs/srp/cas/?conid=2323> - преузето 14.09.2015.