

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механички преносници 2

Број индекса: 310/2012

Славица Д. Миладиновић

**Избор оптималних параметара зупчастих
парова планетарних преносника
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Блажа Стојановић, доцент - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да изврши прорачун основних параметара зупчастих парова планетарних преносника. Такође, кандидат треба да изврши кинематску анализу као и избор параметара уз поштовање услова монтаже, односно услова суседности, коаксиалности и спрезања планетарних преносника. Прорачун чврстоће зупчастих парова планетарних преносника извршити применом доступне литературе, као и применом специјализованог софтверског програма. Варирањем различитих вредности за модуле, ширине зупчаника и материјала за њихову израду извршити избор оптималних параметара зупчастих парова са одговарајућим степеном сигурности. На крају рада приложити одговарајуће оптимално решење уз образложење и одговарајућу техничку документацију.

Препоручена литература:

- [1] Слободан Танасијевић, Александар Вулић: Механички преносници-планетарни преносници и варијатори, Машински факултет, Крагујевац, 2006
- [2] Вера Николић: Машински елементи- теорија прорачун, примери, Машински факултет-Крагујевац, Крагујевац, 2004.
- [3] Божидар Росић: Планетарни преносници, Машински факултет, Београд, 2003

Крагујевац, 25.08.2014.

ментор:

Име, презиме и звање ментора

Др Блажа Стојановић, доцент

Резиме

Механички преносници су, најчешћи, саставни део скоро сваке машине. Најзаступљенији механички преносници су зупчасти преносници. Посебна врста зупчастих преносника су планетарни преносници о којима је реч у овом раду. У раду је дат кратак историјски преглед планетарних преносника, њихова примена, класификација, означавање, као и услови монтаже планетарних преносника који морају бити испуњени да би планетарни преносник могао да функционише. Такође, приказан је и пример прорачуна планетарног преносника, као и избор оптималних параметара зупчастих парова планетарног преносника. У прилогу је дат 3D модел изабраног планетарног преносника.

Кључне речи: зупчасти преносници, планетарни преносници, класификација планетарних преносника, прорачун планетарних преносника.

Summary

Mechanical transmission is, the most common, part of almost every machine. The most common mechanical transmission are gear drives. Special type of gear drives are planetary gear drives referred to in this paper. This paper provides a brief historical overview of the planetary gear drives, their application, classification, labeling, and the conditions of the planetary gear drive assembly that must be met in order for a planetary gear drive to function. Also is reviewed an example of calculation of the planetary gear drive, as well as the selection of optimal parameters of gear pairs in planetary gear drive. In attachment is given 3D model of selected planetary gear drive.

Keywords: gear drives, planetary gear drives, classification of planetary gear drives, calculation of planetary gear drives.

Садржај

1. Увод.....	4
2. Зупчасти преносници	6
3. Планетарни преносници	10
3.1 Основни појмови	10
3.2 Историјски развој планетарних преносника	12
3.3 Подела, особине и класификација планетарних преносника	14
3.3.1 Подела планетарних преносника	14
3.3.2 Особине планетарних преносника	15
3.3.3 Класификација планетарних преносника	16
3.4 Означавање планетарних преносника	21
3.5 Примена планетарних преносника	26
3.6 Кинематика планетарних преносника	31
3.6.1 Метода Вилиса.....	31
3.7 Услови монтаже планетарних преносника.....	34
3.7.1 Услов суседности	35
3.7.2 Услов коаксијалности.....	36
3.7.3 Услов спрезања.....	37
3.8 Степен корисног дејства	38
4. Прорачун планетарног преносника	41
4.1. Решавање кретања планетарног преносника.....	41
4.1.1. Број обртаја носача сателита.....	41
4.1.2. Сопствени број обртаја сателита.....	42
4.2. Прорачун бројева зубаца зупчаника.....	44
4.2.1 Избор броја сателита	45
4.3. Број обртаја појединих елемената	47
4.4. Ток снаге, силе и моменти	48
4.5 Прорачун зупчастог пара a-g	50
4.5.1 Претходни прорачун.....	50
4.5.2 Провера из услова монтаже.....	52
4.5.3 Димензионисање зупчастог пара (a-g).....	54
4.5.4 Прорачун носивости зупчастог пара (a-g) према критеријуму чврстоће бокова.....	55
4.6 Прорачун зупчастог пара (g-b).....	57

4.6.1 Претходни прорачун:	57
4.6.2 Димензионисање зупчастог пара (g-b).....	59
4.6.3 Прорачун носивости зупчастог пара (g-b) према критеријуму чврстоће бокова.....	60
4.7 Степени сигурности против разарања бокова (S_H) према литератури [2]	61
4.8 Степени сигурности против разарања бокова (S_H) према софтверу MITCalc	64
4.9 Графички приказ резултата.....	68
4.10 Маса зупчаника	77
5. Закључак.....	80
Прилог: 3D модел планетарног преносника	81
Литература	83

1. Увод

Погонске машине, као што само име каже користе се за погон радних машина. Зависно од намене погонских машина, оне се могу израђивати са различитим бројем обртаја. Као посредник између погонске и радне машине користи се преносник.

Преносник је машинска група или цела машина чији је задатак преношење механичке енергије од погонске ка радној машини. Помоћу преносника се, такође, може извршити промена параметара снаге, величине обртних момената и угаоних брзина или силе и брзина [1].

Широка примена преносника је условљена тиме што радне машине у зависности од потребе раде са различитим бројевима обртаја или радним брзинама. Такве су на пример машине алатке, моторна возила, дизалице и друге. Мењање угаоне брзине погонске машине у неким већим размерама је врло неекономично или чак и немогуће. Због тога се у радну машину уграђује преносник који омогућује потребну промену броја обртаја. Преносници врше промену обртног момента на рачун промене угаоне брзине.

Преносници се, према принципу и начину преношења снаге, деле на [2]:

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

Механички преносници механичку енергију преносе међусобним додиривањем машинских делова.

Главни типови механичких преносника су [3]:

- зупчасти преносници,
- фрикциони преносници,
- каишни-ремени преносници, и
- ланчани преносници.

Преносници који оптерећење преносе приањањем су каишни и фрикциони. Преносници који оптерећење преносе преко зубаца су зупчасти и ланчани.

Најширу употребу, од свих преносника снаге, имају зупчасти преносници. Посебна врста зупчастих преносника су планетарни преносници, који се у данашње време доста користе. Назив су добили по томе што кретање чланова преносника подсећа на кретање планета око сунца. Постоје две врсте планетарних преносника: планетарни преносник или планетарни редуктор и диференцијални преносник или диференцијал. О овим преносницима ће бити више речи у другом поглављу.

Када се преносник посматра као целина разликују се улазно или погонско вратило и излазно или гоњено вратило. Погонско вратило је вратило помоћу кога је преносник везан за погонску машину, а гоњено вратило је вратило помоћу кога је преносник везан за радну машину. Постоје и преносници са више погонских и више гоњених вратила.

Према међусобном положају оса погонског и гоњеног вратила разликују се преносници са [2]:

- паралелним,
- укрштеним и
- мимоилазним осама вратила.

Снага се при преносу од погонске до радне машине може трансформисати, једном или више пута. На основу тога преносници могу бити, једностепени и вишестепени.

Главна карактеристика сваког преносника је преносни однос који представља однос угаоне брзине погонског и гоњеног вратила.

Према преносном односу преносници се деле на [3]:

- редукторе ($i > 1$),
- мултипликаторе ($i < 1$), и
- варијаторе ($i \neq \text{const}$).

Редуктори имају за задатак повећање обртног момента на рачун смањења угаоне брзине. Задатак мултипликатора је повећање угаоне брзине на рачун смањења обртног момента. Варијатори могу у одређеном подручју да континуирано смање или да повећавају угаону брзину.

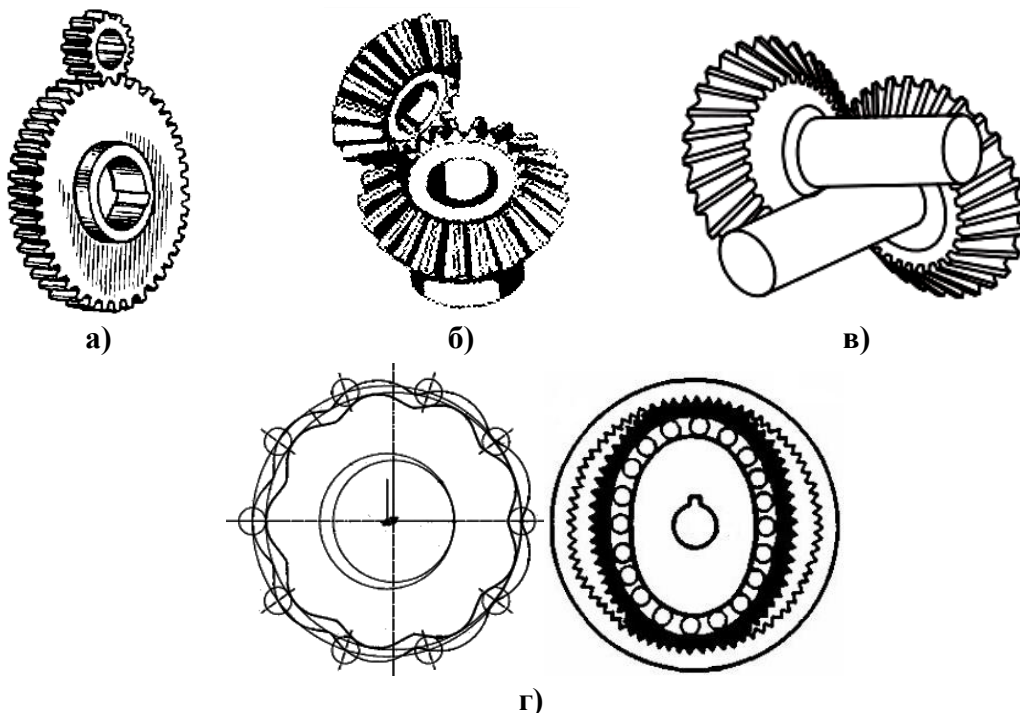
2. Зупчасти преносници

Зупчаници су машински елементи који служе за пренос кретања и обртног момента са једног вратила на друго. Пренос се врши помоћу спрезања зубаца зупчаника. Два зупчаника у спреси чине зупчасти пар, и представљају најједноставнији зупчасти преносник. Један зупчаник зупчастог пара се везује за погонско вратило и самим тим се он назива погонски зупчаник, док се други везује за гоњено вратило и он је гоњени зупчаник.

Озубљење зупчаника може бити спољашње и унутрашње.

Према положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника разликују се зупчасти преносници код којих [4]:

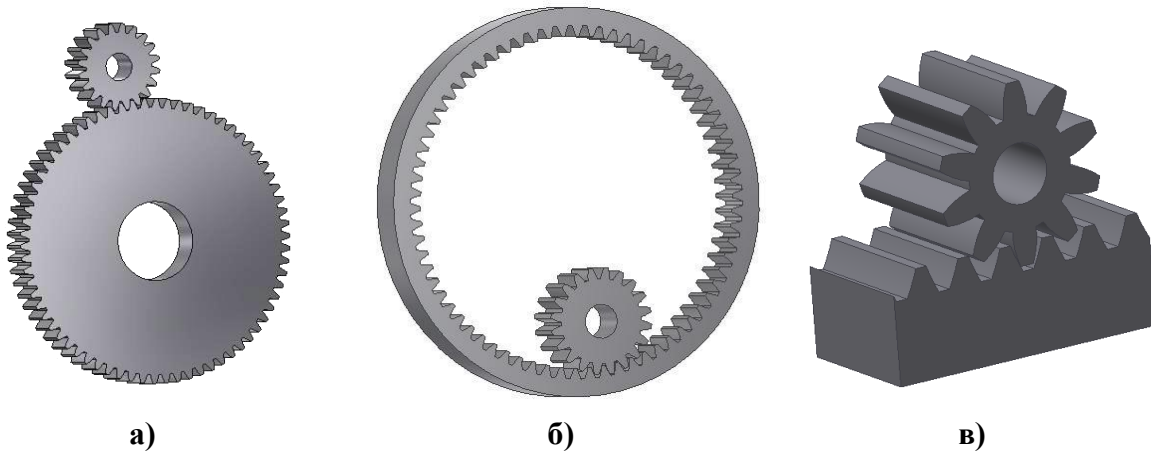
- су осе паралелне - цилиндрични зупчасти парови (слика 2.1 а)),
- се осе вратила секу - конични зупчасти парови (слика 2.1 б)), и
- се осе вратила мимоилазе - хиперболоидни зупчасти парови (слика 2.1 в)), и
- се осе поклапају (таласни и циклоидни преносник (слика 2.1 г).



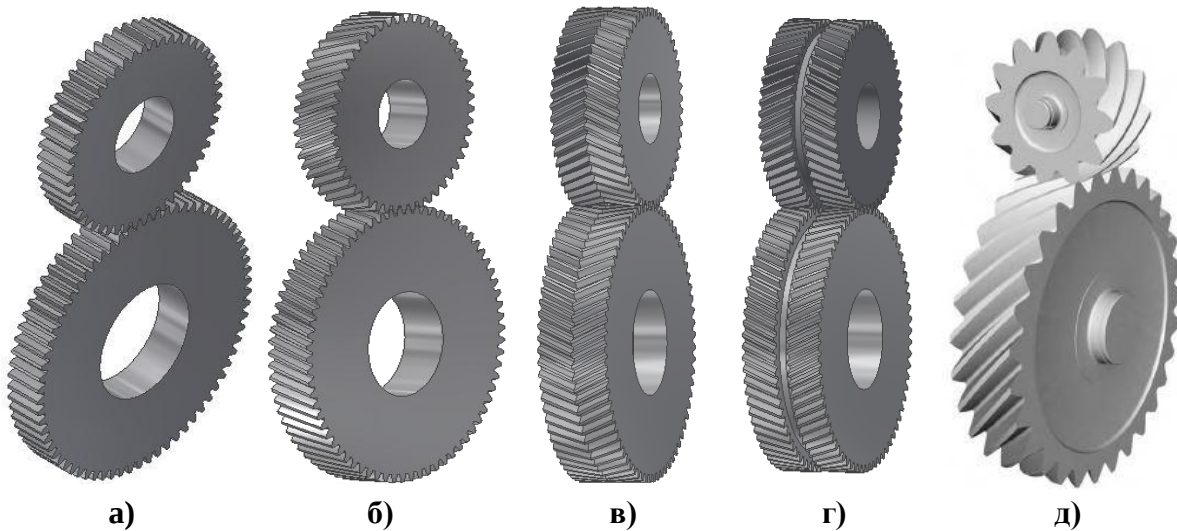
2.1 Врсте зупчаника према положају оса улазног вратила: а) цилиндрични зупчасти пар [5], б) конични зупчасти пар [4], в) хиперболоидни зупчасти пар [6], г) таласни и циклоидни преносник [7, 8]

Цилиндрични зупчасти парови се деле на: спољашње (слика 2.2 **а**)), унутрашње (слика 2.2 **б**)) и равне зупчасте парове (слика 2.2 **в**)).

Према облику зубаца зупчаника спољашњи цилиндрични зупчасти пар може бити са правим, косим, завојним, или стреластим зупцима, и двојни цилиндрични пар са косим зупцима (слика 2.3) [9].



Слика 2.2. Цилиндрични зупчасти парови: **а)** спољашњи цилиндрични пар, **б)** унутрашњи цилиндрични пар, **в)** равни зупчасти пар

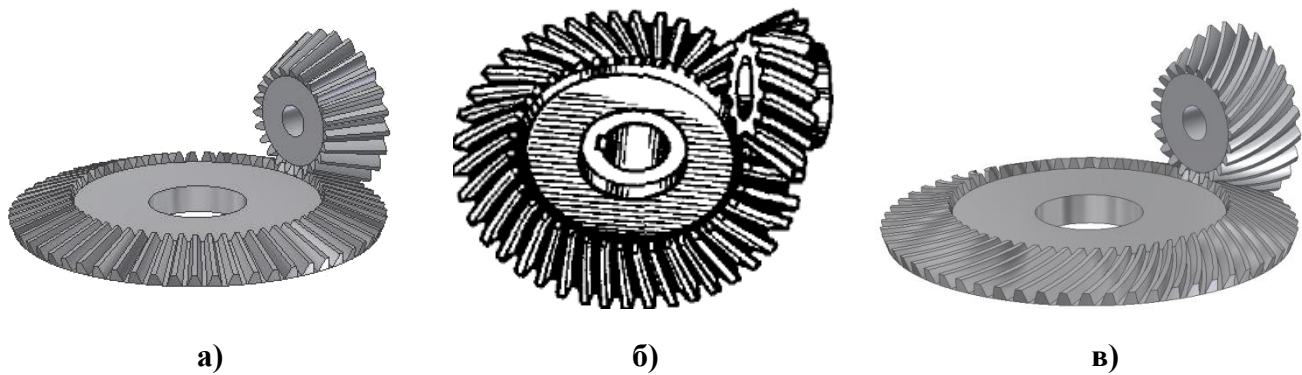


Слика 2.3. Врсте зупчаника према облику зубаца: **а)** са правим, **б)** косим, **в)** стреластим, **г)** двојни цилиндрични пар са косим зупцима и **д)** са завојним зупцима [7]

Конични зупчасти парови према облику зубаца могу бити са [3]:

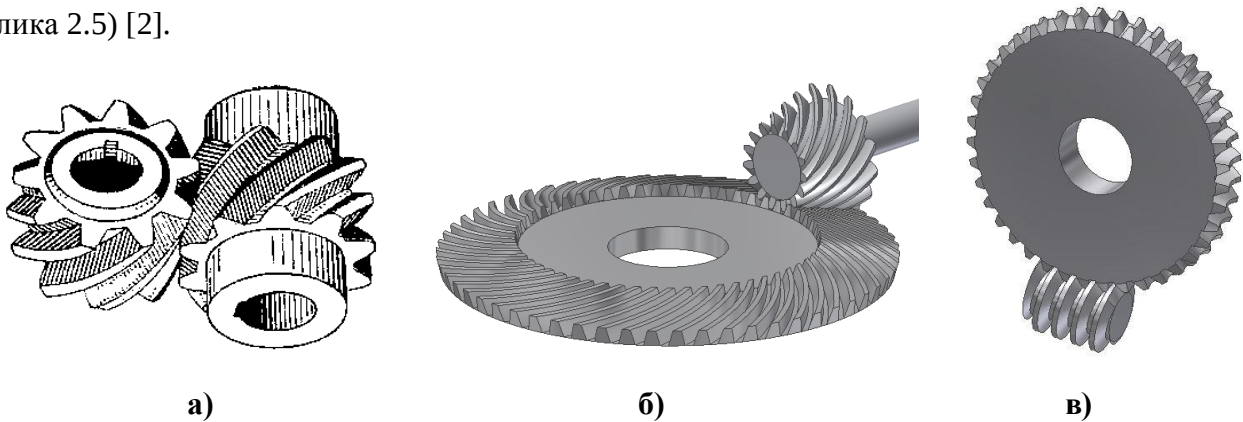
- правим,
- косим, и

- завојним зупцима (слика 2.4).



Слика 2.4. Конични зупчасти парови са: а) правим , б) косим [5] и в) завојним зупцима

Хиперболоидни зупчасти парови се деле на: цилиндричне зупчанике са хеликоидним зупцима за мимоилазна вратила, тзв. вијчаници, хипоидни зупчасти парови и пужни парови (слика 2.5) [2].



Слика 2.5. Хиперболоидни зупчасти парови: а) вијчаници [10], б) хипоидни зупчасти пар и в) пужни зупчасти пар

Поред ових стандардних врста зупчаника постоје и зупчаници са специјалним озубљењем који могу бити најразличитијих облика (слика 2.6), неки од њих су: елиптични, брегасти, троугласти, квадратни, спирални, сегментни, итд. Зупчаници са специјалним озубљењем спадају у посебну категорију зупчастих преносника који се користе када је потребно променљиво излазно кретање. Ова врста зупчаника игра важну улогу у било којој врсти примене, али је често њихов значај потцењен. Показало се да се уз помоћ зупчаника са специјалним озубљењем могу добити различите врсте кретања или променљиве брзине.

Оно што је јединствено за зупчанике са специјалним озубљењем је чињеница да, иако брегасти и полужни механизми могу, такође, да обезбеде оваква специјална кретања, зупчаници са специјалним озубљењем су једноставнији, компактнији и прецизнији.

Неки веома чести захтеви које испуњавају зупчаници са специјалним озубљењем се састоје од следећег: променљива брзина (претварање равномерне улазне брзине у променљиву излазну брзину), сегменти са константном брзином (пружање много врста сегмената константне брзине у текућем радном циклусу), комбинована ротација и translација, прекидни механизам (прекид и промена смера) [11].



Слика 2.6 Различите врсте зупчаника са специјалним озубљењем [7, 12-16]

Посебан случај зупчастих преносника су планетарни преносници. Планетарни преносници се добијају захваљујући могућности различитог комбиновања зупчастих парова при чему се добијају преносници најразличитијих особина које варирају у широком опсегу.

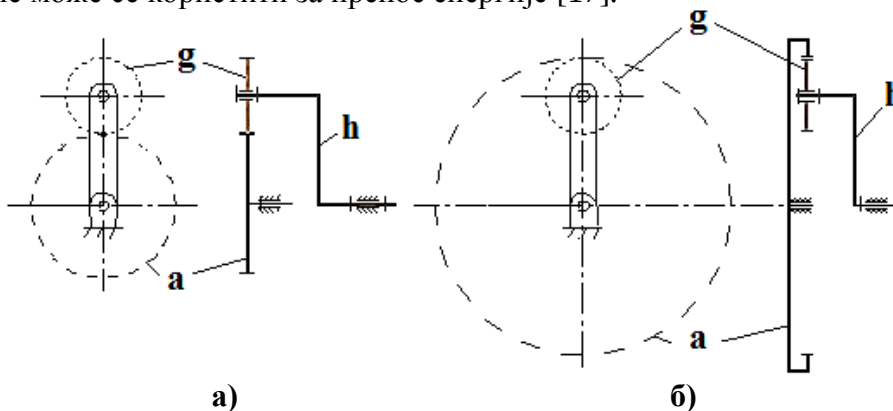
3. Планетарни преносници

3.1 Основни појмови

Механизам код кога један главни члан поред ротирања око своје осе, ротира око још неке друге осе, и код кога су погонско и гоњено вратило коаксијални назива се планетарни механизам. Планетарни механизми се најчешће састоје од зупчастих преносника који се спрежу на најразличитије начине.

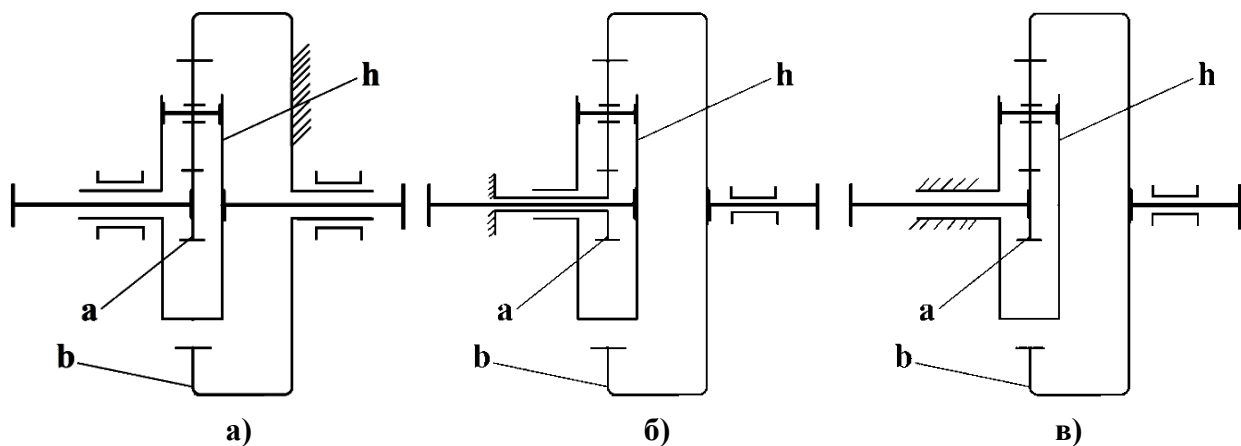
Основни планетарни механизми су приказани на слици 3.1, и они могу бити са спољашњим и унутрашњим озубљењем. Ови механизми се састоје од два зупчаника и носача. Зупчаник (**a**) се назива централни зупчаник или сунце, његова оса се поклапа са осом механизма и овај зупчаник се обрће само око своје осе. Зупчаник (**g**) који је у спреси са зупчаником (**a**) се обрће око своје осе и са носачем сателита (**h**) око осе централног зупчаника (**a**). На основу тога овај зупчаник (**g**) се назива сателит (у страној литератури планета). Планетарни механизам може имати један или више сателита истих димензија, који су једнострано или двострано спрегнути. Снага која се доводи централном зупчанику (**a**) дели се на све сателите (**g**), тиме се омогућава мање оптерећење зупчаника и мањи модули. Елемент на коме се налазе сателити (**g**) и који обезбеђује одговарајуће осно растојање назива се носач сателита (**h**).

Механизам на слици 3.1 се састоји од два члана чије се осе обртања поклапају са основном осом и не може се користити за пренос енергије [17].



Слика 3.1 Основни планетарни механизми: а) са спољашњим, б) са унутрашњим озубљењем

Када се основном планетарном механизму са слике 3.1 **а**) дода још један централни зупчаник нпр. са унутрашњим озубљењем добија се планетарни механизам са два централна зупчаника (**а** и **б**), сателитом (**г**) и носачем сателита (**h**) приказан на слици 3.2. У зависности од тога који је члан погонски, који гоњени а који непокретан доћи ће до повећања или обртног момента или брзине. Када је носач сателита (**h**) погонски члан, преносник обезбеђује повећање брзине, односно смањење обртног момента, а када је носач (**h**) гоњени члан повећава се обртни момент, а смањује се брзина. На слици 3.2 у случају **а**) приказан је познат планетарни преносник са једним фиксираним зупчаником (**б**) код кога је погонски елемент (**а**), а гоњени носач сателита (**h**). Постоји и могућност да погонски члан буде носач сателита (**h**), а гоњени зупчаник (**а**). У случају **б**) зупчаник (**а**) је фиксиран, а зупчаник (**б**) и носач сателита (**h**) су погонски и гоњени елементи. Када би се фиксирао носач сателита (**h**) као што је приказано на слици 3.2 у случају **в**) добио би се механизам код кога су све осе зупчаника непокретне и који није планетарни механизам.

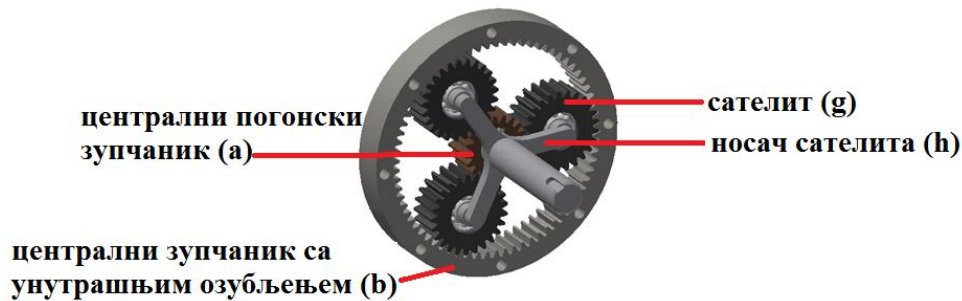


3.2 Планетарни механизам са три члана

Као што је могуће закључити број чланова планетарног механизма који могу бити погонски и гоњени је различит, тј. већи него код класичних непланетарних механизма. Ова карактеристика пружа конструкторима већу слободу.

Посебна врста планетарног механизма код кога је један члан непокретан (у случају са слике 3.2 **а**) то је члан (**б**)) док су два основна члана везана за погонско и гоњено вратило је планетарни преносник (слика 3.3). При чему планетарни преносник поред кретања преноси и енергију, за разлику од планетарног механизма који преноси само кретање.

Планетарни механизам код кога су покретна сва три члана (централни зупчаник са спољашњим озубљењем, носач и централни зупчаник са унутрашњим озубљењем) се назива диференцијални планетарни механизам. Диференцијални планетарни механизам који поред кретања преноси и енергију назива се диференцијални планетарни преносник. Диференцијални планетарни преносници могу имати два погонска и један гоњени члан и обратно један погонски и два гоњена. Пример употребе ових преносника је када је потребно пренети енергију и кретање са једног мотора на два вратила и када је енергију кретања са два мотора потребно пренети на једно вратило.



Слика 3.3. Планетарни преносник

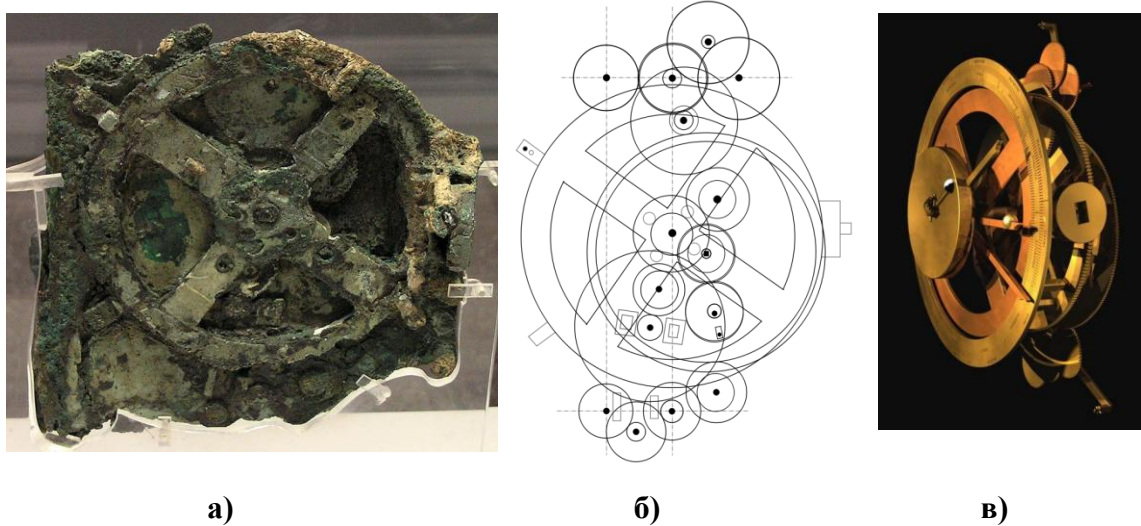
3.2 Историјски развој планетарних преносника

Према доступним подацима планетарни механизам се користио још у древној Кини, негде око 2600. године пне. Овај механизам је назван двоколица која показује југ (слика 3.4). Ова двоколица је на врху имала покретну фигуру са испруженом руком, која показује југ. Фигура је била повезана са планетарним механизмом, а планетарни механизам са точковима двоколице. Окретањем точкова, помоћу планетарног механизма фигура је увек показивала ка југу. Претпоставља се да је овај планетарни механизам био диференцијални планетарни механизам [18].



Слика 3.4 Двоколица која показује југ [18]

Других података о употреби планетарних механизма није било све до проналаска олупине брода 1901. код грчког острва Антикитера. На олупини брода нађени су делови механизма који је, по овом острву, добио име Антикитера механизам (слика 3.5). Претпоставља се да овај механизам датира из Првог века пне., и да је коришћен за предвиђање помрачења и других астролошких појава [19]. На слици 3.5 је приказан под **а)** део Антикитера механизма пронађен у олупини брода, под **б)** шема изгледа и под **в)** модел Антикитера механизма [20].

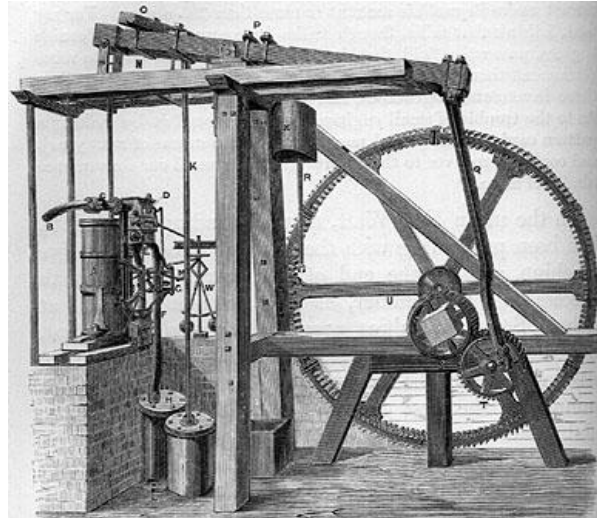


Слика 3.5 Антикитера механизам [19, 20]

Производња зупчаника са унутрашњим озубљењем није се развијала истом брзином као производња зупчаника са спољашњим озубљењем, чиме је ограничен даљи развој планетарних механизма. Због лошије производње и монтаже било је тешко уравнотежити оптерећење сателита што је резултирало смањењем ефикасности планетарног преносника при већим оптерећењима [21].

Ват је пронашао начин претварања наизменичног кретања клипа у ротационо кретање. Тај начин претварања наизменичног кретања у ротационо кретање представља механизам сунце-сателит. Механизам сунце и сателит је омогућавао замајцу да се окрене више пута током једног такта клипа. Пошто се клип споро кретао ово је био велики напредак. Мотор који су 1782. године патентирали Болтон и Ват имао је још једно значајно побољшање-парни цилиндар је користио вентил изнад и испод клипа ради независног повезивања са бојлером или кондензатором (слика 3.6). Клип је вршио рад и потисног и усисног такта. То је изједначило кретање клипа обављајући исти посао при сваком покрету. Ват је имао још једно

значајно побољшање на овом мотору. Осмислио је механизам који је ускладио њишуће кретање полуге (која прати лук) са линеарним кретањем клипа. Ово се назива направа за паралелно кретање и била је неопходна да омогући клипу да погура полуку при издувном такту [22].



Слика 3.6 Ватов парни мотор[23]

Компактност планетарног механизма је добила предност код првих дизајнера аутомобила. Др Ф. В. Ланчестер (F. W. Lanchester) је први користио планетарни механизам код аутомобила. Пошто је ставио бензински мотор у чамац следећи логични корак била је његова употреба у копненом транспорту. Ланчестер се дао на посао да дизајнира возило на четири точка, које ће покретати бензински мотор. Он је конструисао мотор са две радилице и ваздушним хлађењем помоћу крила пропелера смештених на замајцу. Као редуктор за ово возило коришћен је планетарни редуктор који је имао две брзине и рикверц. Са шкољком од ораховине ово возило могло је да превезе троје људи који су седели један поред другог [24].

3.3 Подела, особине и класификација планетарних преносника

3.3.1 Подела планетарних преносника

Подела планетарних преносника у зависности од броја планетарних преносника који формирају одговарајући низ је на [24]:

- просте и
- комбиноване, који се формирају од низа простих планетарних преносника.

Планетарни преносници могу бити састављени од цилиндричних или коничних зупчаника.

У зависности од тога да ли су централни зупчаници са спољашњим или унутрашњим озубљењем разликујемо просте планетарне преноснике са [25]:

- једним централним зупчаником са спољашњим озубљењем и централним зупчаником са унутрашњим озубљењем,
- оба централна зупчаника са спољашњим, и
- оба централна зупчаника са унутрашњим озубљењем.

3.3.2 Особине планетарних преносника

Планетарни преносници се могу формирати тако да су њихове поједине карактеристике знатно боље од карактеристика обичних преносника. Исто тако се могу формирати планетарни преносници чије су карактеристике лошије од карактеристика обичних преносника. Какве ће карактеристике планетарног преносника бити зависи од комбинације зупчастих парова који чине планетарни преносник и од услова њихових кретања. Ове карактеристике се углавном односе на преносни однос и степен корисног дејства. Код многих врста планетарних преносника могуће је остварити велике преносне односе, уз истовремено ниске степене корисног дејства, знатно ниже него код обичних преносника.

Предности планетарних преносника у односу на зупчасте преноснике са паралелним осама вратила су у томе што планетарни преносници имају мању масу и димензије. Ове предности произилазе из чињенице да употреба више сателита омогућава да се оптерећење дели на више контаката зубаца, а коаксијалност погонског и гоњеног вратила омогућава компактнији распоред. Код планетарног преносника са три сателита сваки сателит би требало да пренесе трећину укупног оптерећења са централног погонског зупчаника. Према томе и величина централног погонског зупчаника би требала да буде за трећину мања од величине зупчаника зупчастих преносника са паралелним осама вратила, који су конструисани за иста оптерећења као и планетарни преносник. Још једна предност коришћења више сателита је то што, када се два или више сателита симетрично распореде на носач сателита, радијална оптерећења компензују једна друге. Због тога лежајеви и кућиште преносника се израђују само да одрже правилан положај елемената и да издрже оптерећења која су наметнута спољашњим утицајима. Карактерише их и лакша и прецизнија израда мањих зупчаника у односу на веће зупчанике који се користе код зупчастих преносника са паралелним осама вратила.

Планетарни преносници су тиши јер је у спрези више зубаца зупчаника и оптерећење се не пребацује нагло. У суштини једностепени планетарни преносници имају виши степен корисног дејства од зупчастих преносника са паралелним осама вратила јер су губици снаге при трењу зубаца и губици код лежајева смањени при истим обртним брзинама и истом оптерећењу. Предност је и што ови преносници омогућавају остваривање великих и различитих преносних односа [17, 24, 25].

Захваљујући овим добрим особинама у модерној индустрији тежи се замени обичних преносника планетарним. Планетарни преносници, данас, имају велику примену код моторних возила, алатних машина, текстилних машина, транспортних уређаја и др.

Поред добрих особина планетарни преносници имају и недостатке у односу на обичне преноснике. Израда и прорачун планетарних преносника су компликованији него код обичних преносника. Недовољна тачност расподеле оптерећења између сателита доводи до појаве допунских сила код планетарних преносника. Планетарни преносници су осетљивији на промену међуосног растојања, од обичних преносника. Такође, планетарни преносници су сложеније монтаже и скупљи од обичних преносника.

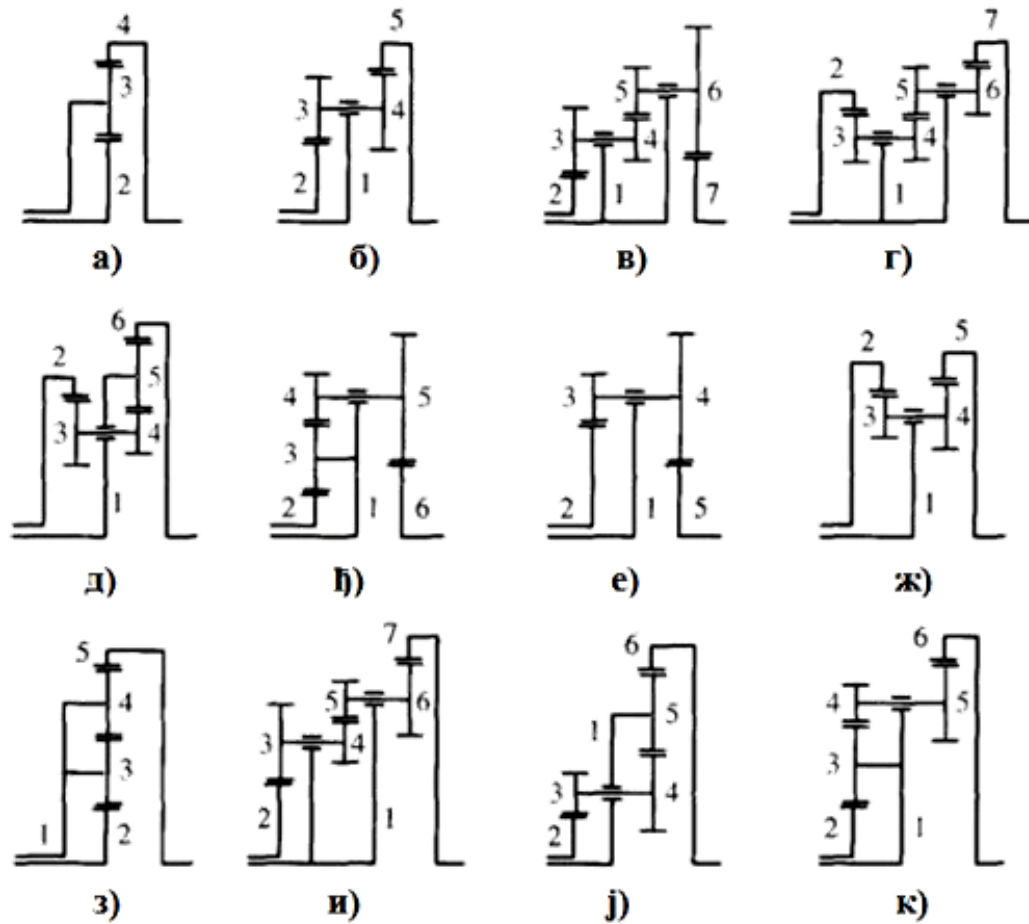
Још једна разлика планетарних преносника у односу на обичне је што се код обичних преносника захтева употреба више зупчастих парова, а ни један низ зупчаника (нпр. спрег од три зупчаника) се не користи за промену брзине.

3.3.3 Класификација планетарних преносника

Планетарни преносници се комбинују како са обичним зупчастим преносницима тако и са варијаторима, хидродинамичким и хидростатичким преносницима.

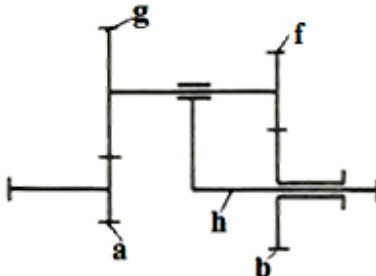
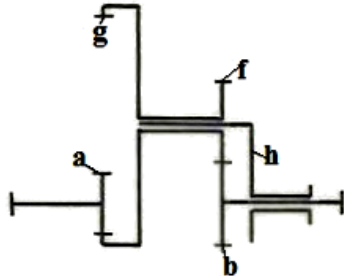
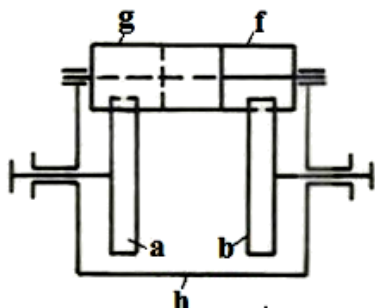
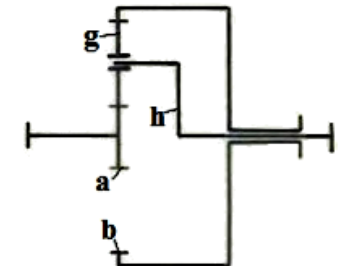
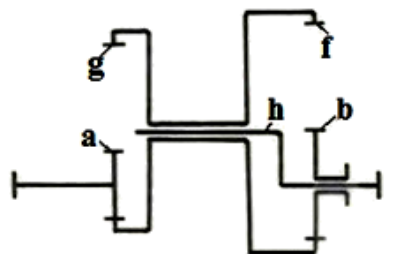
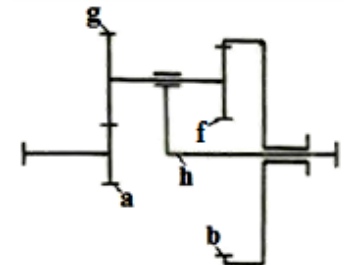
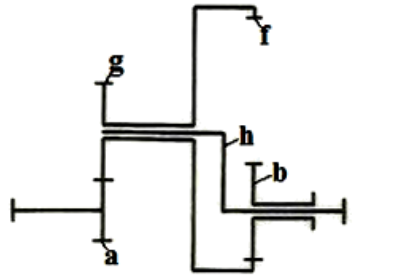
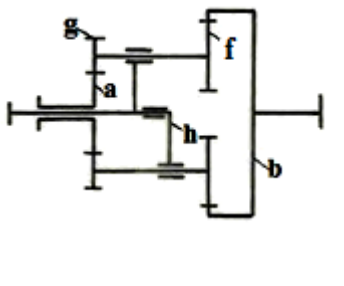
Постоје разне комбинације зупчастих парова који чине планетарни преносник. На основу тога има и много планетарних преносника. Шеме најчешћих планетарних преносника приказане су на слици 3.7, док према [24] шеме најраспрострањенијих планетарних преносника са два пара спрегнутих сателита су приказане у табели 3.1. Осим планетарних преносника са два пара спрегнутих зупчаника постоје и планетарни преносници са паром међусобно спрегнутих зупчаника, али спрегнути сателити доста компликују конструкцију и тежа је израда због сателита са унутрашњим озубљењем.

Према [24] у табели 3.2 дате су шеме планетарних преносника са коничним зупчаницима чија је примена доста ограничена због тешкоћа око уравнотежења сателита и око правилне монтаже коничних зупчаника.

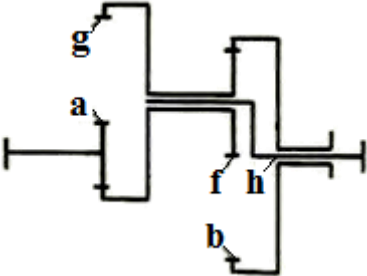
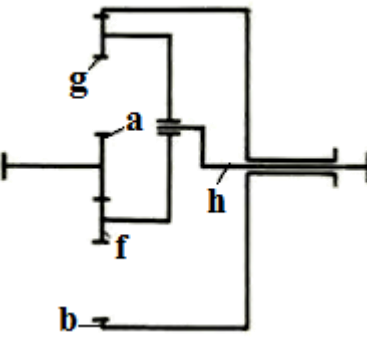
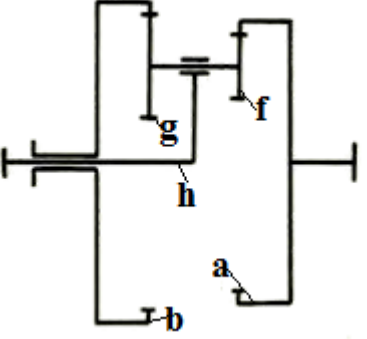


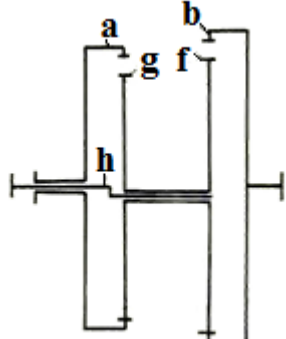
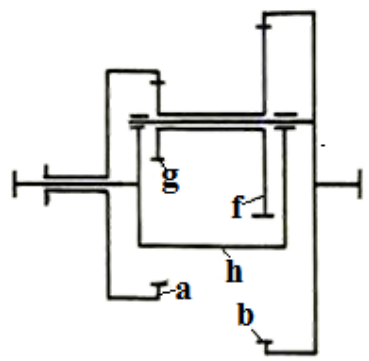
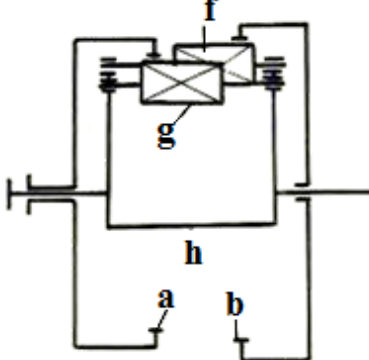
Слика 3.7 Шеме могућих планетарних преносника [35]

Табела 3.1. Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита [24]

Оба централна зупчаника са спољашњим озубљењем	Ред. бр.	Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита	Оба централна зупчаника са спољашњим озубљењем	Ред. бр.	Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита		
	1			5			
	2			6			
	3			7			
	4			8			
	Један од централних зупчаника са спољашњим, а други са унутрашњим озубљењем			Један од централних зупчаника са спољашњим, а други са унутрашњим озубљењем			

Табела 3.1- наставак

	Ред. бр.	Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита
Један од централних зупчаника са спољашњим, а други са унутрашњим озубљењем	9	
	10	
Оба централна зупчаника са унутрашњим озубљењем	11	

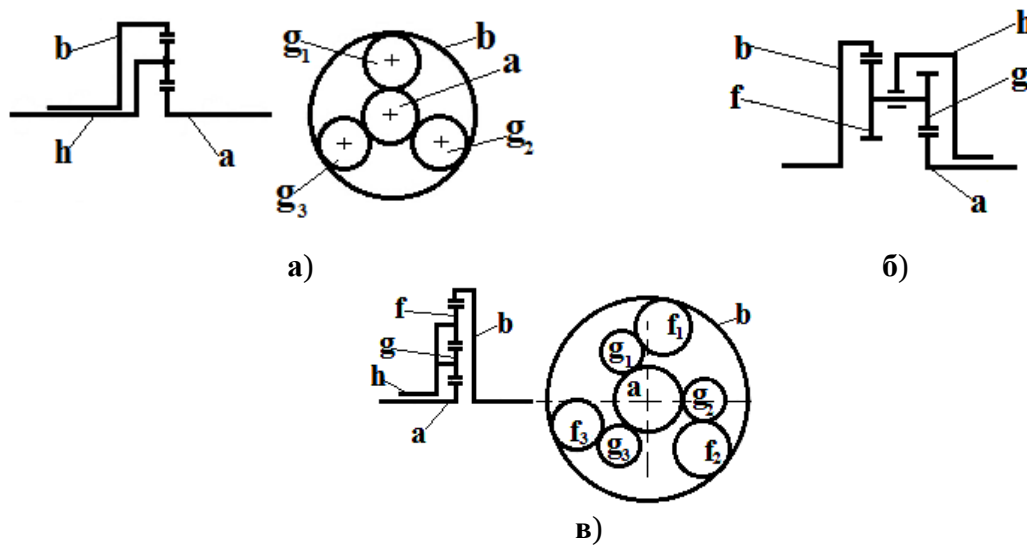
	Ред. бр.	Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита
Оба централна зупчаника са спољашњим озубљењем	12	
	13	
	14	

Табела 3.2. Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих коничних сателита [24]

	Ред. бр.	Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита коничних		Ред. бр.	Прости планетарни преносници са два пара спрегнутих сателита
Оба централна зупчаника са спољашњим озубљењем	1		Оба централна зупчаника са спољашњим озубљењем	6	
	2			7	
	3			8	
	4			9	
	5		Један од централних зупчаника са спољашњим, а други са унутрашњим озубљењем		
Оба централна зупчаника са унутрашњим озубљењем			Оба централна зупчаника са унутрашњим озубљењем		

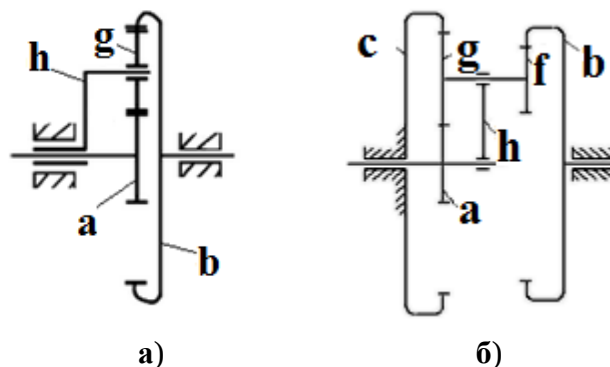
3.4 Означавање планетарних преносника

Како постоји више врста планетарних преносника тако постоји и више начина означавања у зависности од стандарда и литературе. Према литератури [26] P је ознака за зупчанике са спољашњим озубљењем (и сателит и погонски централни зупчаник), N је ознака за зупчанике са унутрашњим озубљењем, док када се ознака било P било N односи на сателите онда се ознака ставља у заграду. Тако на пример планетарни преносник са слике 3.8 а) означава као $P(P)N$, на слици 3.8 б) $P(PP)N$, а на слици 3.8 в) $P(P)(P)N$.



Слика 3.8 Примери означавања планетарних преносника: а) $P(P)N$, б) $P(PP)N$, в) $P(P)(P)N$

Други начин означавања планетарних преносника је на основу броја централних зупчаника. Основни планетарни преносници могу бити са два или три централна зупчаника. Планетарни преносници са два централна зупчаника називају се $2k-h$ (слика 3.9 а)), (k) је ознака за централни зупчаник, а (h) за носач сателита [25]. Планетарни преносници са три централна зупчаника се називају $3k$ (слика 3.9 б)).



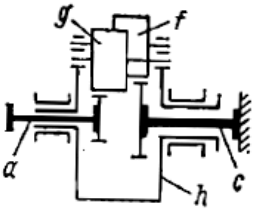
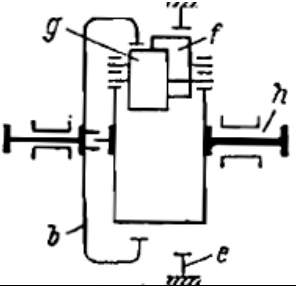
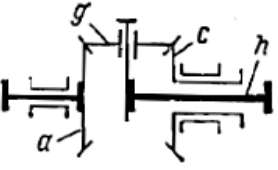
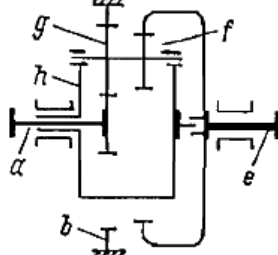
Слика 3.9 Планетарни преносници: а) $2k-h$ типа, и б) $3k$

Трећи начин означавања је према [17], односно према GOST стандарду, 1976, преносници **2k-h** типа са једностраним сателитом се означавају са **A**, са двојним сателитом са **B** и **C**, са **D** су означени преносници са паром међусобно спрегнутих зупчаника, а са коничним зупчаницима са **E**, као што је приказано у табели 3.3 у којој су дате шеме најраспрострањенијих простих планетарних преносника **2k-h** и њихове карактеристике (табела 3.3, варијанте од 1 до 8), као и шеме неких комбинованих планетарних преносника. Преносници **3k** типа (табела 3.3, варијанте 9 и 10) пројектују се са једностраним или са двојним сателитом. Да би ближе биле означене варијанте планетарних преносника користе се индекси. Горњи индекс означава који је члан непокретан, доле постоје два индекса: први који означава који члан преноси највећи момент увијања односно који је гоњени члан а други означава који је погонски члан. Тако на пример код преносника A_{ha}^b (табела 3.3), **(b)** је непокретни члан, **(h)** је гоњени члан (излаз), **(a)** је погонски члан (улаз). Код преносника A_{hb}^a **(a)** је непокретни члан, **(h)** гоњени члан и **(b)** погонски члан. Двостепени и вишестепени планетарни преносници који су образовани узастопним везивањем више преносника типа **A** у својој ознаци садрже ознаке механизма од којих су састављени, при чему чланови спороходних степена носе индекс 1 а брзоходних носе индекс 2 (табела 3.3, варијанте 11 и 12). Затворени преносници који су састављени од два преносника **A** типа означавају се са два слова **A** у загради. Изван заграде горе је индекс који означава непокретни члан, доњи индекси означавају чланове везане са излазним вратилом. Ознаке два основна члана везана са једним од излазних вратила налазе се у загради. Кинематским шемама датим варијантом 13 и 14 у табели 3.3 су означени затворени диференцијални преносници. У варијанти 13 непокретни члан је носач сателита спороходног степена (**h₁**), за једно од излазних вратила везан је централни зупчаник спороходног степена (**b₁**) и носач сателита брзоходног степена (**h₂**). За друго вратило везан је централни зупчаник брзоходног степена (**a₂**). Ознака овог преносника је $(AA)_{(b_1 h_2)}^{h_1} a_2$. У варијанти 14 непокретни члан је носач сателита спороходног степена (**h₁**), за једно од излазних вратила везан је централни зупчаник спороходног степена (**b₁**) и централни зупчаник брзоходног степена (**b₂**). За друго вратило везан је централни зупчаник брзоходног степена (**a₂**). Ознака овог преносника је $(AA)_{(b_1 b_2)}^{h_1} a_2$.

Табела 3.3 Карактеристике најраспрострањенијих планетарних преносника [17]

Варијанта	Ознака	Шема	Рационални преносни однос	Оријентациони степен корисног дејства	Основне карактеристике
1	A_{ha}^b		3-9	0,99-0,97	-најраспрострањенији планетарни преносници -релативно проста изграда -мали габарити и масе -висок степен корисног дејства
2	A_{hb}^a		1,13-1,5	0,99-0,996	
3	B_{ha}^b		7-16	0,99-0,97	- преносник са двојним сателитом - рационални преносни однос не прелази 16
4	C_{bh}^e		8-30	0,80-0,75	-велики преносни однос при малом степену корисног дејства -губици већи од преносника са спољашњим спрезањем -двојни сателит није уравнотежен, преносник једнопоточан -оправдана примена код преносника кратковременог укључивања при мањим оптерећењима
5	C_{bh}^e		25-300	0,90-0,40	

Табела 3.3 – наставак

Варијанта	Ознака	Шема	Рационални преносни однос	Оријентациони степен корисног дејства	Основне карактеристике
6	D_{ha}^c		2-3	0,97-0,95	-мања носивост -отежана конструкциона решења, посебно размештај лежаја сателита -најчешћа примена у системима управљања и приборима
7	D_{hb}^e		≈ 2	0,99-0,96	
8	E				-планетарни преносници са коничним зупчаницима -најчешћа примена као диференцијали транспортних машина, машина алатки, и др... -могућа примена у системима управљања приборима и погонима већих оптерећења
9	$(3k)_{ea}^b$		20-500	0,90-0,80	-најраспрострањенији преносници из групе (3k) -по структури представљају комбинацију 2 планетарна преносника -уравнотежени сателити, вишестепени -примењују се како у погонским системима, тако и у преносницима снаге

Табела 3.3 - наставак

Варијанта	Ознака	Шема	Рационални преносни однос	Оријентациони степен корисног дејства	Основне карактеристике
10	$(3k)_{ea}^b$		60-500	0,84-0,70	исто као и за варијанту 9
11	$A_{h_1 a_1}^{b_1} A_{h_2 a_2}^{b_2}$		12-50	0,98-0,94	-двостепени преносници састављени из два механизма типа А -оправдана примена код већих преносних односа
12	$A_{h_1 a_1}^{b_1} A_{b_2 a_2}^{h_2}$		10-50	0,97-0,93	
13	$(AA)_{(b_1 h_2) a_2}^{h_1}$		10-20	0,98-0,94	-затворени диференцијали састављени из два механизма типа А -могу се размештати унутар једног члана машине (добоши за намотавање ужа, точкови транспортних машина, и др...)
14	$(AA)_{(b_1 b_2) a_2}^{h_1}$		10-20	0,98-0,94	

3.5 Примена планетарних преносника

Планетарни преносници имају велику примену. Као што је већ речено користе се код моторних возила, алатних машина, текстилних машина, транспортних уређаја. Поред тога користе се и код хеликоптера, ветрењача, сатова, акумулаторских одвијача, бицикала, модела кретања планета око сунца, дечијих играчака, чак и код лунарних календара.

На слици 3.10 а), је приказан планетаријум. Планетаријум је ручно прављен механизам који приказује првих шест планета најближих сунцу: Меркур, Венера, Земља, Марс, Јупитер и Сатурн. Овај механизам је адаптација једног који је направљен за краља Данске 1735. године, када је било познато само шест планета [27]. На слици 3.10 б) је приказана употреба планетарних преносника код дечијих играчака.



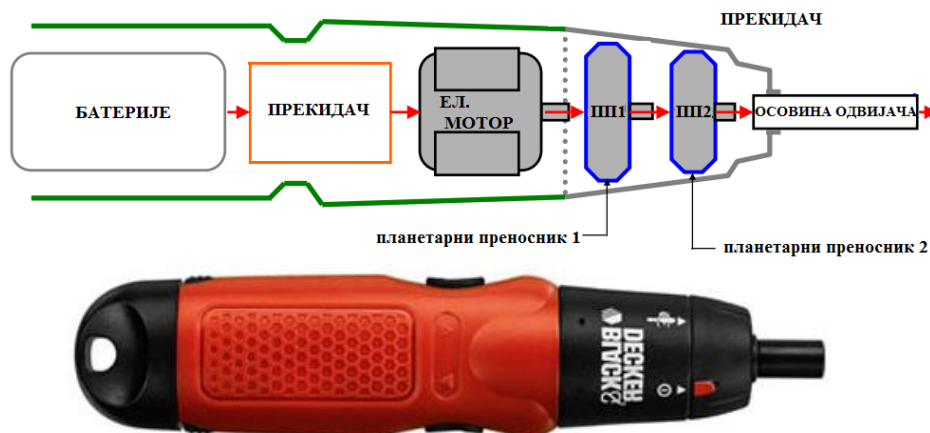
а)



б)

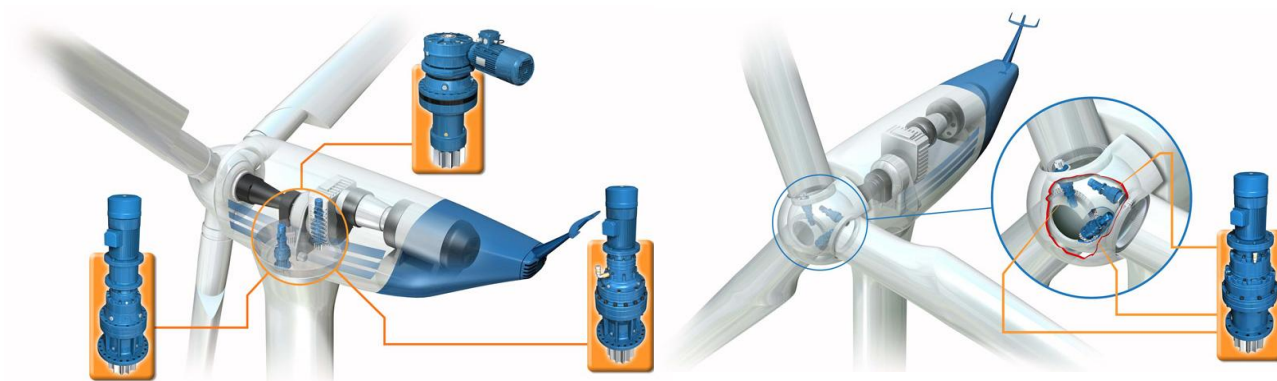
Слика 3.10 Употреба планетарних преносника: а) модел кретања планета [27], б) планетарни преносник код дечијих играчака [28]

Шема употребе планетарног преносника код одвијача приказана је на слици 3.11



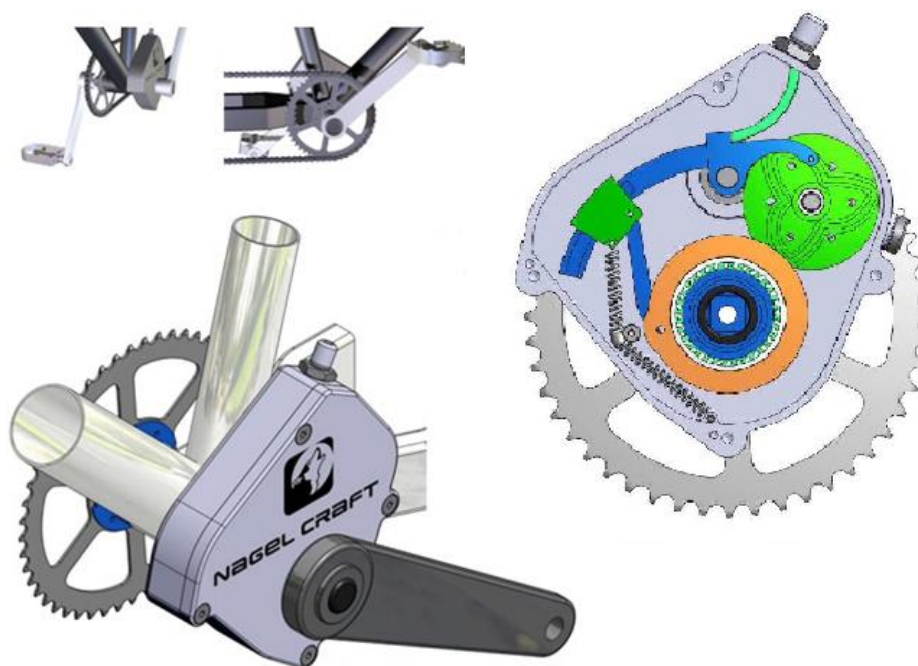
Слика 3.11 Планетарни преносници код одвијача [29, 30]

На слици 3.12 приказана је употреба планетарних преносника код ветрењача.



Слика 3.12 Употреба планетарног преносника код ветрењача [31]

На слици 3.13 је приказана употреба планетарног преносника код бицикла.



Слика 3.13 Употреба планетарног преносника код бицикла [32]

Планетарни преносници се користе код скутера. Код неких скутера марке BMW користи се планетарни преносник приказан на слици 3.14.



Слика 3.14 Планетарни преносник код скутера марке BMW [33]

Код постројења за производњу биогаса се такође користе планетарни преносници (слика 3.15).



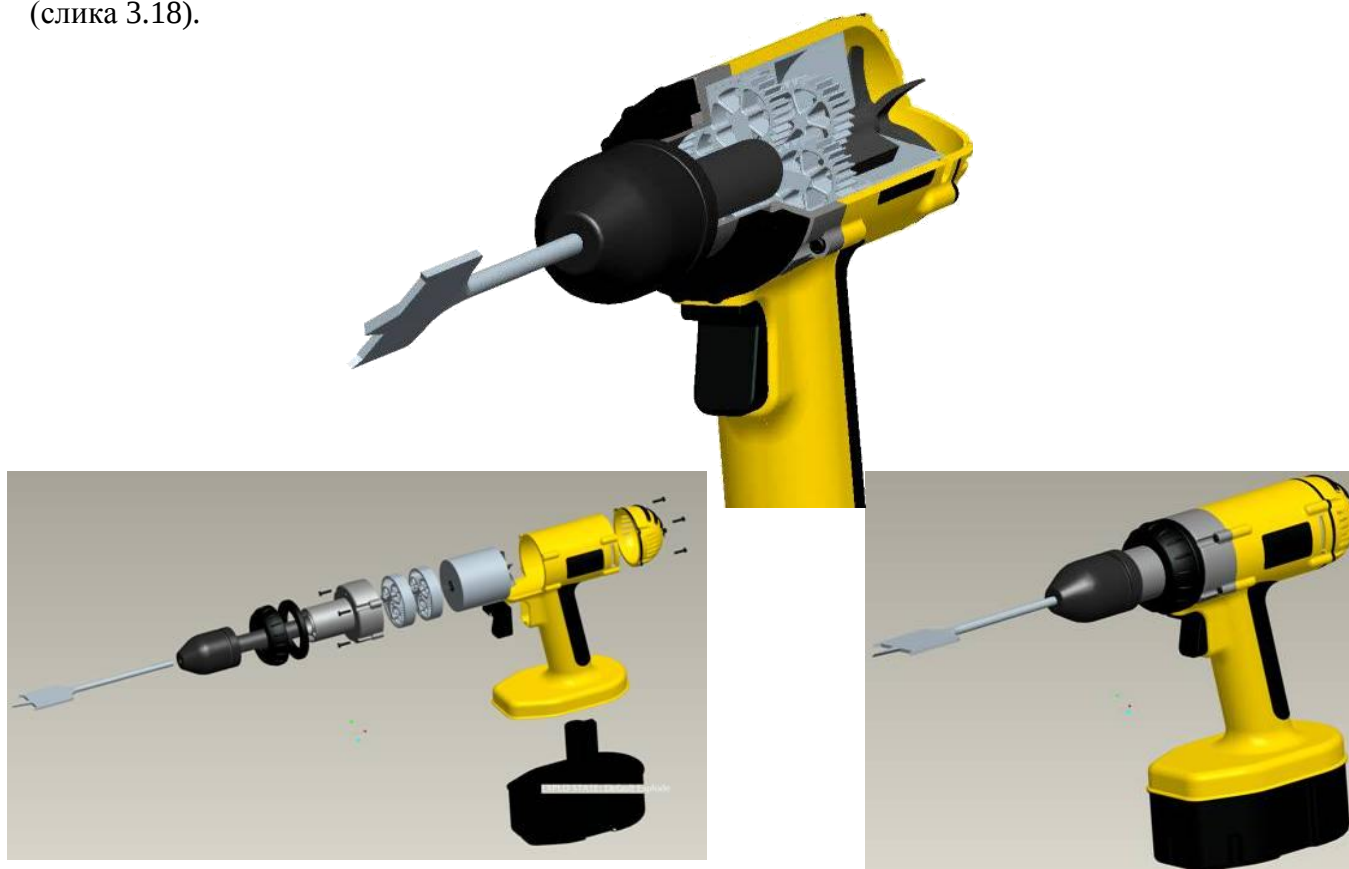
Слика 3.15 Употреба планетарних преносника код постројења за производњу биогаса [34]

Ради уштеде енергије код сатова се примењују планетарни механизми (слика 3.16).

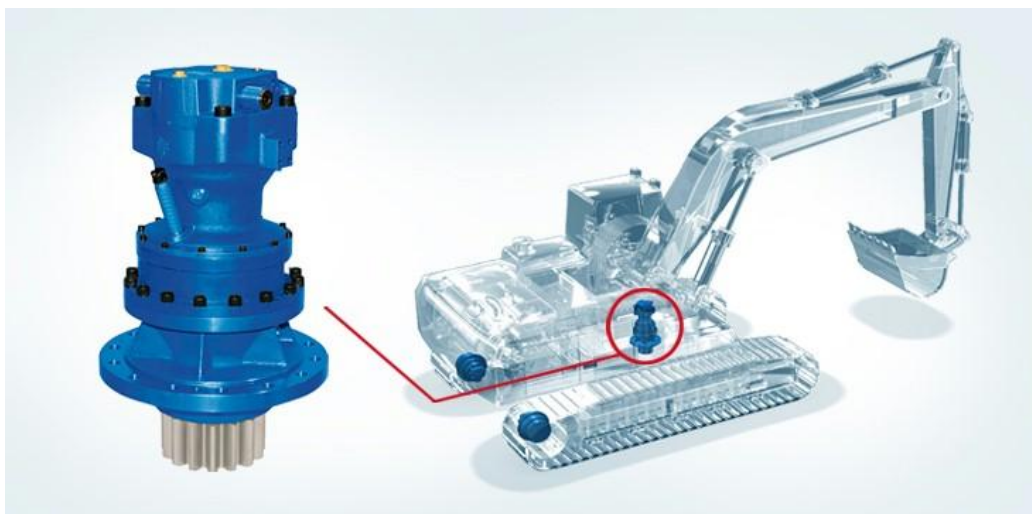


Слика 3.16 Сат са планетарним механизмом [35]

Поред ових примера ту су и ручна електрична бушилица (слика 3.17) и грађевинске машине (слика 3.18).

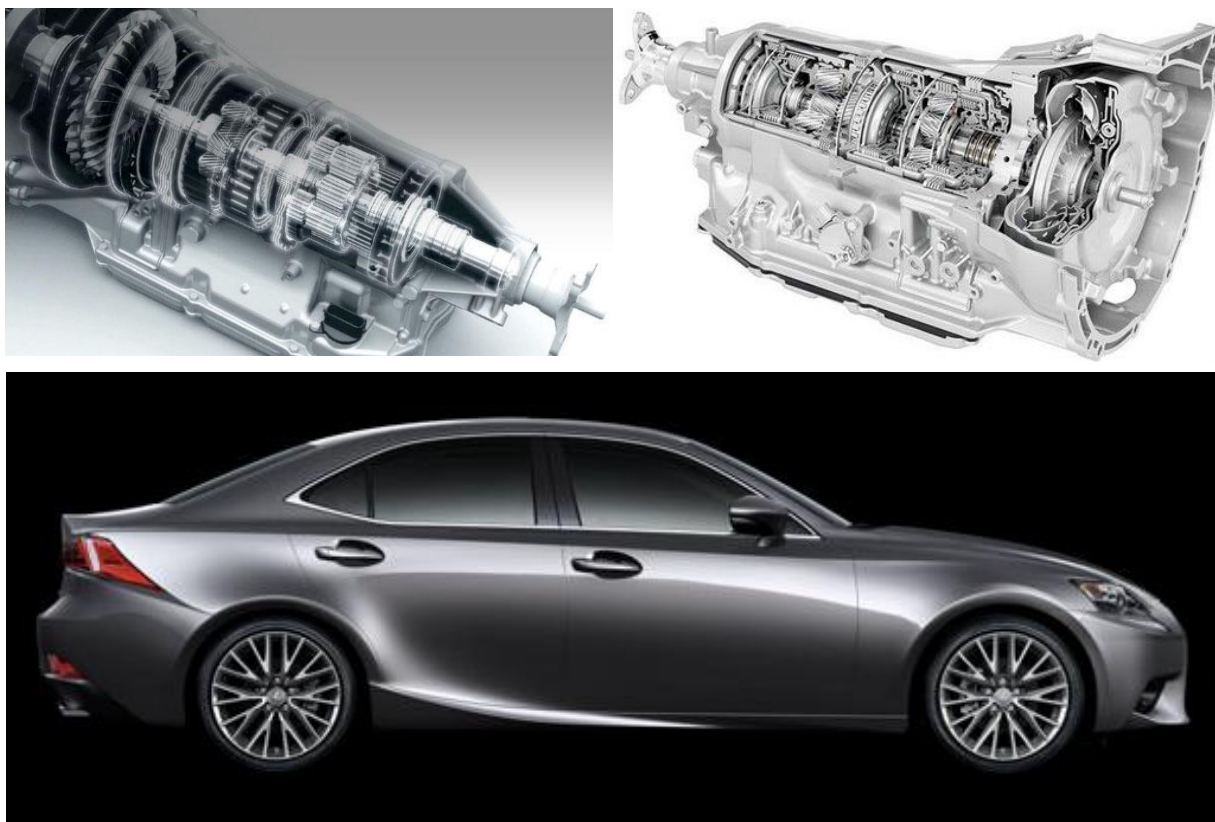


Слика 3.17 Електрична бушилица са планетарним преносником [36]



Слика 3.18 Грађевинска машина са планетарним преносником [37]

На слици 3.19 је приказан најважнији пример примене планетарних преносника, а то је примена планетарних преносника код аутомобила односно код аутоматских мењача.



Слика 3.19 Примена планетарних преносника код аутоматског мењача аутомобила

3.6 Кинематика планетарних преносника

При пројектовању планетарних преносника потребно је извршити кинематску анализу.

Основни задаци кинематске анализе су:

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

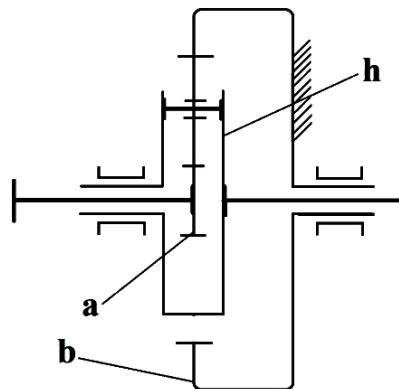
За кинематска испитивања користе се разне методе. Неке од тих метода су: метода плана брзина и броја обртаја, метода Вилиса (Willis)-метода заустављања носача сателита, одређивање преносног односа преко угла обртања, метод тренутног пола и метод разлагања сложеног кретања.

У даљем тексту ће бити приказана метода Вилиса која се најчешће користи.

3.6.1 Метода Вилиса

Метода Вилиса се и данас најчешће користи. Ова метода се заснива на претпоставци да се брзина било ког елемента планетарног преносника може изразити брзином другог елемента, односно њиховим релативним брзинама.

За случај планетарног преносника са слике 3.20, код кога је централни зупчаник (**a**) погонски, носач сателита (**h**) гоњени, а централни зупчаник (**b**) непокретан, биће дат пример методе Вилиса по [17, 38, 39].



Слика 3.20 Кинематска шема планетарног преносника A_{ha}^b типа

Ради лакшег означавања угаоне брзине или броја обртаја додају се индекси који одговарају ознакама обртних елемената. Нпр. $\omega_a, \omega_b, \omega_h$ или n_b, n_h , односно n_1, n_3, n_h .

Преносни однос представља однос угаоних брзина обртних елемената и означава се са **i**. Овој ознаци се додају два индекса који одговарају ознакама обртних елемената. Први индекс представља елемент чија се угаона брзина пише у бројиоцу. За елементе **(a)** и **(b)** је:

$$i_{ab} = \frac{\omega_a}{\omega_b}, \quad (3.1)$$

$$i_{ba} = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{1}{i_{ab}}. \quad (3.2)$$

Ако су осе обртања елемената паралелне, преносни однос има позитивну вредност при истом смеру угаоних брзина елемената, а негативну при супротном смеру. Једноставније, за преносни однос i_{ab} треба одредити да ли се зупчаници **(a)** и **(b)** окрећу у истом или супротном смеру.

У словном означавању преносног односа, поред два индекса одговарајућих елемената доле (i_{ab}) ставља се још један индекс горе, који представља ознаку елемента у односу на који се узете угаоне брзине посматрају.

За планетарни механизам биће:

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = i_{ag}^h \cdot i_{gb}^h = \frac{-z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_a} \quad (3.3)$$

где се угаоне брзине посматрају у односу на члан **(h)**, и где је:

i_{ag}^h -релативни преносни однос за зупчасти пар са спољашњим озубљењем,

i_{gb}^h - релативни преносни однос за зупчасти пар са унутрашњим озубљењем.

Ако је у планетарном преноснику непокретан један од централних зупчаника горњи индекс одговара ознаци непокретног елемента. Тако при непокретном централном зупчанику **(b)** (слика 3.20) добија се:

$$\frac{\omega_a}{\omega_h} = i_{ah}^b ; \quad \frac{\omega_h}{\omega_a} = i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} . \quad (3.4)$$

Преносни однос i_{ah}^b је преносни однос преносника са непокретним носачем сателита. У том случају могу се изоставити индекси и писати само i^h . Преносни однос i^h се одређује преко називних радијуса зупчаника или њиховог броја зубаца:

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \pm \frac{r_b}{r_a} = \pm \frac{z_b}{z_a} . \quad (3.5)$$

Преносни однос планетарног преносника може се изразити преко преносног односа i^h :

$$i_{pl} = f(i^h) . \quad (3.6)$$

За одређивање ове функције може се искористити зависност:

$$i_{ha}^b = 1 - i_{hb}^a . \quad (3.7)$$

До ове зависности се долази на следећи начин:

$$\begin{aligned} \frac{n_h - n_b}{n_a - n_b} &= i_{ha}^b , \\ \frac{n_h - n_a}{n_b - n_a} &= i_{hb}^a . \end{aligned} \quad (3.8)$$

Сабирање претходна два израза долази се до релације:

$$i_{ah}^b + i_{hb}^a = 1 , \quad (3.9)$$

из које даље произилази напред дата зависност.

Аналогно овоме, могу се писати следеће релације:

$$\begin{aligned} i_{ah}^b &= 1 - i_{ab}^h , \quad \text{или} \quad i_{ah}^b = 1 - \frac{z_b}{z_a} , \\ i_{bh}^a &= 1 - i_{ba}^h . \end{aligned} \quad (3.10)$$

Комбинацијом претходних израза добија се следећа зависност:

$$n_h = n_a \cdot i_{ha}^b + n_b \cdot i_{hb}^a . \quad (3.11)$$

На исти начин се могу писати и остале релације.

Помоћу тих једначина одређује се угаона брзина односно број обртаја једног елемента, ако су познате угаоне брзине, односно бројеви обртаја друга два елемента и одговарајући преносни однос.

За преносник типа **2k-h** у варијанти **A** величина:

$$\frac{z_b}{z_a} = -i_{ab}^h , \quad (3.13)$$

најчешће се означава са p , па се може записати:

$$i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + p , \quad (3.14)$$

угаона брзина сателита ω_g или угаона брзина сателита при релативном кретању носача сателита $\omega_g - \omega_h$ може се наћи из следећих релација

$$\frac{\omega_g - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = i_{gb}^h = \frac{z_b}{z_g} , \quad (3.15)$$

$$\frac{\omega_g - \omega_h}{\omega_a - \omega_h} = i_{ga}^h = \frac{z_a}{z_g} . \quad (3.16)$$

3.7 Услови монтаже планетарних преносника

Конструктивно извођење планетарних преносника захтева низ геометријских и кинематских ограничења која се морају поштовати да би се омогућило исправно спрезање и монтажа елемената. Ова ограничења се свode на испуњавање следећих услова [24, 25]:

- обезбеђење зазора између суседних сателита- услов суседности,
- обезбеђење коаксијалности- услов коаксијалности,
- обезбеђење истовременог спрезања већег броја сателита са централним зупчаницима- услов спрезања.

Ови услови ће бити приказани за планетарни преносник типа A_{ha}^b према [9, 24, 25, 38, 40].

3.7.1 Услов суседности

Да би се уравнотежила маса преносника планетарни преносници треба да имају најмање два сателита, овај број може бити и знатно већи. Већи број сателита омогућава преношење снаге преко више парова спрегнутих зупчаника, тиме се укупно оптерећење распоређује и растеређују осе сателита.

Повећање броја сателита је ограничено геометријским условима, који се односе на њихов распоред у једној равни. То ограничење је услов суседности.

При пројектовању планетарних преносника неопходно је обезбедити зазор f између темених кругова суседних сателита, што значи да збир полупречника темених кругова два суседна сателита мора бити мања од њиховог осног растојања. Са слике 3.21. следи да осно растојање $\overline{O'_g O''_g} = l$ мора бити веће од пречника теменог круга сателита d_{ag} .

Према геометријским односима са слике 3.5.1 може се изразити растојање l :

$$l = 2 \cdot a_{a-g} \cdot \sin \frac{\pi}{N}, \quad l > d_{ag} \quad l = d_{ag} + f \quad (3.17)$$

према томе услов суседности може се изразити помоћу неједначине:

$$2 \cdot a_{a-g} \cdot \sin \frac{\pi}{N} > d_{ag}, \quad (3.18)$$

односно

$$f = l - d_{ag} \quad (3.19)$$

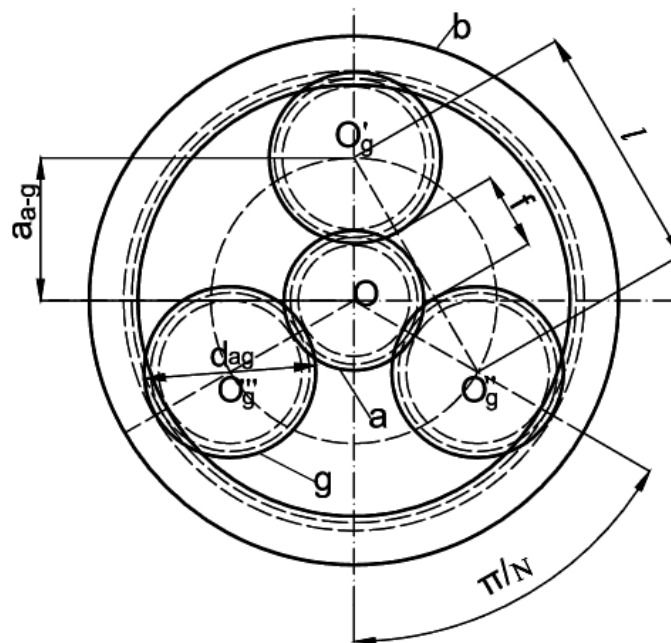
где је

a_{a-g} - осно растојање спрегнутог пара $a-g$,

d_{ag} - темени пречник сателита g ,

N - број сателита,

f - зазор између суседних сателита.



Слика 3.21 Услови суседности планетарних преносника

Дозвољена минимална вредност зазора f се одређује на основу прецизности израде зупчаника. Практичне вредности, према препоруци проф. В. Н. Кудрјавцева [38] су приближно око 0,5 mm. Међутим по мишљењу Нијази Ибрахимија [24], ако се узму у обзир грешке које утичу на тачност израде и склапање сателита, овај зазор не би требало да буде мањи од 2-5 mm. Док према [25] зазор се израчунава као:

$$f = 0,5 \cdot m_n, \quad (3.20)$$

где је m_n - стандардни модул.

3.7.2 Услов коаксијалности

Код свих планетарних преносника који имају широку примену, осе улазног и излазног вратила се поклапају.

Испуњење овог услова непосредно је везано за кинематику зупчаника, па ће с тога овде бити дат само сажет извод основних принципа и резултата.

За планетарни преносник чија је шема дата на слици 3.22 може се написати следећи услов коаксијалности:

$$a_{a-g} = a_{b-g}, \quad d_a + d_g = d_b - d_g \quad (3.21)$$

односно :

$$m_{a-g} \cdot \frac{z_a + z_g}{2} = m_{b-g} \cdot \frac{z_b - z_g}{2} \quad (3.22)$$

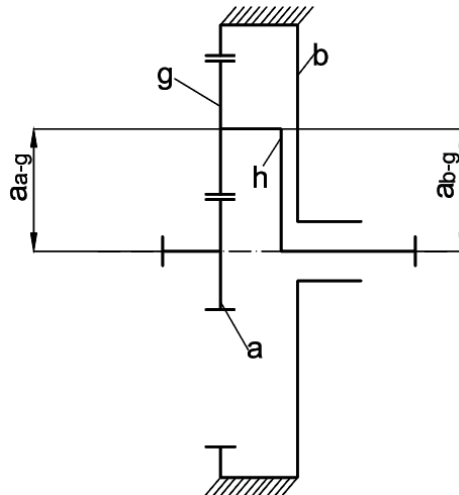
где су:

m_{a-g} и m_{b-g} - модули зупчастих парова a-g односно b-g

z_a и z_b - бројеви зубаца централних зупчаника

Сателити се истовремено спрежу и са спољашњим и са унутрашњим централним зупчаницима. Ако се због економичности усвоји да је $m_{a-g} = m_{b-g}$ и $\alpha_{a-g} = \alpha_{b-g}$, и ако се ови изрази замене у (3.22) добиће се нови изрази за услов коаксијалности. Ови изрази су само у функцији бројева зубаца, и гласе:

$$z_a + z_g = z_b - z_g \quad (3.23)$$



Слика 3.22 Коаксијалност вратила простог планетарног преносника

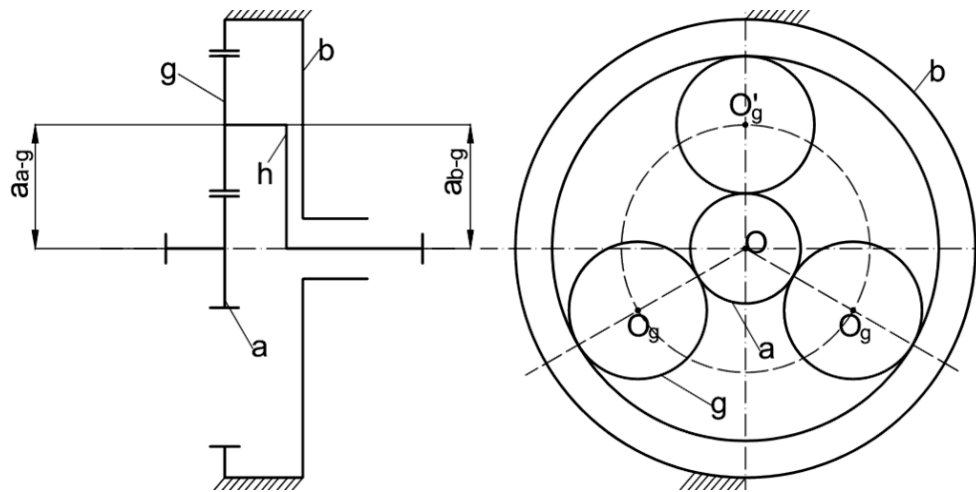
3.7.3 Услов спрезања

Услов спрезања дат је на примеру планетарног преносника типа A_{ha}^b . Сателити (**g**) не могу да обављају свој задатак ако нису правилно спрегнути са централним погонским зупчаником (**a**). То значи да зупци свих сателита морају да се истовремено спрежу са централним погонским зупчаником (**a**) и са централним зупчаником са унутрашњим озубљењем (**b**) (слика 3.23). Да би се то постигло следећи услов мора бити испуњен:

$$C = \frac{z_a + z_b}{N}, \text{ где је } \quad (3.24)$$

C - цео број,

N - број сателита.



Слика 3.23 Кинематски модел простог планетарног преносника

3.8 Степен корисног дејства

Степен корисног дејства је однос рада (енергије), који се улаже у машину, и корисног рада који машина обавља, тј. однос рада који улази и рада који излази из машине. Корисни рад је увек мањи од уложеног. Приликом рада машине увек постоји трење између делова машине због чега се она загрева, а затим размењује топлоту са околином. Као резултат тога, део уложеног рада се неповратно губи. Идеална машина, која би била у стању да сав уложени рад претвори у користан, не постоји.

Степен корисног дејства код простих планетарних преносника ће бити приказана на основу [9, 24, 25, 38, 40].

Да би се одредио степен корисног дејства једноступеног планетарног преносника са слике 3.24 потребно је одредити ток снаге кроз преносник, односно утврдити који је елемент погонски а који гоњени. За овај пример погонски елемент је централни зупчаник (**a**) док су гоњени елементи сателити (**g**). Носач сателита је везан за излазно вратило преко кога је преносник везан за радну машину. Приказани преносник је редуктор, с обзиром да се остварује смањење угаоне брзине односно повећање обртног момента посматрано од улазног ка излазном вратилу преносника. Степен корисног дејства η у периоду устаљеног режима израчунава се као :

$$\eta = \frac{A_{ko}}{A_k}, \quad (3.25)$$

где је A_{ko} - рад сила корисних отпора,

A_k - рад сила кретања.

Овде је реч о тзв. цикличном η јер се разматра однос корисног рада и рада покретачких сила у циклусу успостављеног кретања. Поред цикличног могуће је говорити и о тренутном η . Разматрајући рад A_{ko} и A_k у интервалу времена Δt , може се η представити и као:

$$\eta = \frac{P_{izl}}{P_{ul}}, \quad (3.26)$$

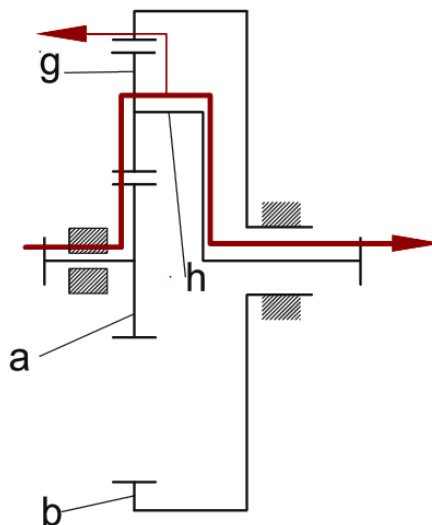
где су P_{izl} и P_{ul} снаге на гоњеном и погонском члану машине.

За случај преносника са слике 3.24. η је:

$$\eta = \frac{P_h}{P_a}, \quad (3.27)$$

где је P_h - снага на излазу (снага на носачу алата)

P_a - снага на улазу (снага на централном зупчанику (a)).



Слика 3.24 Ток снаге у планетарном преноснику

С обзиром да је излазна снага једнака улазној снази умањеној за снагу која се током рада преносника губи на савлађивање различитих отпора то се апсолутни степен корисног дејства може написати као:

$$\eta_{ha}^b = \frac{P_a - P_{gub}}{P_a} = 1 - \frac{P_{gub}}{P_a}, \quad (3.28)$$

где је P_{gub} - губитак снаге услед трења у преноснику.

При томе, губитак снаге који се јавља у преноснику услед трења између бокова зубаца спрегнутих зупчаника пропорционалан је сили трења и брзини клизања, која је функција релативне угаоне брзине посматраног зупчаника. На тај начин, може се дефинисати и релативни степен корисног дејства, тј.

$$\eta_{ba}^h = \frac{P_{izlr}}{P_{ulr}}, \quad (3.29)$$

где је

$P_{ulr} = T_a \omega_{ar}$ – релативна снага на улазу у преносник

$P_{izlr} = P_{ulr} - P_{gub}$ – релативна снага на излазном вратилу преносника.

Израз (2.53) може се написати и у облику:

$$\eta_{ba}^h = \frac{P_{ulr} - P_{gub}}{P_{ulr}} = 1 - \frac{P_{gub}}{T_a \omega_{ar}}. \quad (3.30)$$

Полазећи од израза (3.30) могу се одредити губици снаге услед трења у току рада преносника, који износе:

$$P_{gub} = (1 - \eta_{ba}^h) \cdot T_a \omega_{ar}. \quad (3.31)$$

После замене израза (3.31) у израз (3.28) одређује се апсолутни степен корисног дејства, који се може написати у облику следеће релације:

$$\eta_{ha}^b = 1 - (1 - \eta_{ba}^h) \cdot \frac{\omega_{ar}}{\omega_a}, \quad (3.32)$$

при чему је ω_{ar} релативна угаона брзина централног зупчаника (**a**), ω_a - апсолутна угаона брзина централног зупчаника (**a**).

Релативна угаона брзина централног зупчаника (**a**) може се изразити посредством апсолутне и преносне угаоне брзине, па се тако добија:

$$\omega_{ar} = \omega_a - \omega_h \quad (3.33)$$

однос одговарајућих угаоних брзина који фигурише у изразу (3.32) тј.

$$\frac{\omega_{ar}}{\omega_a} = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_a} = 1 - \frac{\omega_h}{\omega_a} = 1 - \frac{1}{i_{ha}^b} = \frac{i_{ba}^h}{i_{ba}^h - 1}, \quad (3.34)$$

при чему је:

$$i_{ha}^b = 1 - i_{ba}^h \text{ - радни преносни однос.}$$

Коначно на основу израза (3.32) и (3.34) одређује се израз за апсолутни степен корисног дејства једностепених планетарних преносника у облику који је погодан за практичну примену, односно:

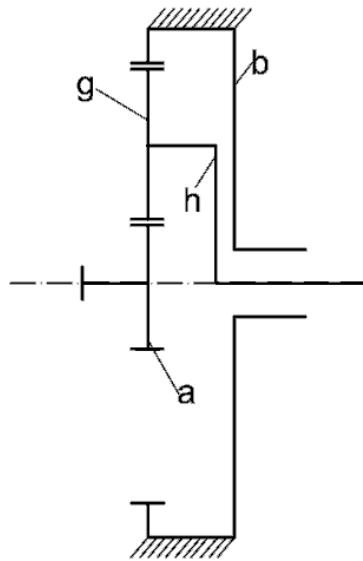
$$\eta_{ha}^b = \frac{1 - \eta_r \cdot i_{ba}^h}{1 - i_{ba}^h}, \quad (3.35)$$

при чему је:

$$\eta_r = \eta_{ba}^h = \eta_{ga}^b \cdot \eta_{gb}^h.$$

4. Прорачун планетарног преносника

Прорачун преносника типа A_{ha}^b рађен је по стандарду ISO/DIN 6336/I-IV из 1992. и DIN 3990 из 1992 [2], и у програму MITCalc. У наставку текста биће дат пример избора броја зубаца и броја сателита, а у табели 4.1 биће дати резултати добијени прорачуном према [2] и [5], и у програму MITCalc. На слици 4.1 је приказана шема планетарног преносника типа A_{ha}^b . Погонски елемент је централни зупчаник (**a**) који се назива централни погонски зупчаник, централни зупчаник (**b**) је непокретан, док је излазни елемент носач сателита (**h**).



Слика 4.1 Шема планетарног преносника типа A_{ha}^b

Полазни подаци:

Улазна снага : $P=15 \text{ kW}$

Број обртаја : $n=1000 \text{ min}^{-1}$

Преносни однос : $i=4,5$

Погонска машина : ЕМ

Радна машина : струг

Век : 16000 h

4.1. Решавање кретања планетарног преносника

4.1.1. Број обртаја носача сателита

Општа једначина кретања планетарног преносника гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_0 \cdot (n_b - n_h). \quad (4.1)$$

Централни зупчаник (**b**) је непокретан, па је:

$$n_b = 0 \text{ min}^{-1}. \quad (4.2)$$

Број спрегнутих парова са спољашњим озубљењем је:

$$m = 1. \quad (4.3)$$

Кинематски преносни однос одговарајућег класичног механичког преносника је:

$$i_0 = i_{a-g} \cdot i_{g-b}. \quad (4.4)$$

Изрази за кинематске преносне односе зупчастих парова (**a-g**) и (**g-b**) су:

$$i_{a-g} = \frac{z_g}{z_a}, \quad (4.5)$$

и

$$i_{g-b} = \frac{z_b}{z_g}. \quad (4.6)$$

Заменом израза (4.5) и (4.6) у (4.4) добија се:

$$i_0 = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_g} = \frac{z_b}{z_a}. \quad (4.7)$$

Заменом израза (4.2) и (4.3) у (4.1) добија се:

$$n_a - n_h = -i_0 \cdot (0 - n_h), \quad (4.8)$$

односно:

$$n_a = (1 + i_0)n_h \quad (4.9)$$

На основу (4.7) и (4.9) добија се преносни однос планетарног преносника:

$$i = i_{pp} = \frac{n_a}{n_h} = (1 + i_0) = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \quad (4.10)$$

Из израза (4.10) може се добити израз за бројеве обртаја носача сателита (**h**):

$$n_h = \frac{n_a}{i}. \quad (4.11)$$

4.1.2. Сопствени број обртаја сателита

Израз за сопствени број обртаја сателита посматрајући зупчасти пар (**a-g**) је:

$$n_{gs} = (-1)^m i_{a-g} (n_a - n_h). \quad (4.12)$$

Број спрегнутих парова са спољашњим озубљењем је:

$$m = 1. \quad (4.13)$$

Заменом (4.5) и (4.13) у (4.12) добија се:

$$n_{gs} = -\frac{z_a}{z_g}(n_a - n_h), \quad (4.14)$$

или, ако се у обзир узму полупречници зупчаника добија се:

$$n_{gs} = -\frac{r_a}{r_g}(n_a - n_h). \quad (4.15)$$

Израз за сопствени број обртаја сателита посматрајући зупчасти пар (**g-b**) је:

$$n_{gs} = (-1)^{m_{i_{g-b}}}(n_g - n_h). \quad (4.16)$$

Број спрегнутих парова са спољашњим озубљењем је:

$$m = 0. \quad (4.17)$$

Број обртаја сателита је:

$$n_g = 0. \quad (4.18)$$

Заменом израза (4.6), (4.17) и (4.18) у (4.16) добија се:

$$n_{gs} = -\frac{z_b}{z_g}n_h. \quad (4.19)$$

На основу једначина (4.12) и (4.16) следи провера:

$$-\frac{z_a}{z_g}(n_a - n_h) = -\frac{z_b}{z_g}n_h. \quad (4.20)$$

Ако се једначина (4.20) подели са n_h добија се:

$$-\frac{z_a}{z_g}\left(\frac{n_a}{n_h} - 1\right) = -\frac{z_b}{z_g}. \quad (4.21)$$

Заменом (4.10) у (4.21) добија се:

$$-\frac{z_a}{z_g}\left(1 + \frac{z_b}{z_a} - 1\right) = -\frac{z_b}{z_g}, \quad (4.22)$$

односно:

$$-\frac{z_b}{z_g} = -\frac{z_b}{z_g}. \quad (4.23)$$

На основу једнакости у изразу (4.23) закључује се да је провера задовољена.

4.2. Прорачун бројева зубаца зупчаника

Полазећи од једначине (4.9) која гласи:

$$n_a = (1 + i_0)n_h,$$

користећи израз (4.7):

$$i_0 = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_g} = \frac{z_b}{z_a},$$

и помоћу израза (4.10):

$$i = \frac{n_a}{n_h} = 1 + i_0 = 1 + \frac{z_b}{z_a},$$

Добија се израз за бројеве зубаца зупчаника (**b**) који гласи:

$$z_b = z_a \cdot (i - 1). \quad (4.24)$$

Усваја се број зубаца централног зупчаника (**a**) на основу препоруке [2, 17, 25]:

$$z_a = 20.$$

Заменом вредности за z_a и вредности за $i=4,5$ која је дата у поставци у једначини (4.24) добија се број зубаца централног зупчаника (**b**):

$$z_b = z_a(i - 1),$$

$$z_b = 70.$$

Број зубаца сателита (**g**) се израчунава помоћу израза за услов коаксијалности (3.21) који гласи:

$$d_{0a} + d_{0g} = d_{0b} - d_{0g},$$

сређивањем претходног израза добија се израз за пречник подеоног круга сателита који гласи:

$$2d_{0g} = d_{0b} - d_{0a}, \quad (4.25)$$

односно:

$$d_{0g} = \frac{d_{0b} - d_{0a}}{2}. \quad (4.26)$$

Пошто је присутна једнакост модула зупчаника $m_a = m_g = m_b$, и знајући да је $d_0 = z \cdot m$ заменом ових израза у (4.26) сада може да се напише:

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2}, \quad (4.27)$$

заменом вредности за бројеве зубаца (z_a) и (z_b) у (4.27) добија се:

$$z_g = 25.$$

4.2.1 Избор броја сателита

Избор броја сателита се врши преко услова суседности. Помоћу израза добијених у поглављу 3.7.1 може се доћи до броја сателита (N). Да би се лакше добио израз за број сателита рачунаће се растојање $\frac{l}{2}$.

Креће се од израза (3.17) који се дели са 2 и добија се:

$$\frac{l}{2} = a_{a-g} \cdot \sin \frac{\pi}{N}, \quad (4.28)$$

и услова:

$$\frac{l}{2} > r_{ag}. \quad (4.29)$$

a_{a-g} је осно растојање између зупчаника (**a** и **g**), и рачуна се као половина збира подеоних пречника зупчаника (**a** и **g**):

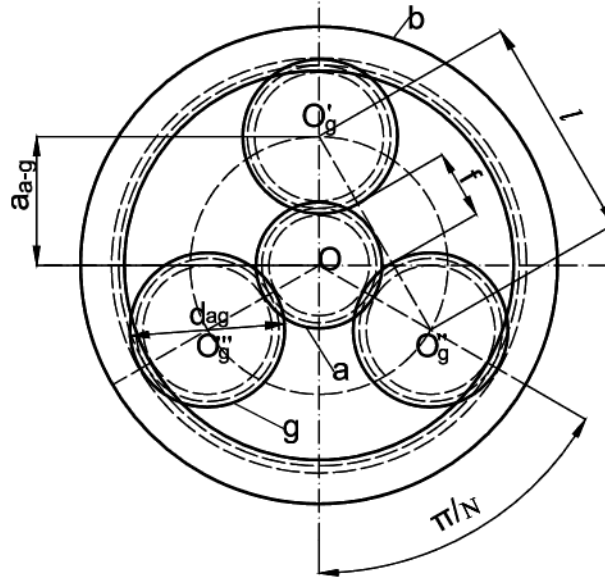
$$a_{a-g} = \frac{d_{0a} + d_{0g}}{2} = r_{0a} + r_{0g} = \frac{m(z_a + z_g)}{2}. \quad (4.30)$$

$$\frac{l}{2} = \frac{m(z_a + z_g)}{2} \sin \left(\frac{\pi}{N} \right). \quad (4.31)$$

$$r_{ag} = \frac{d_{0g}}{2} + \frac{h_p}{2} = r_{0a} + m = \frac{m \cdot z_g + 2 \cdot m}{2} = \frac{m(z_g + 2)}{2}, \quad (4.32)$$

где је h_p висина ноге зупца:

$$h_p = 2 \cdot m$$



Слика 4.2 Шема планетарног преносника

Заменом (4.31) и (4.32) у (4.29) добија се:

$$\frac{m(z_a + z_g)}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{N} > \frac{m(z_g + 2)}{2}. \quad (4.33)$$

Сређивањем претходне једначине добија се:

$$\sin \frac{\pi}{N} > \frac{(z_g + 2)}{(z_a + z_g)}, \quad (4.34)$$

односно:

$$\frac{\pi}{N} < a \sin \left(\frac{z_g + 2}{z_a + z_g} \right). \quad (4.35)$$

Из једначине (4.35) може да се добије израз за израчунавање максималног броја сателита који се може уградити у преносник:

$$N > \frac{\pi}{a \sin \left(\frac{z_g + 2}{z_a + z_g} \right)}. \quad (4.36)$$

Заменом вредности за (z_a) и (z_g) у претходни израз и његовим израчунавањем добија се:

$$N > 2,657.$$

Пошто број сателита мора бити цео број и већи од 2,657 усваја се:

$$N = 3.$$

Стварни преносни однос пара (**a-g**) је:

$$i_{a-gst} = \frac{z_g}{z_a} = 1,25.$$

Стварни преносни однос пара (**g-b**) је:

$$i_{g-bst} = \frac{z_b}{z_a} = 2,8.$$

Укупан стварни преносни однос је:

$$i_{st} = 1 + i_{a-gst} \cdot i_{g-bst} = 4,5.$$

4.3. Број обртаја појединих елемената

Број обртаја погонског централног зупчаника је:

$$n_a = 1000 \text{ min}^{-1}.$$

Број обртаја носача сателита се рачуна као:

$$n_h = \frac{n_a}{i}. \quad (4.37)$$

Заменом вредности у претходном обрасцу добија се:

$$n_h = 222,222 \text{ min}^{-1}.$$

Пошто је зупчаник (**b**) непокретан број обртаја овог зупчаника је:

$$n_b = 0 \text{ min}^{-1}.$$

Сопствени број обртаја сателита се рачуна као:

$$n_{gs} = -\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h). \quad (4.38)$$

Израчунавањем претходног обрасца добија се:

$$n_{gs} = -622,222 \text{ min}^{-1}.$$

Апсолутни број обртаја сателита се рачуна као:

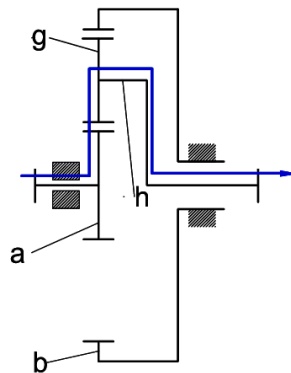
$$n_g = |n_{gs}| + n_h. \quad (4.39)$$

Израчунавањем претходног обрасца апсолутни број обртаја сателита је:

$$n_g = 844,444 \text{ min}^{-1}.$$

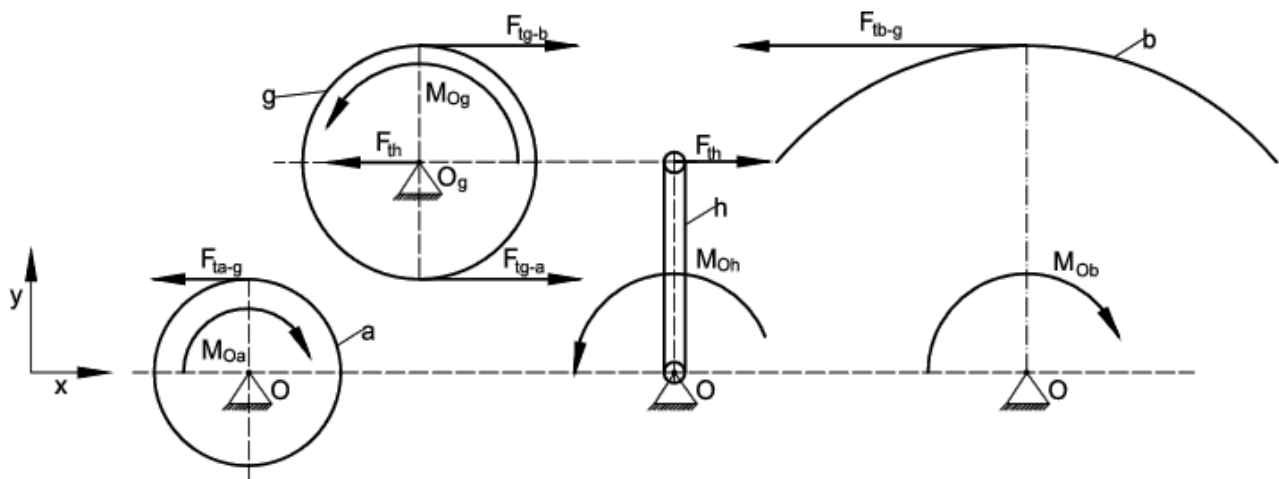
4.4. Ток снаге, силе и моменти

На слици 4.3 је приказан ток снаге планетарног преносника. Снага креће од погонског централног зупчаника (**a**), преко сателита (**g**) и излази на носач (**h**) пошто је централни зупчаник (**b**) непокретан.



Слика 4.3 Ток снаге

На слици 4.4 приказани су силе и моменти на зупчаницима.



Слика 4.4 Силе и моменти на: централном погонском зупчанику (**a**), сателиту (**g**), носачу сателита (**h**), централном непокретном зупчанику (**b**)

Угаона брзина централног погонског зупчаника (**a**) је:

$$\omega_a = 2 \cdot \pi \cdot n_a, \quad (4.40)$$

$$\omega_a = 104,72 \text{ s}^{-1}.$$

Сила на централном погонском зупчанику (**a**) износи:

$$F_{ta-g} = F_{tg-a} = \frac{2 \cdot M_{Oa}}{3 \cdot d_{0a}}, \quad (4.41)$$

при чему је M_{Oa} момент на централном погонском зупчанику (**a**), и рачуна се као:

$$M_{Oa} = \frac{P_1}{\omega_a}, \quad (4.42)$$

где је $P_1 = P$ – снага дата у поставци.

$$M_{Oa} = 143,239 \text{ Nm}.$$

Збир свих момената на сателиту (**g**) за центар O_g је једнак нули:

$$\sum_i M_{Og} = 0, \quad (4.43)$$

односно:

$$F_{tg-b} \cdot r_g - F_{tg-a} \cdot r_g = 0. \quad (4.44)$$

Решавањем претходног обрасца добија се да су силе F_{tg-b} , F_{tb-g} , F_{ta-g} и F_{tg-a} једнаке:

$$F_{tg-b} = F_{tb-g} = F_{ta-g} = F_{tg-a}. \quad (4.45)$$

Збир свих сила које делују на сателит (**g**) једнак је нули:

$$\sum_i F_i = 0, \quad (4.46)$$

односно:

$$F_{tg-b} + F_{tg-a} - F_{th} = 0. \quad (4.47)$$

Из (4.47) може се добити израз за силу на носачу сателита F_{th} који гласи:

$$F_{th} = F_{tg-b} + F_{tg-a} = 2 \cdot F_{tg-a}. \quad (4.48)$$

Момент носача сателита је:

$$M_{Oh} = 3 \cdot F_{th} \cdot r_h = 3 \cdot F_{th} \cdot \frac{d_{01} + d_{02}}{2}, \quad (4.49)$$

или:

$$M_{Oh} = M_{Oa} \cdot i. \quad (4.50)$$

Израчунавањем (4.50) добија се:

$$M_{Oh} = 644,578 \text{ Nm}.$$

Момент на централном зупчанику (**b**) износи:

$$M_{Ob} = 3 \cdot F_{tb-g} \cdot r_b = 3 \cdot F_{tb-g} \cdot \frac{d_{01} + d_{02} + d_{02}}{2}, \quad (4.51)$$

односно:

$$M_{Ob} = M_{Oa} \cdot i_0. \quad (4.52)$$

Израчунавањем претходног обрасца добија се:

$$M_{Ob} = 501,338 \text{ Nm}.$$

Провера:

Услов који треба да се задовољи је:

$$M_{Oa} - M_{Oh} + M_{Ob} = 0 \text{ Nm}. \quad (4.53)$$

$$143,239 - 644,578 + 501,338 = -0,001 \text{ Nm} \approx 0.$$

По добијеним резултатима види се да је испуњен услов (4.53), односно да провера задовољава.

4.5 Прорачун зупчастог пара а-г

4.5.1 Претходни прорачун

4.5.1.1.Пречник подеоног круга централног погонског зупчаника

Снага на централном погонском зупчанику (**a**) износи:

$$P_1 = 15 \text{ kW}.$$

Момент на централном погонском зупчанику (**a**) износи:

$$M_{0a} = 143,239 \text{ Nm.}$$

Бројеви зубаца зупчаника (**a**) и (**g**) износе:

$$z_a = 20, \text{ и}$$

$$z_{2g} = 25.$$

Као материјал за израду зупчаника изабран је челик Š4320, следећих карактеристика (страна 651 табела 11.2.1 [2]):

-динамичка издржљивост бокова је:

$$\sigma_{Hlim} = 1270 \frac{N}{mm^2},$$

-динамичка издржљивост подножја је:

$$\sigma_{Flim} = 700 \frac{N}{mm^2}.$$

Фактор радних услова:

$$K_A = 1,1; \text{ (стр.220 таб.2.8.1 [2] погонска машина ЕМ; струг).}$$

Фактор К:

$$K = 1,5; \text{ (стр.276 таб.2.8.25 [2]).}$$

Однос ширине и пречника подеоног круга:

$$\psi_{bd} = 0,3.$$

Положај на вратилу-на препусту.

Кинематски преносни однос:

$$u = i_{a-g},$$

$$u = 1,25.$$

Пречник подеоног круга се рачуна као:

$$d_{0a} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1000 \cdot M_{0a} \cdot K_A}{3 \cdot K \cdot \psi_{bd}} \cdot \frac{u + 1}{u}}. \quad (4.54)$$

Израчунавањем претходног обрасца добија се:

$$d_{0a} = 52,322 \text{ mm.}$$

Усваја се:

$$d_{0a} = 55 \text{ mm.}$$

4.5.1.2. Модул

Модул се рачуна по обрасцу:

$$m_a = \frac{d_{0a}}{z_a}. \quad (4.55)$$

Рачунањем (4.55) добија се:

$$m_a = 2,75 \text{ mm}$$

Усвајам $m_a = 3 \text{ mm}$ (стр. 112. табела 2.2.1 [2], стр.7 [5]).

4.5.2 Провера из услова монтаже

Пре димензионисања зупчастог пара потребно је извршити проверу из услова монтаже. Провера услова монтаже обухвата проверу из услова коаксијалности, проверу из услова суседности, и проверу из услова спрезања.

Провера из услова коаксијалности:

Користећи једначину (3.23) која гласи:

$$z_a + z_g = z_b - z_g,$$

и њеним сређивањем помоћу (4.5) и (4.6) које гласе:

$$i_{a-g} = \frac{z_g}{z_a},$$

и

$$i_{g-b} = \frac{z_b}{z_g}.$$

добија се:

$$z_a(1 + i_{a-gst}) = z_b \left(1 - \frac{1}{i_{g-bst}}\right). \quad (4.56)$$

Израз за z_b добијен на основу претходне једначине је:

$$z_b = \frac{z_a(1 + i_{a-gst})}{1 - \frac{1}{i_{g-bst}}}. \quad (4.57)$$

Заменом вредности за z_a , z_b , i_{a-gst} и i_{g-bst} добија се:

$$z_b = 70.$$

Провера из услова суседности:

Према услову (3.17) растојање између сателита (l) мора бити веће од теменог пречника сателита (d_{ag}), односно:

$$l > d_{ag},$$

Сређивањем израза (3.17) и његовим израчунавањем се добија:

$$l = 2 \cdot a_{a-g} \cdot \sin \frac{\pi}{N} = m \cdot (z_a + z_g) \cdot \sin \frac{\pi}{N}, \quad (4.58)$$

где је модул $m = m_a$.

Израчунавањем претходног израза добија се:

$$l = 116,91 \text{ mm}.$$

Посматрајући (4.32) добија се да темени пречник (d_{ag}) износи:

$$d_{ag} = d_{0g} + h_p = d_{0g} + 2 \cdot m = m \cdot z_g + 2 \cdot m = 81 \text{ mm}$$

Заменом вредности за l и d_{ag} у услов(3.17) да је ($l > d_{ag}$) добија се:

$$116,91 > 81.$$

На основу резултата види се да је услов спрезања (3.17) задовољен.

Провера из услова спрезања:

Провера се врши према једначини (3.24) која гласи:

$$C = \frac{z_a + z_b}{N}, \text{ где је}$$

C - цео број,

N - број сателита.

Заменом вредности за z_a , z_b и N у (3.24) добија се

$$\frac{z_a + z_b}{N} = 30$$

Грешка преносног односа:

Грешка преносног односа се рачуна по обрасцу:

$$\Delta_i = \frac{|i - i_{st}|}{i_{st}}. \quad (4.59)$$

где је:

i -преносни однос планетарног преносника,

i_{st} -стварни преносни однос планетарног преносника.

$$\Delta_i = 0\%$$

Пошто су сви услови монтаже задовољени и грешке преносног односа нема приступа се димензионисању зупчастог пара (**a-g**).

4.5.3 Димензионисање зупчастог пара (**a-g**)

Димензионисање зупчастог пара (**a-g**) се врши по литератури [2] и прорачуном помоћу софтвера MITCalc. У табели 4.1 дате су димензије зупчастог пара (**a-g**). Нека поља у делу где су резултати добијени програмом су празна, то је зато што софтвер не избацује све димензије које се добијају прорачуном по литератури.

Табела 4.1 Димензионисање цилиндричних зупчаника

Величина	Ознака	Јед.	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Модул	m	[mm]	3	3
Број зубаца зупчаника	z_a		20	20
	z_g		25	25
Угао нагиба профила алата	α	°	20	20
Кинематски преносни однос	i_{a-g}		1,25	1,25

Табела 4.1 - наставак

Величина	Ознака	Јед.	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Корак на подеоном кругу	p	[mm]	9,425	9,4248
Корак на основном кругу	p_b	[mm]	8,856	8,8564
Пречници подеоних кругова	d_{0a}	[mm]	60	60
	d_{0g}		75	75
Осно растојање	a	[mm]	67,5	67,5
Пречници подножних кругова	d_{fa}	[mm]	52,5	52,5
	d_{fg}		67,5	67,5
Пречници темених кругова	d_{aa}	[mm]	66	66
	d_{ag}		81	80,7
Лучна дебљина зупца на подеоном кругу	s_a	[mm]	4,712	
	s_g		4,712	
Лучна ширина међузубља на подеоном кругу	e_a		4,712	
	e_g		4,712	
Парцијалне дужине додирнице	g_a	[mm]	6,894	
	g_f		7,137	
Дужина активног дела додирнице	g_a	[mm]	14,031	
Парцијални степен спрезања	ε_1		0,778	
	ε_2		0,806	
Степен спрезања профила	ε_α		1,584	1,5497

4.5.4 Прорачун носивости зупчастог пара (а-г) према критеријуму чврстоће бокова

У табели 4.2 дате су вредности добијене прорачуном зупчастог пара према критеријуму чврстоће. То су вредности обртних момената, обимних сила, фактора који утичу на рад зупчастог пара и степена сигурности против разарања бокова.

Табела 4.2 Прорачун носивости зупчастог пара (а-г) према критеријуму чврстоће бокова

Величина	Ознака	Јед.	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Обртни момент	M_{Oa}	Nm	143,239	143,25
	M_{Og}		179,049	644,63
Обимна сила	F_{ta-g}	N	1592	1591
	F_{tg-a}		1544	
Фактор радних услова	K_A		1,1	1
Фактор унутрашњих динамичких сила	K_{v1}		1,141	1,064
	K_{v2}		1,176	
Фактор расподеле оптерећења дуж додирнице	$K_{H\beta 1}$		2,697	1,086
	$K_{H\beta 2}$		2,705	
Фактори расподеле оптерећења на парове зубаца	K_{Ha1}		1,015	1,224
	K_{Ha2}		1,005	
Фактор облика зупца	Z_H		2,495	2,495
Фактор еластичности материјала	Z_E		189,8	189,81
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ϵ		0,897	0,904
Фактор једноструке спреге	Z_B		1	1,036
Фактор обимне брзине,	Z_{v1}		0,972	0,968
	Z_{v2}		0,972	
Фактор подмазивања	Z_L		0,993	1,097
Фактор радног века	Z_{NT}		1	0,850
Фактор храпавости	Z_R		0,996	0,911
Фактор разлике тврдоће спрегнутих бокова	Z_w		1,17	1
Фактор величине	Z_x		1	1
Степен сигурности против разарања бокова	S_{H1}		1,305	1,57
	S_{H2}		1,465	1,63

4.6 Прорачун зупчастог пара (g-b)

4.6.1 Претходни прорачун:

Полазни подаци су:

Број обртаја централног зупчаника (**b**):

$$n_b = 0 \text{ min}^{-1}.$$

Број зубаца зупчаника (**g**) и (**b**):

$$z_g = 25,$$

$$z_b = 70.$$

Преносни односи :

$$i_{g-b} = \frac{z_b}{z_g} = 2,8,$$

$$i_0 = i_{a-b} \cdot i_{g-b} = 3,5.$$

Обртни момент на зупчанику (**b**) износи:

$$M_{Ob} = M_{Oa} \cdot i_0,$$

$$M_{Ob} = 501,338 \text{ Nm}.$$

Обртни момент на сателиту (**g**) износи:

$$M_{Og} = \frac{M_{Ob}}{i_{g-b}},$$

$$M_{Og} = 179,049 \text{ Nm}.$$

Пречник подеоног круга за сателит (**g**) се рачуна као и по обрасцу (4.54):

$$d_{0g} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1000 \cdot M_{Og} \cdot K_A}{3 \cdot K \cdot \psi_{bd}}} \cdot \frac{u + 1}{u}. \quad (4.60)$$

Као материјал за израду зупчаника изабран је Š4320 следећих карактеристика (страница 651 табела 11.2.1 [2]):

-Динамичка издржљивост бокова је:

$$\sigma_{Hlim} = 1270 \frac{N}{mm^2}.$$

-Динамичка издржљивост подножја је:

$$\sigma_{Flim} = 700 \frac{N}{mm^2}.$$

Фактор радних услова је:

$$K_A = 1,1$$

Фактор K_A се усваја са стр. 220 таб.2.8.1 [2] погонска машина ЕМ; струг

Фактор K :

$$K = 1,5.$$

Фактор K се усваја са стр. 276 таб. 2.8.25 [2].

Однос ширине и пречника подеоног круга износи:

$$\psi_{bd} = 0,3$$

Положај зупчаника на вратилу је на препусту.

Кинематски преносни однос износи:

$$u = i_{g-b},$$

$$u = 2,8.$$

Пречник подеоног круга износи:

$$d_{0g} = 52 \text{ mm}$$

4.6.1.3. Модул

Модул сателита (g) се рачуна као и модул централног зупчаника (a), по обрасцу (4.55):

$$m_g = \frac{d_{0g}}{z_g} = 2,08 \text{ mm}$$

Усвајам $m_g = 3 \text{ mm}$ (стр. 112. табела 2.2.1 [2], стр.7 [5]).

4.6.2 Димензионисање зупчастог пара (**g-b**)

Димензионисање зупчастог пара (**g-b**) се врши по литератури [2] и прорачуном помоћу софтвера MITCalc. У табели 4.3 дате су димензије зупчастог пара (**g-b**).

Табела 4.3 Димензионисање цилиндричних зупчаника (**g-b**)

Величина	Ознака	Јединица	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Модул	m	[mm]	3	3
Број зубаца зупчаника	z_g		25	25
	z_b		70	70
Угао нагиба профила алата	α	°	20	20
Кинематски преносни однос	i_{g-b}		2,8	2,8
Корак на подеоном кругу	p	[mm]	9,425	9,4248
Корак на основном кругу	p_b	[mm]	8,856	8,8564
Пречници подеоних кругова	d_{0g}	[mm]	75	75
	d_{0b}		210	210
Пречници основних кругова	d_{bg}	[mm]	70,477	70,64769
	d_{bb}		197,335	197,3355
Ширина зупчаника	b	[mm]	30	30
Нулто осно растојање	a_d	[mm]	67,5	67,5
Угао додирнице	α_w	°	20	20
Пречници кинематских кругова	d_{wg}	[mm]	75	75
	d_{wb}		210	210
Осно растојање	a	[mm]	67,5	67,5
Пречници подножних кругова	d_{fg}	[mm]	67,5	67,5
	d_{fb}		217,5	217,5
Пречници темених кругова	d_{ag}	[mm]	81	80.7
	d_{ab}		204	204

Табела 4.3-наставак

Величина	Ознака	Јединица	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Парцијалне дужине додирница	g_a	[mm]	7,137	
	g_f		10,053	
Дужина активног дела додирнице	g_a	[mm]	17,19	
Лучна дебљина зупца на подеоном кругу	s_2	[mm]	4,712	
	s_3		4,712	
Лучна ширина међузубља на подеоном кругу	e_1	[mm]	4,712	
	e_2		4,712	
Дужина активног дела додирнице	g_a	[mm]	17,19	
Парцијални степен спрезања	ε_2		0,806	
	ε_3		1,135	
Степен спрезања профила	ε_a		1,941	1,9064

4.6.3 Прорачун носивости зупчастог пара (**g-b**) према критеријуму чврстоће бокова

У табели 4.4 дате су вредности добијене прорачуном зупчастог пара (**g-b**) према критеријуму чврстоће. То су вредности обртних момената, обимних сила, фактора који утичу на рад зупчастог пара и степена сигурности против разарања бокова.

Табела 4.4 Прорачун носивости зупчастог пара (**g-b**) према критеријуму чврстоће бокова

Величина	Ознака	Јединица	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Обртни момент	M_g	Nm	179,049	644.63
	M_b		501,338	501
Обимна сила	F_{tg-b}	N	1544	1591
	F_{tb-g}		1497	
Фактор радних услова	K_A		1.1	1

Табела 4.4-наставак

Величина	Ознака	Јединица	Прорачун по литератури	Прорачун у MITCalc
Фактор унутрашњих динамичких сила	K_{v2}		1,224	1,097
	K_{v3}		1	
Фактор расподеле оптерећења дуж додирнице	$K_{H\beta 2}$		3,393	1,075
	$K_{H\beta 3}$		3,812	
Фактори расподеле оптерећења на парове зубаца	K_{Ha2}		1,245	1,433
	K_{Ha3}		1,278	
Фактор облика зупца	Z_H		2,495	2,495
Фактор еластичности материјала	Z_E		189,8	189,81
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ϵ		0,828	0,835
Фактор једноструке спреге	Z_B		1	1,122
Степен сигурности против разарања бокова	S_{H2}		1,305	2,68
	S_{H3}		1,465	2,82

4.7 Степени сигурности против разарања бокова (S_H) према литератури [2]

У овом поглављу ће бити дате вредности степен сигурности против разарања бокова добијене прорачуном према литератури [2].

У табели 4.5 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,25\text{mm}$, материјал челик Š4320, и ширине зупчаника $b=27\text{-}36\text{mm}$.

Табела 4.5 Вредности степена сигурности за модул $m=2,25$ и челик Š4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	0,906	1,017	1,044	1,694
$b=30$	0,937	1,052	1,094	1,71
$b=33$	0,945	1,079	1,122	1,841
$b=36$	0,971	1,087	1,16	1,745

У табели 4.6 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,5\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.6 Вредности степена сигурности за модул $m=2.5$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	0,997	1,118	1,123	1,928
$b=30$	1,028	1,152	1,157	2,095
$b=33$	1,03	1,173	1,165	2,028
$b=36$	1,055	1,18	1,197	2,186

У табели 4.7 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,75\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.7 Вредности степена сигурности за модул $m=2.75$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1,087	1,137	1,204	2,193
$b=30$	1,101	1,21	1,179	2,153
$b=33$	1,11	1,241	1,253	2,301
$b=36$	1,137	1,27	1,282	2,366

У табели 4.8 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=3\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.8 Вредности степена сигурности за модул $m=3$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1,145	1,281	1,291	2,365
$b=30$	1,18	1,318	1,328	2,321
$b=33$	1,189	1,327	1,388	2,243
$b=36$	1,216	1,356	1,368	2,208

У табели 4.9 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,25\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.9 Вредности степена сигурности за модул $m=2.25$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	0,863	0,969	0,994	1,614
$b=30$	0,893	1,002	1,042	1,64
$b=33$	0,901	1,028	1,069	1,754
$b=36$	0,925	1,035	1,064	1,663

У табели 4.10 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,5\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.10 Вредности степена сигурности за модул $m=2.5$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	0,95	1,065	1,07	1,837
$b=30$	0,98	1,097	1,103	1,996
$b=33$	0,981	1,118	1,12	1,932
$b=36$	1,005	1,125	1,14	2,082

У табели 4.11 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,75\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.11 Вредности степена сигурности за модул $m=2.75$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1.035	1.083	1.147	2.089
$b=30$	1.049	1.153	1.123	2.051
$b=33$	1.058	1.183	1.194	2.192
$b=36$	1.084	1.21	1.221	2.254

У табели 4.12 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=3\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.12 Вредности степена сигурности за модул $m=3$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1.091	1.221	1.23	2.253
$b=30$	1.124	1.256	1.266	2.212
$b=33$	1.133	1.264	1.275	2.138
$b=36$	1.159	1.292	1.303	2.104

У табели 4.13 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,25\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.13 Вредности степена сигурности за модул $m=2.25$ и челик Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	0,919	1,302	1,502	1,718
$b=30$	0,95	1,067	1,109	1,75
$b=33$	0,959	1,094	1,134	1,867
$b=36$	0,985	1,102	1,132	1,77

У табели 4.14 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,75\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.14 Вредности степена сигурности за модул $m=2.5$ и челик Č4314

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1.011	1.134	1.139	1.956
$b=30$	1.043	1.168	1.174	2.215
$b=33$	1.044	1.19	1.182	2.057
$b=36$	1.07	1.197	1.214	2.082

У табели 4.15 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,75\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.15 Вредности степена сигурности за модул $m=2.75$ и челик Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1.102	1.153	1.221	2.224
$b=30$	1.117	1.227	1.196	2.183
$b=33$	1.126	1.259	1.271	2.334
$b=36$	1.153	1.288	1.3	2.399

У табели 4.16 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=3\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.16 Вредности степена сигурности за модул $m=3$ и челик $m=3$ Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
$b=27$	1,161	1,299	1,31	2,398
$b=30$	1,196	1,337	1,347	2,354
$b=33$	1,206	1,345	1,357	2,275
$b=36$	1,234	1,376	1,387	2,239

4.8 Степени сигурности против разарања бокова (S_H) према софтверу MITCalc

У овом поглављу ће бити дате вредности степен сигурности против разарања бокова добијене прорачуном помоћу софтвера MITCalc.

У табели 4.17 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,25\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.17 Вредности степена сигурности за модул $m=2.25$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,12	1,16	1,92	2,02
b=30	1,18	1,22	2,02	2,12
b=33	1,23	1,27	2,11	2,22
b=36	1,28	1,33	2,20	2,31

У табели 4.18 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,5\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27\text{-}36\text{mm}$.

Табела 4.18 Вредности степена сигурности за модул $m=2.5$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,24	1,29	2,13	2,24
b=30	1,31	1,35	2,24	2,36
b=33	1,37	1,42	2,35	2,47
b=36	1,42	1,47	2,45	2,57

У табели 4.19 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,75\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27\text{-}36\text{mm}$.

Табела 4.19 Вредности степена сигурности за модул $m=2.75$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1.37	1.42	2.34	2.46
b=30	1.44	1.49	2.46	2.59
b=33	1.51	1.56	2.58	2.71
b=36	1.57	1.33	2.69	2.82

У табели 4.20 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=3\text{mm}$, материјал челик Č4320, и ширине зупчаника $b=27\text{-}36\text{mm}$.

Табела 4.20 Вредности степена сигурности за модул $m=3$ и челик Č4320

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,49	1,55	2,55	2,68
b=30	1,57	1,63	2,68	2,82
b=33	1,64	1,70	2,81	2,95
b=36	1,71	1,77	2,93	3,07

У табели 4.21 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,25\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27\text{-}36\text{mm}$.

Табела 4.21 Вредности степена сигурности за модул $m=2.25$ и челик Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1.14	1.18	1.95	2.05
b=30	1.19	1.24	2.05	2.15
b=33	1.25	1.29	2.15	2.25
b=36	1.30	1.34	2.24	2.35

У табели 4.22 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2.5\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.22 Вредности степена сигурности за модул $m=2.5$ и челик Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,26	1,31	2,17	2,28
b=30	1,33	1,37	2,28	2,39
b=33	1,39	1,44	2,38	2,50
b=36	1,45	1,50	2,48	2,61

У табели 4.23 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2.75\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.23 Вредности степена сигурности за модул $m=2.75$ и челик Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1.39	1.44	2.38	2.50
b=30	1.46	1.51	2.50	2.63
b=33	1.53	1.58	2.62	2.75
b=36	1.59	1.65	2.73	2.87

У табели 4.24 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=3\text{mm}$, материјал челик Č4134, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.24 Вредности степена сигурности за модул $m=3$ и челик Č4134

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,52	1,57	2,59	2,72
b=30	1,59	1,65	2,72	2,86
b=33	1,67	1,73	2,85	2,99
b=36	1,74	1,80	2,97	3,12

У табели 4.25 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2.25\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{mm}$.

Табела 4.25 Вредности степена сигурности за модул $m=2.25$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,06	1,10	1,83	1,92
b=30	1,12	1,16	1,92	2,02
b=33	1,17	1,21	2,01	2,11
b=36	1,22	1,26	2,09	2,20

У табели 4.26 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,5\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{m}$.

Табела 4.26 Вредности степена сигурности за модул $m=2.5$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,18	1,22	2,03	2,13
b=30	1,24	1,29	2,13	2,24
b=33	1,30	1,35	2,23	2,34
b=36	1,35	1,40	2,32	2,44

У табели 4.27 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=2,75\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{m}$.

Табела 4.27 Вредности степена сигурности за модул $m=2.75$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,30	1,35	2,23	2,34
b=30	1,37	1,42	2,34	2,46
b=33	1,43	1,48	2,45	2,57
b=36	1,49	1,54	2,55	2,68

У табели 4.28 дате су вредности степена сигурности против разарања бокова за модул $m=3\text{mm}$, материјал челик Č1221, и ширине зупчаника $b=27-36\text{m}$.

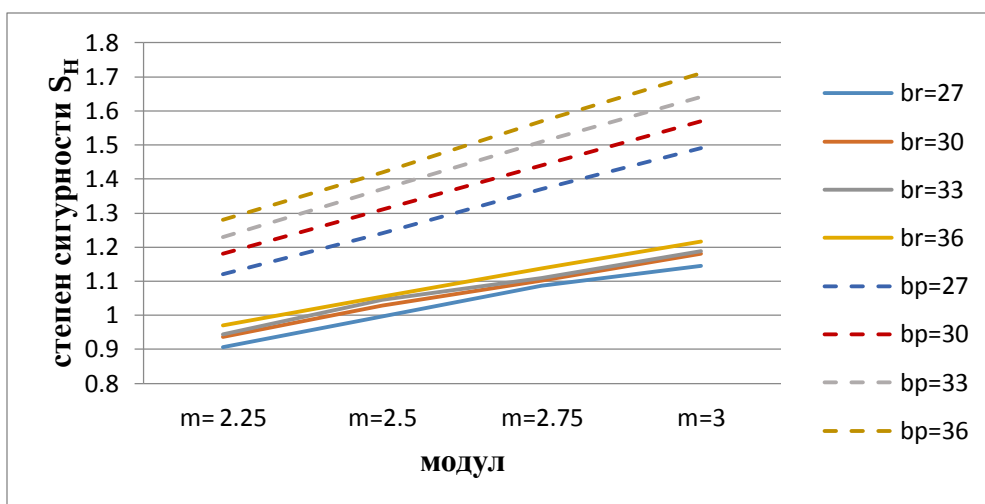
Табела 4.28 Вредности степена сигурности за модул $m=3$ и челик Č1221

	S_{H1}	S_{H2}	S_{H2}	S_{H3}
b=27	1,42	1,47	2,42	2,54
b=30	1,49	1,54	2,55	2,68
b=33	1,56	1,61	2,67	2,80
b=36	1,62	1,68	2,78	2,92

4.9 Графички приказ резултата

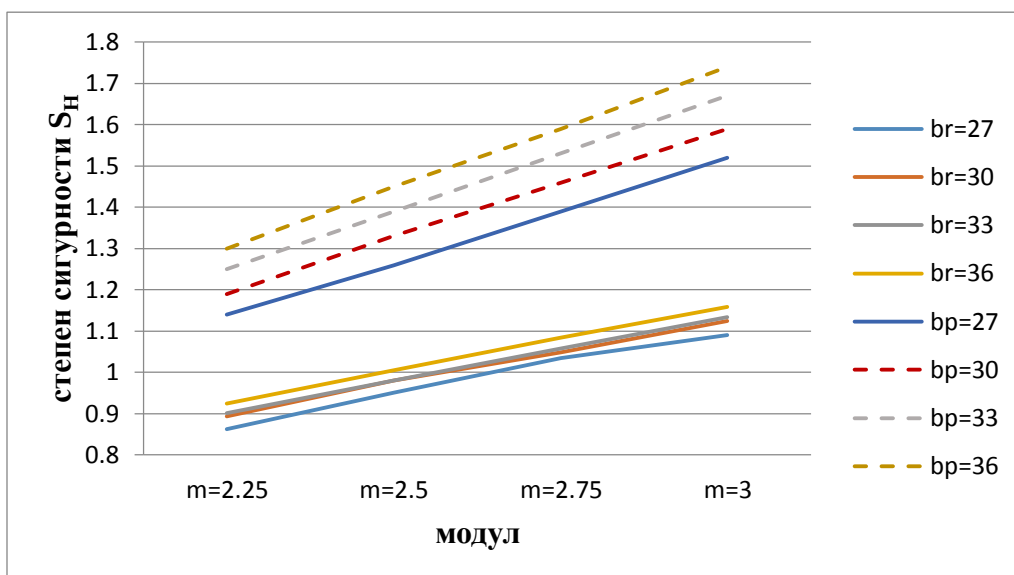
За материјал Š4320 дат је графички дијаграм промене степена сигурности против разарања бокова на слици 4.5 у зависности од ширине и модула.

Вредности степена сигурности против разарања бокова добијене прорачуном по литератури [2] су означене пуним линијама, а вредности добијене прорачуном помоћу софтвера MITCalc су дате испрекиданим линијама, односно са (b_r) је обележена ширина зупчаника при прорачуну по литератури, а са (b_p) ширина зупчаника при прорачуну помоћу софтвера.



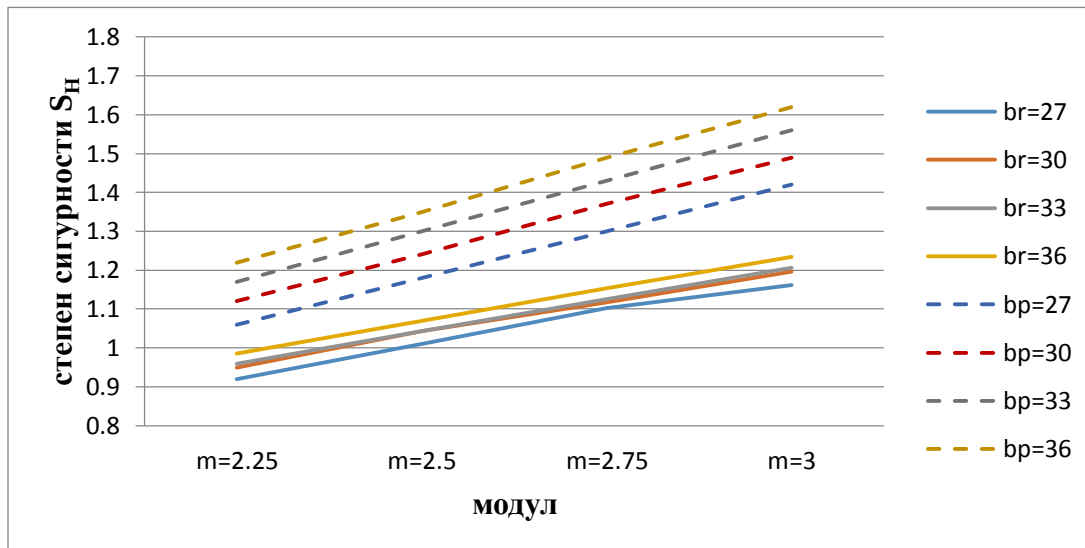
Слика 4.5 Дијаграм промене степена сигурности против разарања бокова за Š4320

За материјал Š1221 дат је графички дијаграм промене степена сигурности против разарања бокова на слици 4.6 у зависности од ширине и модула.



Слика 4.6 Дијаграм промене степена сигурности против разарања бокова за Š1221

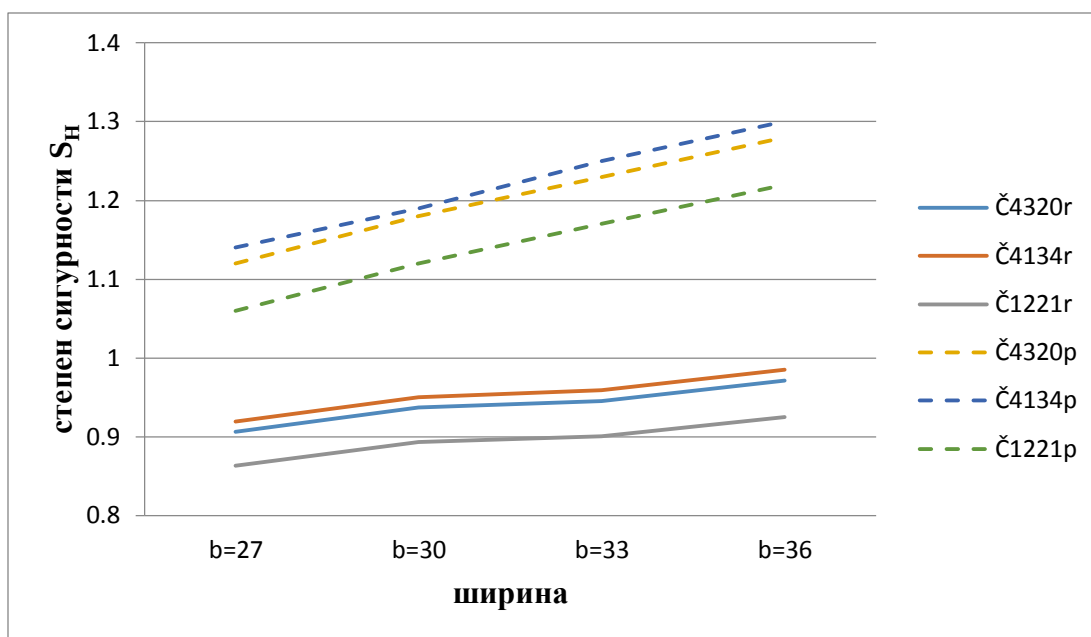
За материјал $\check{C}4314$ дат је графички дијаграм промене степена сигурности против разарања бокова на слици 4.7 у зависности од ширине и модула.



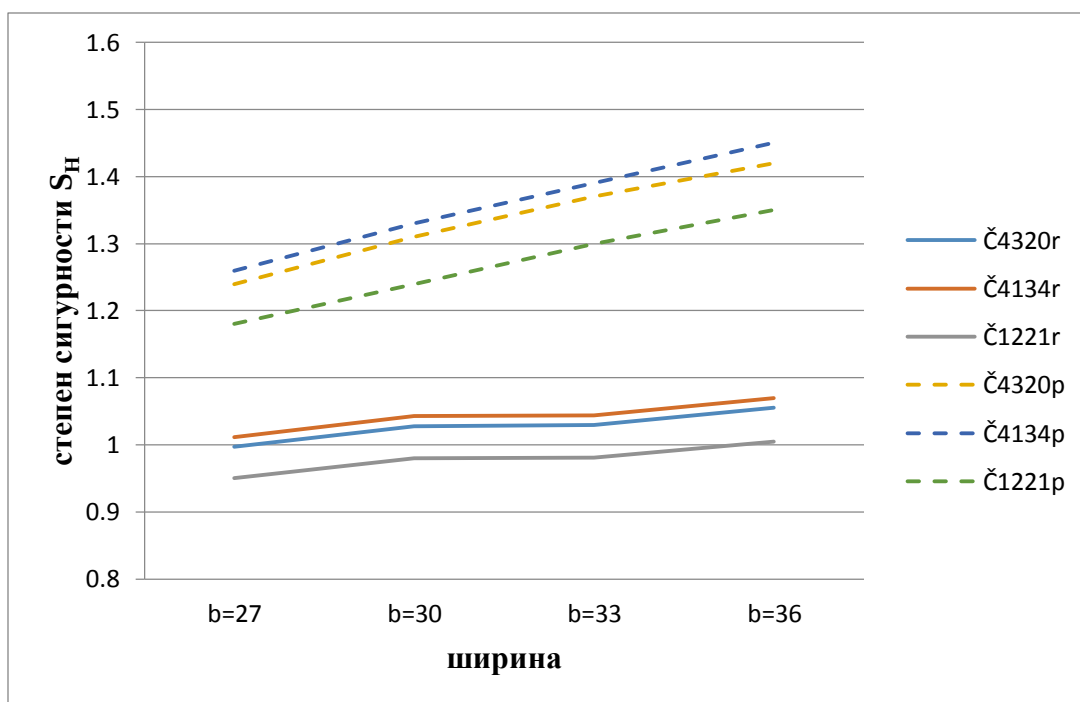
Слика 4.7 Дијаграм промене степена сигурности против разарања бокова за C4134

На сликама 4.5, 4.6 и 4.7 је приказана промена степена сигурности против разарања бокова у зависности од ширине и модула. Пуним линијама су приказане вредности добијене по литератури [2], а испрекиданим линијама вредности добијене у програму MITCalc. Повећањем ширине зупчаника повећава се и степен сигурности против разарања бокова, исто тако и повећањем модула се степен сигурности против разарања бокова повећава. Са ових дијаграма се види да што се тиче вредности добијених по литератури [2], степен сигурности против разарања бокова расте у најширем опсегу за $\check{C}4320$ и $\check{C}4314$. Међутим за вредности добијене у програму MITCalc степен сигурности расте у најширем опсегу за $\check{C}1221$.

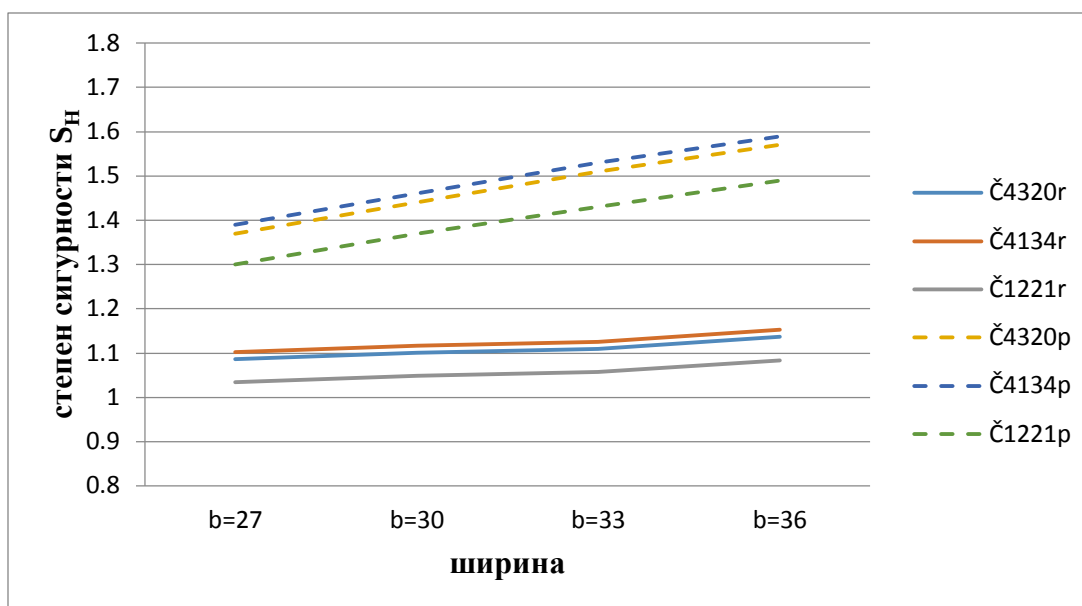
На следећој страни дати су дијаграми степена сигурности против разарања бокова у зависности од материјала и ширине зупчаника, за модуле 2.25-3 (слике 4.8 до 4.11).



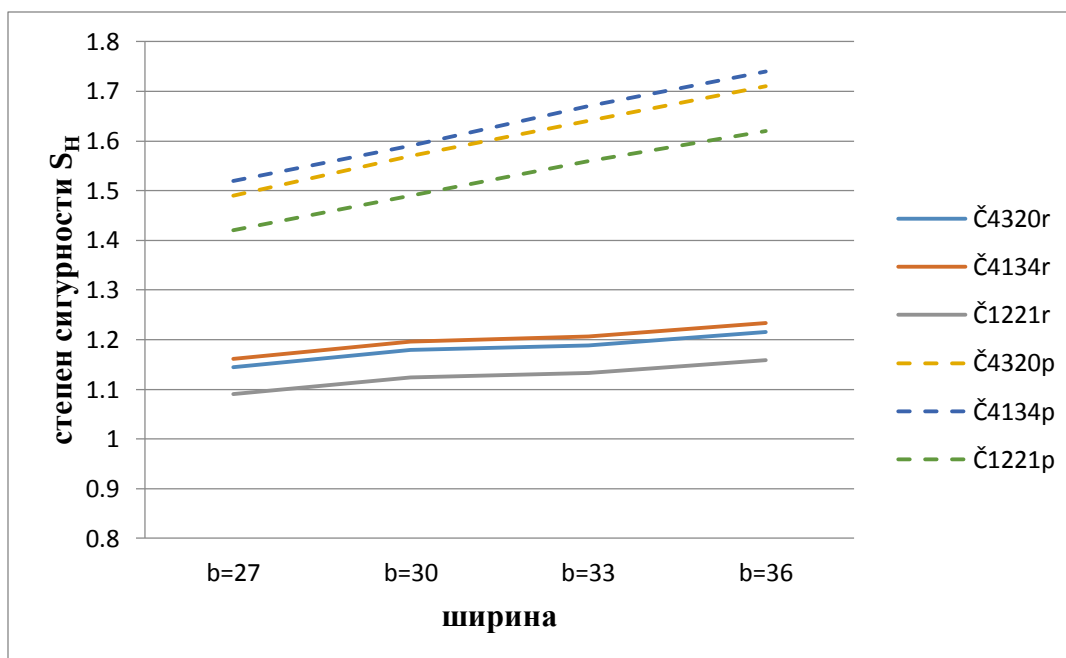
Слика 4.8 Степен сигурности у зависности од материјала и ширине зупчаника за $t=2.25$



Слика 4.9 Степен сигурности у зависности од материјала и ширине зупчаника за $t=2.5$



Слика 4.10 Степен сигурности у зависности од материјала и ширине зупчаника за $t=2.75$

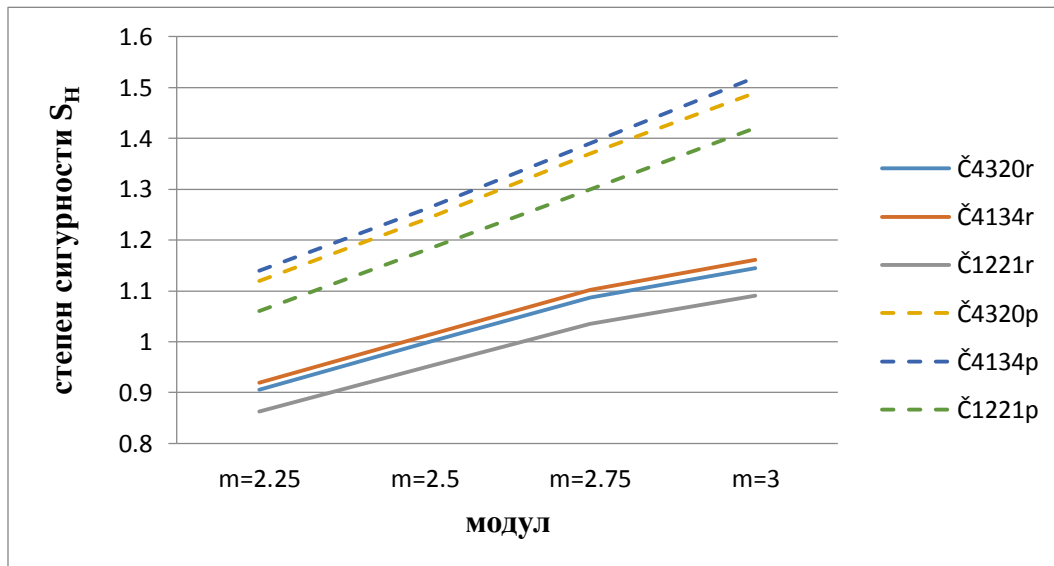


Слика 4.11 Степен сигурности у зависности од материјала и ширине зупчаника за $t=3$

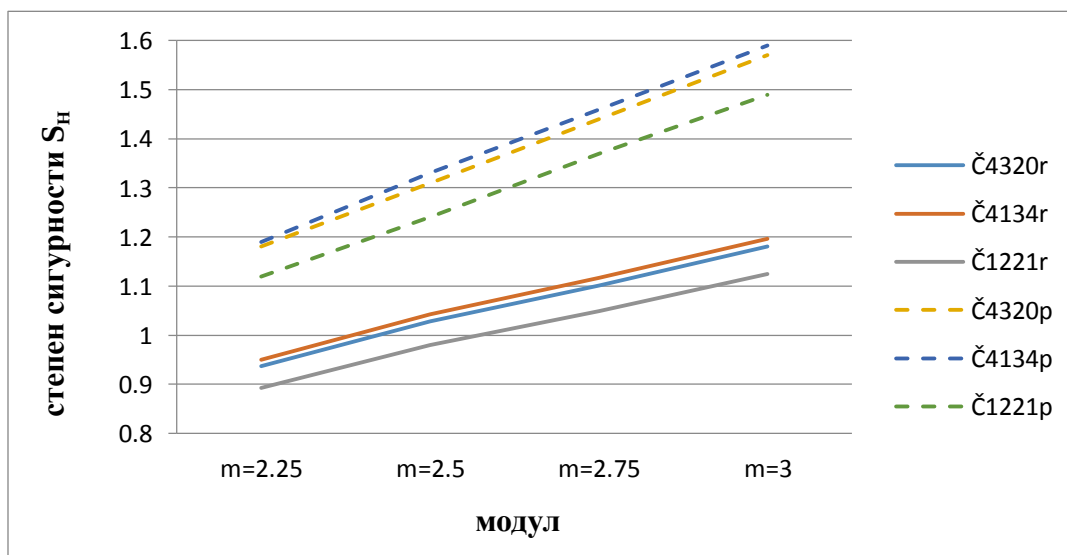
На сликама 4.8 - 4.11 добијени су дијаграми зависности степена сигурности од ширине зупчаника и челика. Пуним линијама су приказане вредности добијене по литератури а испрекиданим вредности добијене програмом. Степен сигурности рачунат по [2] има мањи пораст од степена сигурности добијеног програмом. Оно што се до сад може закључити на

основу слика 4.5 до 4.11 је да долази до већих промена степена сигурности при промени ширине и модула зупчаника него када се мења ширина и материјал зупчаника.

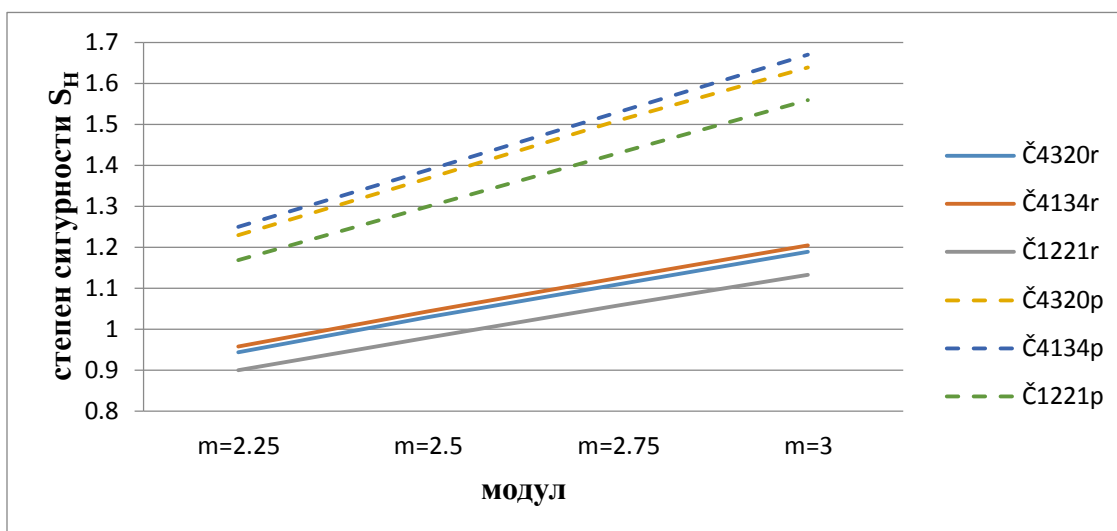
Промена степена сигурности у зависности од материјала и модула зупчаника је приказана на сликама 4.12 до 4.15.



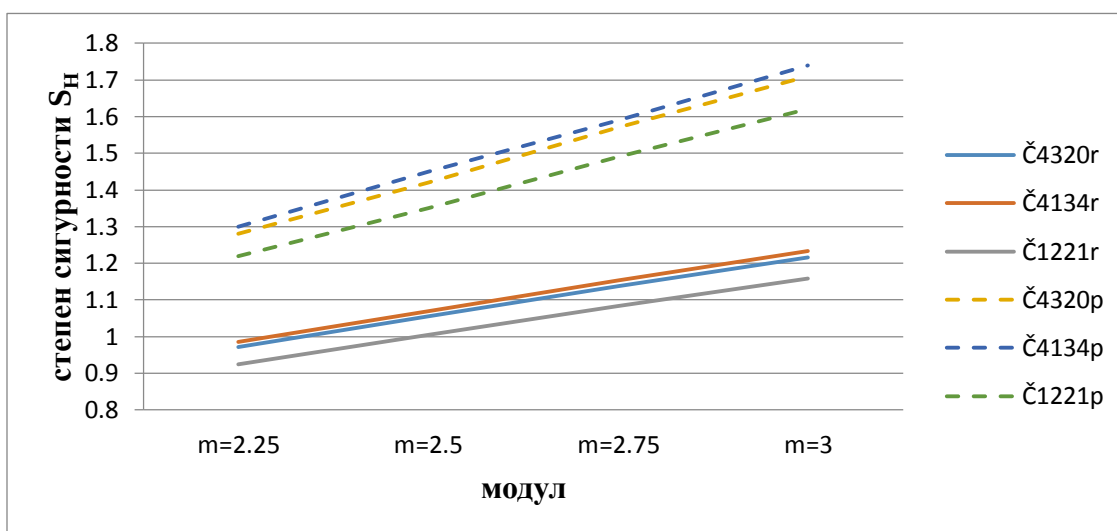
Слика 4.12 Степен сигурности у зависности од материјала и модула зупчаника за ширину зупчаника $b=27$



Слика 4.13 Степен сигурности у зависности од материјала и модула зупчаника за ширину зупчаника $b=30$



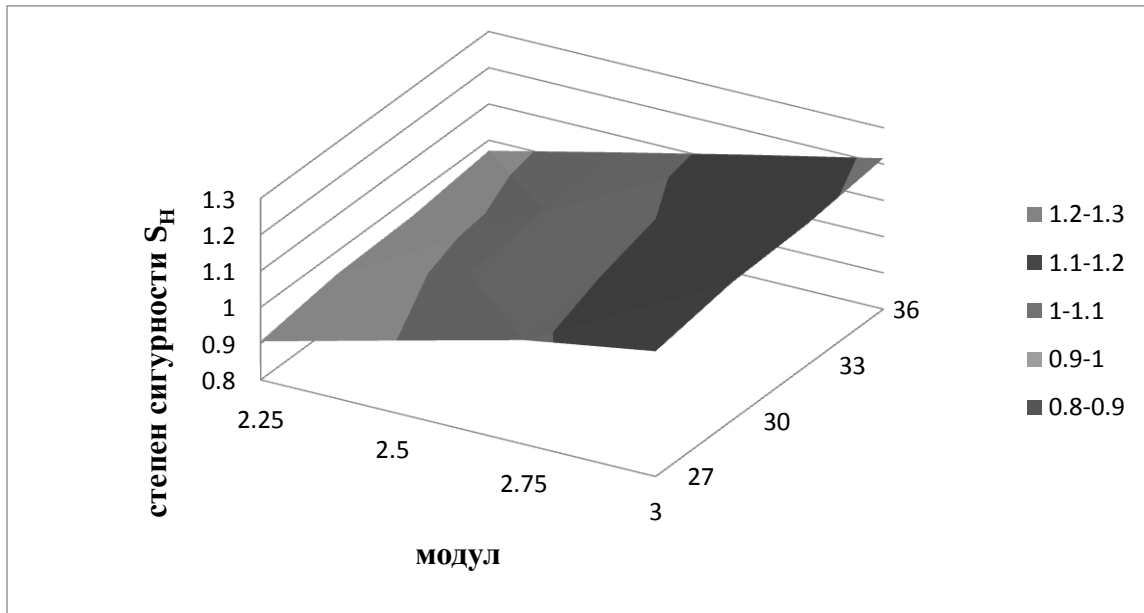
Слика 4.14 Степен сигурности у зависности од материјала и модула зупчаника за ширину зупчаника $b=33$



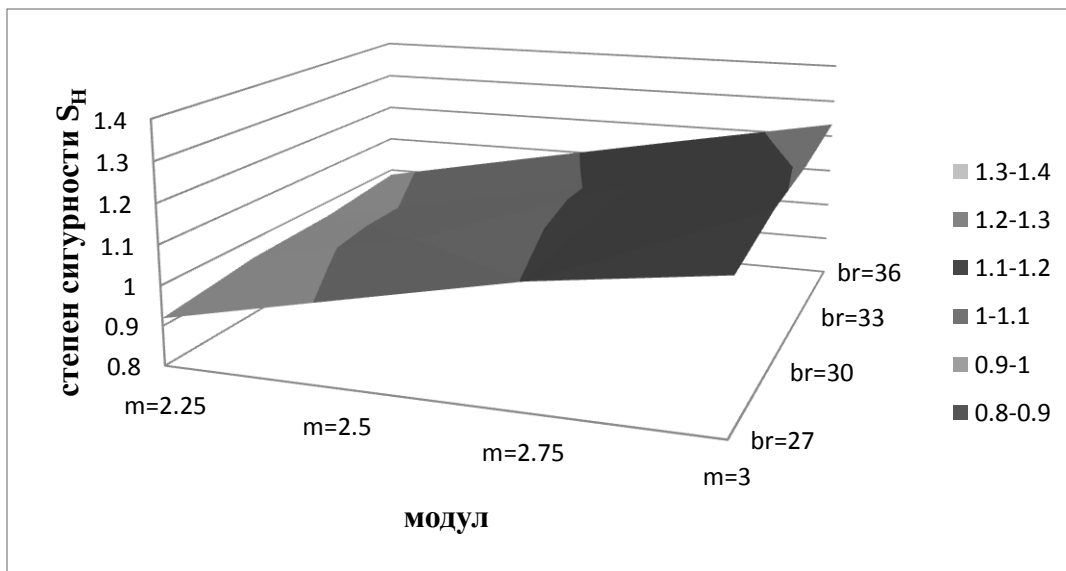
Слика 4.15 Степен сигурности у зависности од материјала и модула зупчаника за ширину зупчаника $b=36$

Дијаграми зависности степена сигурности од модула и челика приказани су на сликама 4.12-4.15. Пуним линијама су приказане вредности добијене по литератури а испрекиданим вредности добијене програмом. Најбржи раст степена сигурности је на овим сликама, односно када степен сигурности зависи од материјала и модула.

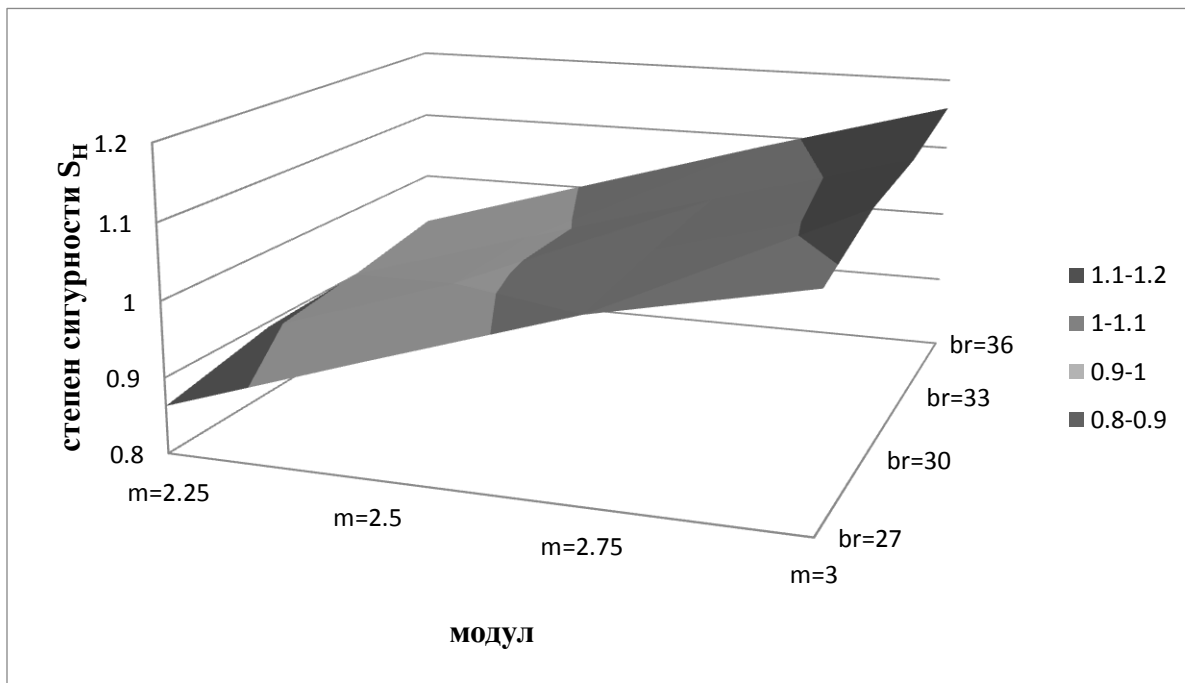
На сликама 4.16 до 4.18 приказани су просторни дијаграми зависности степена сигурности, чије су вредности добијене прорачуном према литератури, од ширине зупчаника и модула за челике Č4320, Č4314 и Č1221.



Слика 4.16 Просторни приказ зависности степена сигурности од модула и ширине зупчаника за материјал Č4320



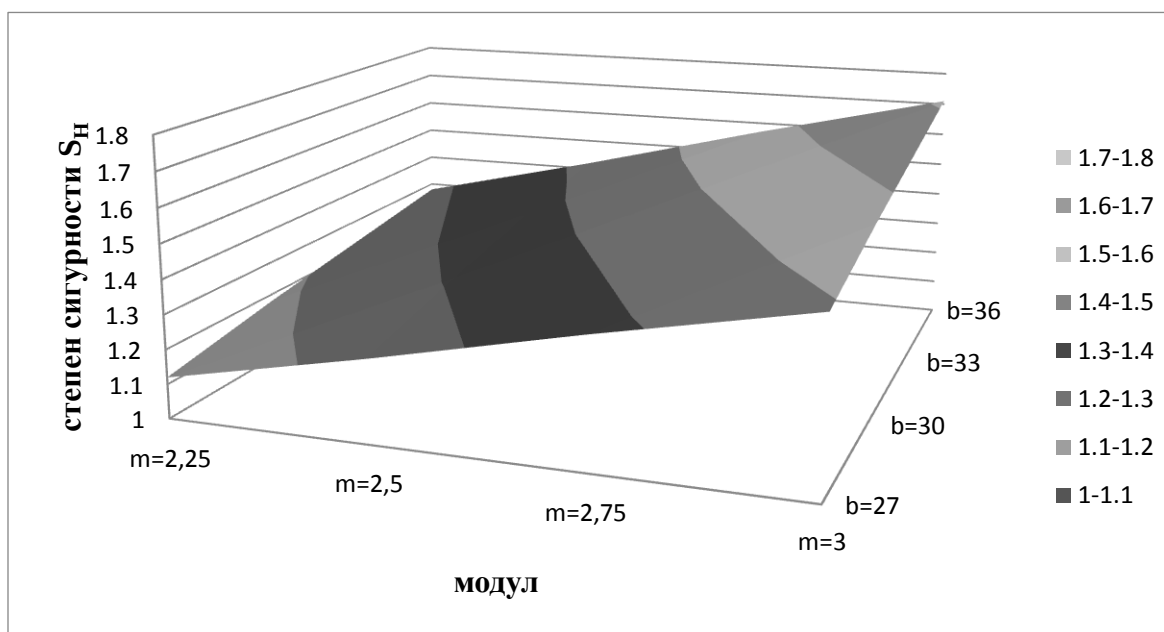
Слика 4.17 Просторни приказ зависности степена сигурности од модула и ширине зупчаника за материјал Č4134



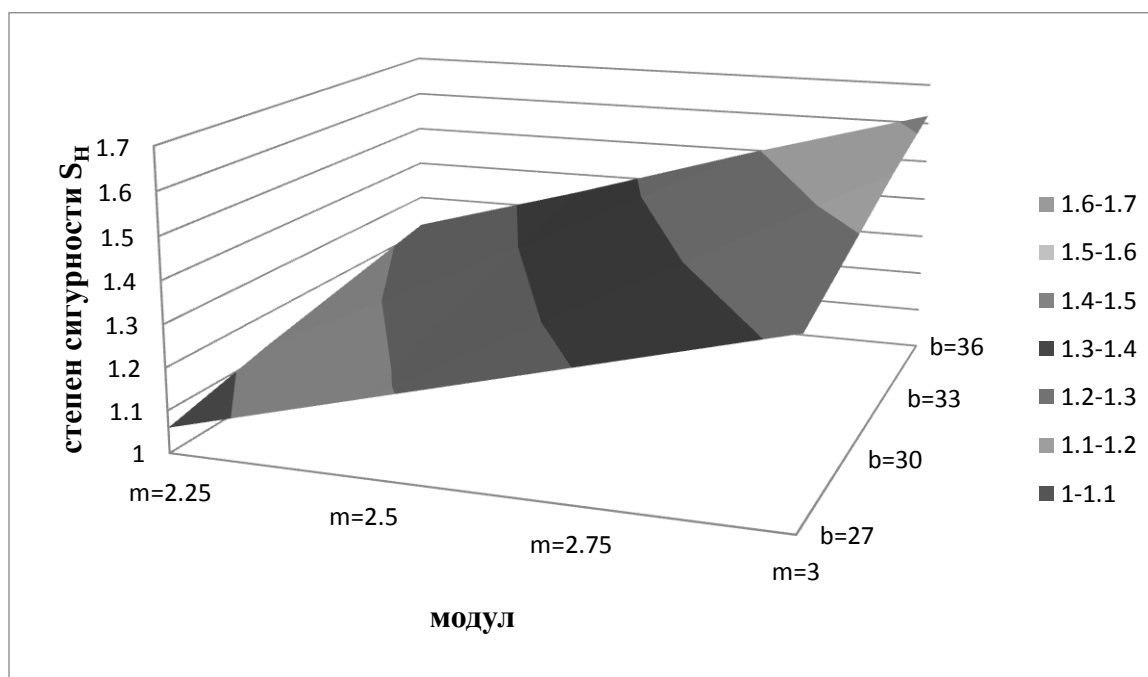
Слика 4.18 Просторни приказ зависности степена сигурности од модула и ширине зупчаника за материјал Č1221

Према препорукама степен сигурности би требао да буде најмање једнак 1. На сликама 4.16-4.18 се види да за модул $m=2,25\text{mm}$ и ширине $b=27\text{mm}$ и $b=30\text{mm}$ степен сигурности је доста мали и није препоручљиво израђивати овакве конструкције, док конструкције са модулом $m=2,5\text{mm}$ и ширинама $b=27\text{mm}$ и $b=30\text{mm}$ треба узимати са резервом. Најбољи је степен сигурности од 1-1,1. Овај степен сигурности се добија за модул $m=2,5\text{mm}$ и ширине $b=33\text{mm}$ и $b=36\text{mm}$, за модул $m=2,75\text{mm}$ и ширине $b=27\text{mm}$, $b=30\text{mm}$, $b=33\text{mm}$ и $b=36\text{mm}$, као и за модул $m=2,75\text{mm}$ и ширину $b=27\text{mm}$.

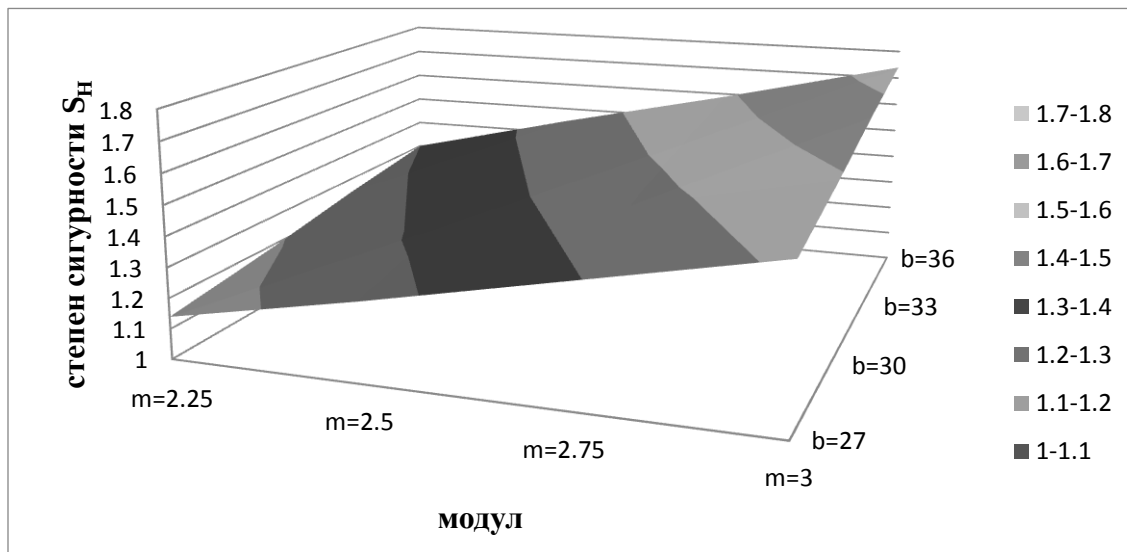
На сликама 4.19 до 4.21 приказани су просторни дијаграми зависности степена сигурности, чије су вредности добијене прорачуном у програму MITCalc, од ширине зупчаника и модула за челике Č4320, Č4314 и Č1221.



Слика 4.19 Просторни приказ зависности степена сигурности од модула и ширине зупчаника за материјал Č4320



Слика 4.20 Просторни приказ зависности степена сигурности од модула и ширине зупчаника за материјал Č4134



Слика 4.21 Просторни приказ зависности степена сигурности од модула и ширине зупчаника за материјал Č1221

На сликама 4.19-4.21 се види да су степени сигурности добијени у програму доста већи од вредности добијених прорачуном по литератури, због тога није препоручљиво узимати као меродавним вредности степена сигурности које су веће од један. Најбоље би било узимати вредности степена сигурности од 1,3-1,5. Мање од ових вредности није препоручљиво узимати. А узимањем већих вредности може доћи до предимензионисања.

4.10 Маса зупчаника

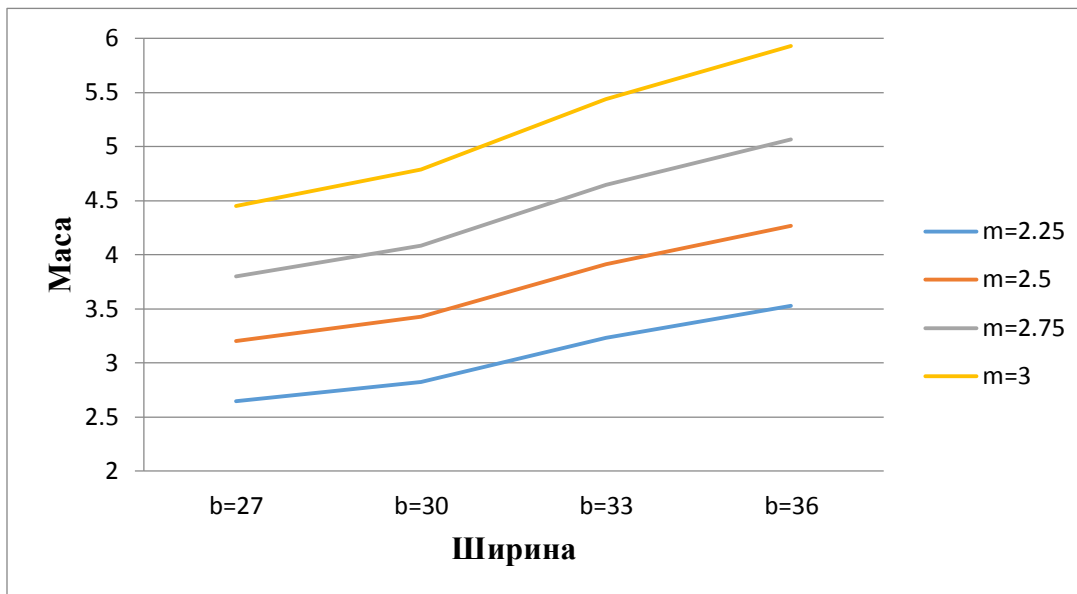
За модуле зупчаника $m=2,25-3\text{mm}$, ширине $b=27-36\text{mm}$ и бројеве зубаца: $z_1=20$, $z_2=25$ и $z_3=70$ маса је приказана у табели 4.29.

Одступања маса у процентима су обележена са $\delta M [\%]$ као референтна вредност за рачунање одступања масе узете су вредности масе за модул $m=2,25\text{mm}$ и одговарајуће ширине.

На слици 4.22 је приказан дијаграм масе у зависности од ширине и модула.

Табела 4.29 Маса зупчаника M [kg] за модуле $m=2,25-3\text{mm}$ и ширине $b=27-36\text{mm}$

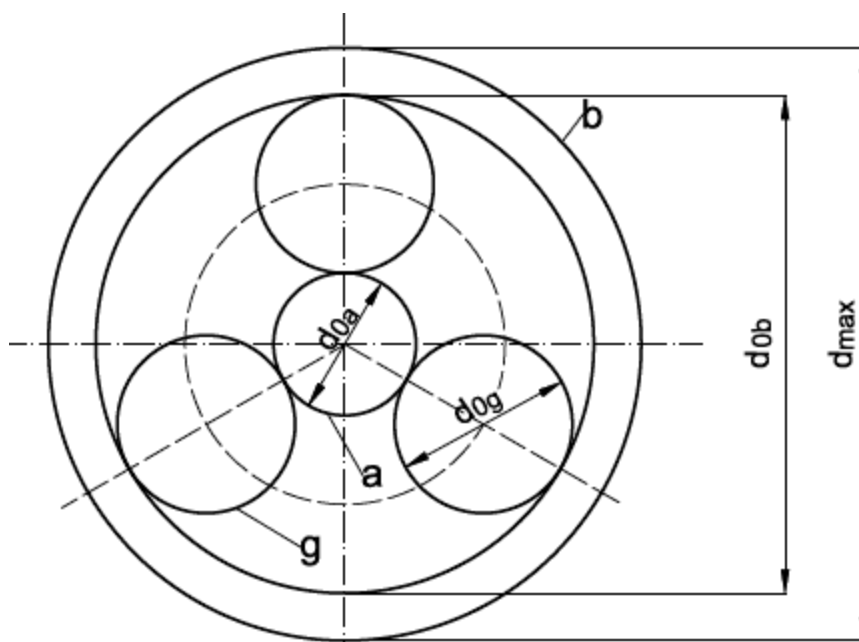
ширина $b[\text{mm}]$	модул $m[\text{mm}]$				одступање масе [%]		
	$m=2,25$	$m=2,5$	$m=2,75$	$m=3$	$\delta M_{m=2,5}$	$\delta M_{m=2,75}$	$\delta M_{m=3}$
$b=27$	2,646963	3,20131	3,802001	4,449036	20	43,3	68,08
$b=30$	2,826992	3,430258	4,085017	4,79127	21,34	44,5	69,48
$b=33$	3,235176	3,912712	4,64689	5,437711	20,9	43,64	68,08
$b=36$	3,529283	4,268413	5,069334	5,932048	20,94	43,64	68,08
Просечан пораст масе					20,795	43,77	68,43



Слика 4.22 Дијаграм масе у зависности од ширине и модула

Повећање модула доводи до повећања пречника зупчаника. Повећањем пречника зупчаника долази до повећања масе. Такође, и повећањем ширине зупчаника долази до повећања масе.

Промена пречника приказаних на слици 4.23 дата је у табели 4.30.



Слика 4.23 Пречници зупчаника важни за рачунање масе

Табела 4.30 Пречници зупчаника важни за рачунање масе за различите модуле

Модул [mm]	d_{0a} [mm]	d_{0g} [mm]	d_{0b} [mm]	d_{max} [mm]
2,25	45	56,25	157,5	197,5
2,5	50	62,5	175	215
2,75	55	68,75	192,5	232,5
3	60	75	210	250

5. Закључак

Сваки машински склоп се састоји од погонске и радне машине. Погонске и радне машине се израђују са различитим бројем обртаја. Због тога се користе преносници као посредници при преношењу механичке енергије од погонске ка радној машини. Од свих типова преносника највише се користе механички преносници, и то зупчасти преносници. Посебан случај зупчастих преносника су планетарни преносници. Најпростији планетарни преносник се састоји од централног погонског зупчаника, централног непокретног зупчаника и сателита. Код планетарних преносника се осе централних зупчаника поклапају и непокретне су.

Настанак планетарних преносника датира још из п.н.е. Први податак је да су се они користили за неку врсту компаса. Користили су се и за предвиђање астролошких појава. Данас се користе код превозних средстава, дечијих играчака, алатних и грађевинских машина, сатова, ветрењача и др.

Што се означавања тиче, има више начина означавања планетарних преносника. Неки од тих начина дати су у овом раду. Најбољим се чини означавање према ГОСТ стандарду, јер је тачно означено који зупчаник је погонски, који је непокретан и који је гоњени.

У раду је дат прорачун планетарног преносника који обухвата: прорачун основних параметара планетарног преносника, кинематску анализу, проверу услова монтаже и прорачун чврстоће зупчастих парова планетарног преносника према литератури и помоћу одговарајућег одговарајућег софтвера. Затим је извршено варирање модула, ширине зупчаника и материјала зупчаника у циљу проналажења што оптималнијег решења. Рачуната је и маса зупчаника. Добијени степени сигурности по литератури су мањи од степена сигурности добијених помоћу програма. Као меродавни узимају се подаци добијени прорачуном по литератури. Графички приказ добијених резултата је, такође, дат. На овим графицима се може видети зависност степена сигурности од модула, ширине зупчаника и материјала зупчаника.

Посматрајући добијену масу и степене сигурности, неко најоптималније решење би био планетарни преносник концепције A_{ha}^b са модулом $m=2,75 \text{ mm}$, ширином $b=30 \text{ mm}$ и чији је материјал зупчаника $\check{C}4320$. Овај планетарни преносник задовољава прорачун и према литератури и помоћу софтвера. 3D модел овог планетарног преносника дат је у прилогу.

Прилог: 3D модел планетарног преносника



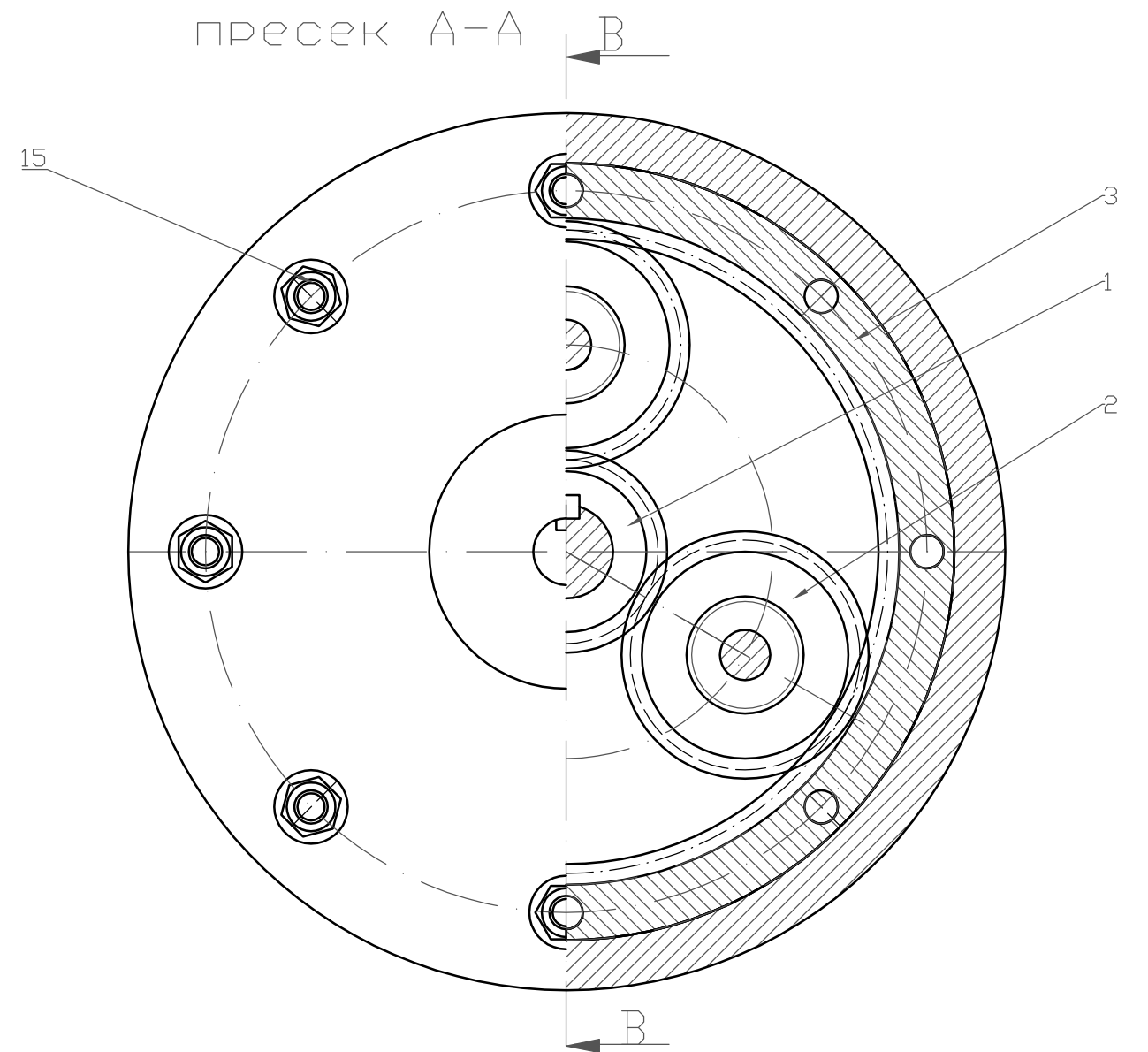
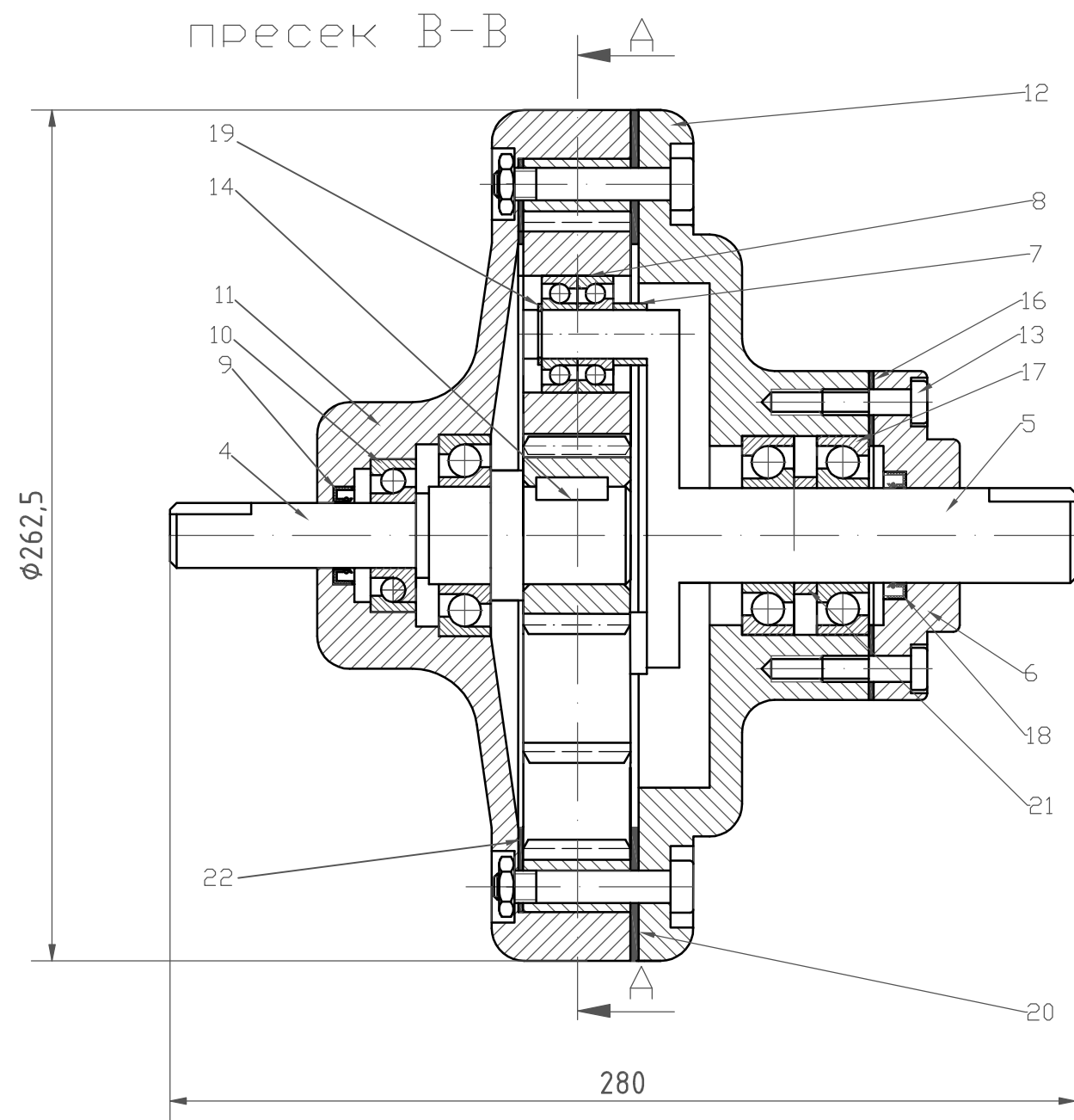


Литература

- [1] Војислав Милтеновић: Машински елементи-облици, прорачун, примена, Машински факултет-Ниш, Ниш, 2009
- [2] Вера Николић: Машински елементи- теорија прорачун, примери, Машински факултет-Крагујевац, Крагујевац, 2004.
- [3] Спасоје Драпић: Машински елементи 2, Завод за уџбенике Београд, Београд 2007.
- [4] Синиша Кузмановић: Машински елементи, ФТН издаваштво, Нови Сад 2010.
- [5] Е.В. Ташкинова :ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ-Методические указания к лабораторной работе, Министерство образования и науки Российской Федерации Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Кафедра Механика композиционных материалов и конструкции, Издательство Пермского национального исследовательского политехнического университета 2012.
- [6] Г.А. Тимофеев: Теория механизмов и машин, Московский государственный технический университет им. Н.З.Баумана, Москва, 2010.
- [7] Faydor L. Litvin; Alfonso Fuente: Gear Geometry and Applied Theory, Cambrige Univerity press, 2004.
- [8] Живота Живковић: Теорија машина и механизма-Кинематика, Машински факултет, Ниш, 1992.
- [9] Damir Jelaska: Gears and gear drives, University of Split, Croatia, 2012
- [10] А. В. КУЗЬМИН, И. М. ЧЕРНИН, Б. С. КОЗИНЦОВ: РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН-СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ, ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА, Минск, 1986.
- [11] Е. Mikhailov, V. Tarabarin, Models of the gears with variable transmission ratio in the collection of Bauman Moscow State Technical University, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011.
- [12] <http://www.thingiverse.com/thing:27233>
- [13] <http://www.chibadies.co.jp/en/products/contents03.html>

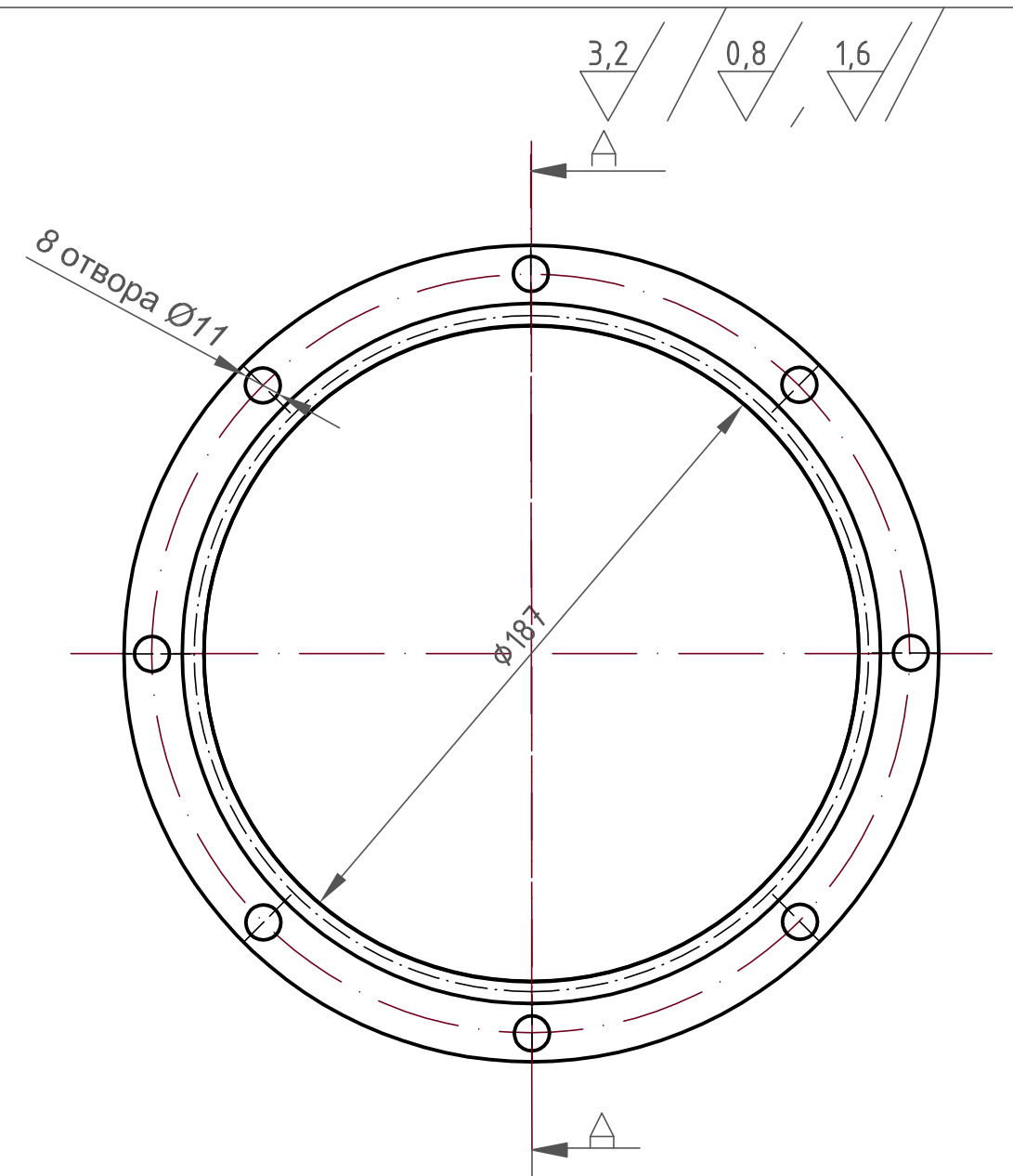
- [14] <http://www.8625plusplus.com/products/NCG-SJ-en.htm>
- [15] <http://www.gearmfg.com/>
- [16] <http://www.speedreducer.org/aluminum-gears.html>
- [17] Слободан Танасијевић, Александар Вулић: Механички преносници-планетарни преносници и варијатори, Машински факултет, Крагујевац, 2006
- [18] <http://www.toptenz.net/wp-content/uploads/2012/08/compass-ancient-chinese.jpg>
- [19] <http://www.antikythera-mechanism.gr/node/202>
- [20] http://en.wikipedia.org/wiki/Antikythera_mechanism
- [21] NASA Contractor Report 3793, R. August, R. Kasuba, J. L. Frater, and A. Pintz : Dynamics of Planetary Gear Trains, Cleveland State University Cleveland, Ohio june, 1984.
- [22] <http://www.egr.msu.edu/~lira/supp/steam/wattbio.html>
- [23] <http://www.heritage-images.com/Preview/PreviewPage.aspx?id=1158332&licenseType=RM&from=search&back=1158332&orntn=2>
- [24] Нијази Ибрахими: Оптимизација планетарних преносника, Магистарски рад, Машински факултет, Београд, 1979.
- [25] Божидар Росић: Планетарни преносници, Машински факултет, Београд, 2003
- [26] Zoltán Lévai: Structure and analysis of planetary gear trains, Journal of mechanisms Vol.3, Great Britain, 1968., page 131-148.
- [27] <http://www.lisaboyer.com/Claytonsite/copernicanplanetaryorrerypage.htm>
- [28] <http://www.coroflot.com/h0n0r/geartoy>
- [29] <http://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-000-how-and-why-machines-work-spring-2002/study-materials/PlanetaryGearTrains.pdf>
- [30] <http://www.amazon.com/Black-Decker-AS6NG-Alkaline-Screwdriver/dp/B004HY3APW>
- [31] http://www.wwindea.org/technology/ch01/en/1_2_3_3.html
- [32] <http://www.ridemonkey.com/forums/f19/g-boxx-planetary-first-pics-164697/index35/>

- [33] <http://scootercommunity.com.au/forums/t/18482.aspxphp?t=738694>
- [34] http://www.stmuk.co.uk/Gallery/Industrial_Gearbox_Applications
- [35] <http://www.timeandwatches.com/2013/05/flashutte-original-senator-chronometer.html>
- [36] http://www2.mmae.ucf.edu/eml4024-06su/Christopher_Aul/FINALREPORT.htm
- [37] http://dc-corp.resource.bosch.com/media/general_use/products/product_groups/mobile_hydraulics_1/gears_1/planetary_gear_units_for_mobile_applications/_main_6/GFB_2000_header_w734.jpg
- [38] В. Н. Кудрявцев: Планетарные передачи, Москва, 1966
- [39] Бранко Глигорић, Милан Глигорић: Механизми-Основе структуре, кинематике, кинетостатике, синтезе и моделирања кретања.
- [40] С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин, Г. М. Нцкович, В. П. Козинцов :Курсовое проектирование ДЕТАЛЕЙ МАШИН, МАШИНОСТРОЕНИЕ, МОСКВА,1988.



22	1	заптивка	гума	
21	1	чаура	Ø36x7	
20	1	заптивка	гума	
19	3	прстенасти ускочник	DIN471 15x1	
18	1	семеринг	DIN 3760A A 30x40x7	
17	3	лежај 7206 В	DIN628	
16	1	заптивка	гума	
15	8	вијак М10	DIN7984	
14	1	клин А 8x7x22	DIN6885	
13	8	вијак М8	DIN7984	
12	1	кућиште 2	SL 20	
11	1	кућиште 1	SL 20	
поз	ком	назив	материјал	примедба

10	1	лежај 7204 В	DIN628	
9	1	семеринг	DIN 3760A A 20×30×7	
8	6	лежај 7202 В	DIN628	
7	3	чаура за осигурање лежајева носача	Ø19×10	
6	1	поклопац кућишта	SL 20	
5	1	носач сателита	C0645	
4	1	погонско вратило	C0645	
3	1	зупчаник са унутрашњим озубљењем	C4320	
2	1	сателит	C4320	
1	1	централни погонски зупчаник	C4320	
поз	ком	назив	материјал	примедба
				Маса:
				Размера: 1:2
				Планетарни редуктор
		Датум		
		Цртао		
		Оверио		
		Стандард		
				в.м.001
				1
				A3
Ст.и.	Измене	Датум	Име	

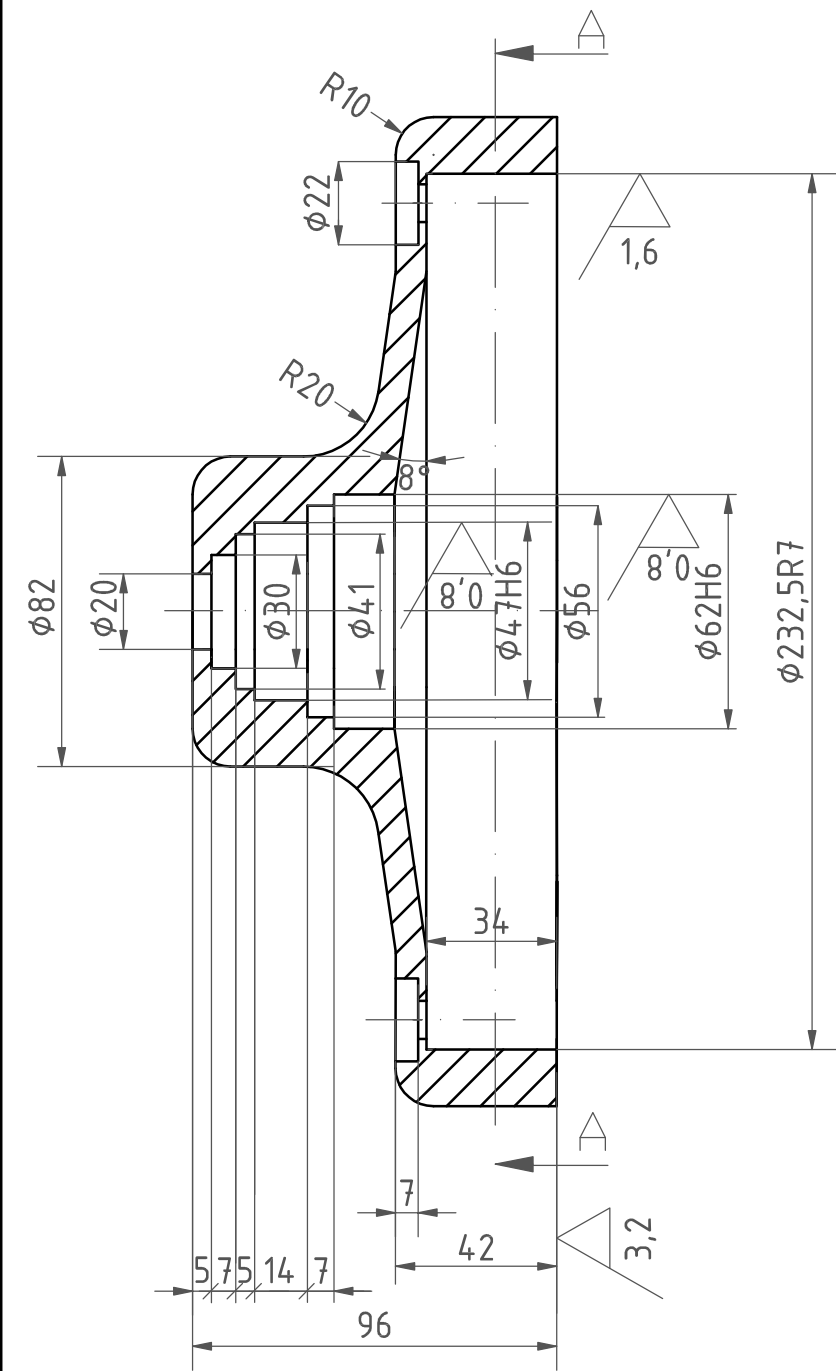


		Материјал: С4320				Маса:		Размера: 1:2	
				Датум		Централни зупчаник са унутрашњим озубљењем			
				Цртао	Славица Миладиновић				
				Оверио					
				Стандард					
				Факултет инжењерских наука Крагујевац		в.м.002			2 А3
Ст.и.	Измене	Датум	Име						

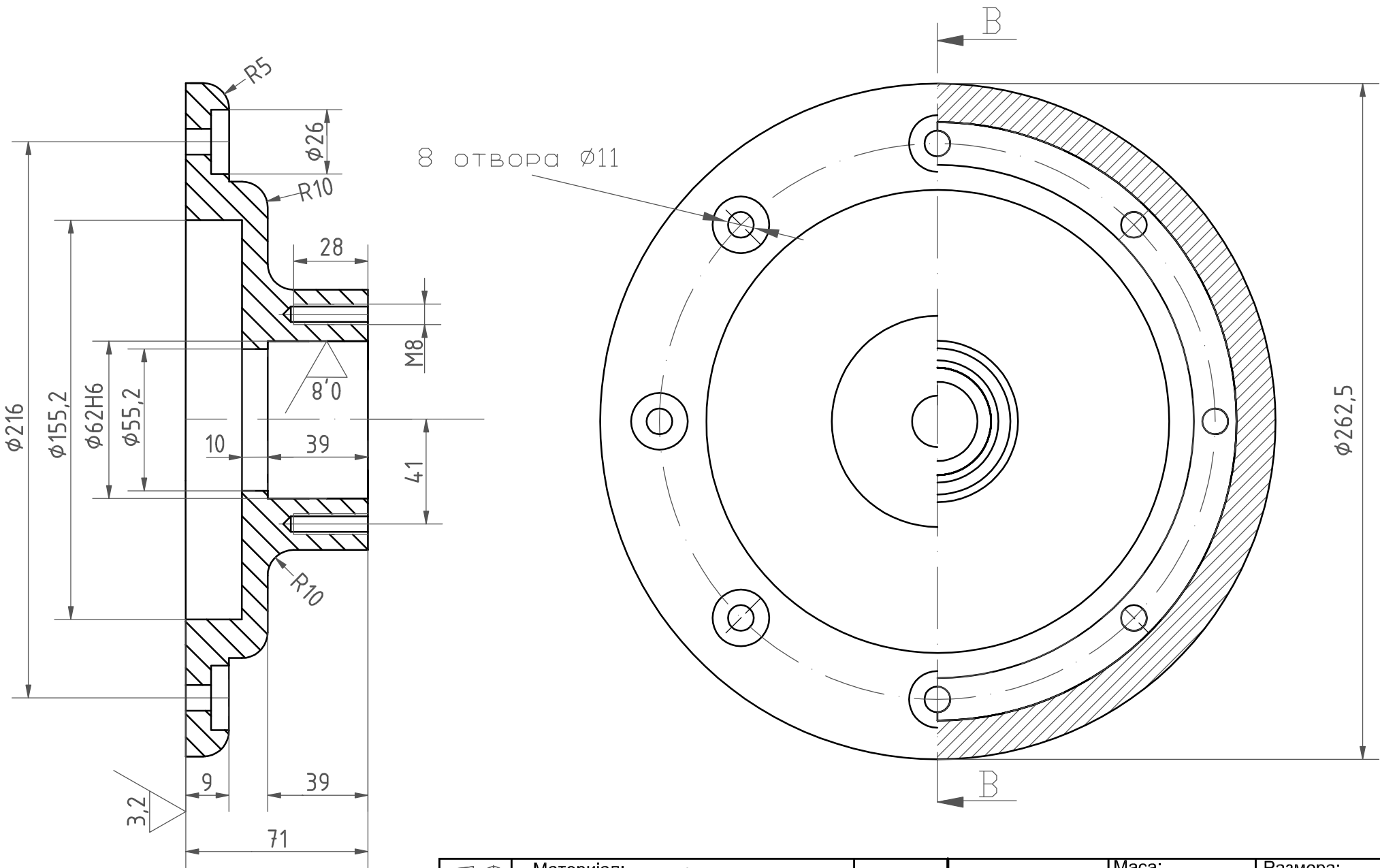
ø232,5R7	-0,038
	-0,084
ø62H6	0,019
	0
ø47H6	0,016
	0



пресек B-B



пресек A-A



Материјал: SL 20				Маса:		Размера: 1:2	
			Датум			Кућиште	
			Цртао	Славица			
			Оверио	Миладиновић			
			Стандард				
				Факултет инжењерских наука Крагујевац		В.М.003	
Ст.и.	Измене	Датум	Име			3 А3	