

**Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу**



**Назив студијског програма: Машинско инжењерство**

**Ниво студија: Основне академске студије**

**Модул: Производно машинство**

**Предмет: Машине алатке**

**Број индекса: 41/2009**

**Александар Г. Марковић**

**Пројектовање преносника машина у обради  
бушењем  
завршни рад**

**Комисија за преглед и одбрану:**

1. **Др проф. Богдан Недић - ментор**
2. \_\_\_\_\_
3. \_\_\_\_\_

Датум одбране: \_\_\_\_\_

Оцена: \_\_\_\_\_

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да изврши систематизацију података везана за прорачуне преносника код машина у обради бушењем. На почетку треба извршити поделу машина у обради бушењем. У даљем делу рада објаснити поступак прорачуна главног и помоћног кретања који је неопходан за моделирање преносника. Затим треба показати поступак моделирања неопходних делова (зупчаника, вратила, лежаја, чаура...) и на крају прикзати и објаснити поступак њиховог склапања у целину (преносници за главно и помоћно кретање).

#### Препоручена литература:

- 1) Богдан Недић: Машине Алатке- Пројектовање преносника машина алатки, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2011.
- 2) Горан Девеџић и др.: 3D Моделирање производа- Методичка збирка задатака, Машински факултет, Крагујевац, 2009.
- 3) Светислав Захар: Машине алатке 1, Југословенско друство за трибологију, Крагујевац, 1993.

Крагујевац, Јул 2012

ментор:

Име, презиме и звање ментора

---

#### Резиме:

У оквиру завршног рада извршена је систематизација података везана за прорачуне преносника код машина у обради бушењем. Детаљно је приказан начин прорачуна зупчастих преносника, вратила и лежајева. У посебном поглављу приказан је пример прорачуна преносника главног кретања код машина у обради бушењем. На крају рада извршено је моделирање преносника за главно и помоћно кретање.

Кључне речи: бушење, преносници, пужни преносник, зупчаста летва, моделирање, пројектовање.

#### Resume:

In the final work was done systematization of data related to the calculation of transmission machinery in drilling. A detailed budget showing how gear, shafts and bearings. A separate chapter show an example calculation of the main gear in motion machinery in drilling. At the end of the modeling work done for the main gear and support the movement.

Keywords: drilling, gears, worm gears, gear rack, modeling, design.

# Садржај

|                                                       |    |
|-------------------------------------------------------|----|
| 1. Увод .....                                         | 1  |
| 2. Машине у обради бушењем.....                       | 3  |
| 2.1 Једновретене бушилице.....                        | 3  |
| 2.2 Вишевретене бушилице.....                         | 7  |
| 2.3 CNC бушилице.....                                 | 8  |
| 3. Пример прорачуна преносника за главно кретање..... | 10 |
| 3.1 Полазни подаци неопходни за прорачун.....         | 10 |
| 3.2 Усвајање корака и прорачуни.....                  | 10 |
| 3.3 Усвајање алата.....                               | 11 |
| 3.4 Прорачун броја ступњева промене преноса.....      | 12 |
| 3.5 Прорачун снаге машине.....                        | 16 |
| 3.6 Прорачун броја зуба зупчаника.....                | 20 |
| 3.7 Прорачун стварног броја обртаја.....              | 24 |
| 3.8 Провера грешке.....                               | 25 |
| 3.9 Прорачун модула.....                              | 26 |
| 3.10 Прорачун вратила преносника главног кретања..... | 27 |
| 3.11 Димензионисање вратила.....                      | 31 |
| 3.12 Избор лежаја .....                               | 33 |
| 4. Пример прорачуна преносника помоћног кретања.....  | 34 |
| 4.1 Усвајање корака и прорачун броја ступњева.....    | 34 |
| 4.2 Брзине у обради бушењем.....                      | 35 |
| 4.3 Прорачун броја зуба зупчаника.....                | 36 |

|                                                            |    |
|------------------------------------------------------------|----|
| 4.4 Провера стварне вредности корака у обради бушењем..... | 40 |
| 4.5 Провера грешке.....                                    | 41 |
| 4.6 Израчунавање модула .....                              | 42 |
| 4.7 Усвајање вратила .....                                 | 42 |
| 4.8 Усвајање лежаја .....                                  | 42 |
| 5. Пројектовање преносника машина у обради бушењем.....    | 43 |
| 5.1 Моделирање преносника .....                            | 43 |
| 5.2 Формирање склопа .....                                 | 52 |
| 6. Закључак .....                                          | 63 |
| 7. Литература .....                                        | 64 |

## 1. Уводно разматрање

Машине које се користе за израду, као и за обраду већ постојећих отвора су машине у обради бушењем – бушилице. Прве бушилице су се појавила пре око 3500 година, и састојале су се од каменог врха који је окретао рукама.

Са развојем науке и технике, а са тиме и индустрије јавила се потреба за унапређењем и развојем нових савременијих машина у обради бушењем, на којима су се могле изводити следећи захвати:

- бушење рупа и отвора бургијама;
- проширивање већ постојаћих отвора проширивачима и развртачима;
- израда навоја у отвору урезницама;
- упуштање отвора чеоним упуштачима и обарање ивица у отворима коничним упуштачима;
- израда отвора сложених профила.

У зависности од захтева производње, као и од захтева корисника машине у обради бушењем се могу разврстати на различите начине. Према положају главног вретена могу се поделити на хоризонталне и вертикалне. Према броју главних вретена се деле на:

- једновретене (слика 1.1);
- вишевретене (слика 1.2).



Слика 1.1 Једновретена бушилица



Слика 1.2 Вишевретена бушилица

Једновретене бушилице су намењене појединачној и серијској производњи. У ову групу бушилица спадају:

- вертикалне бушилице (стоне и стубне);
- радијалне бушилице;
- координатне бушилице.

Вишевретене бушилице су пројектоване са циљем коришћења у масовној производњи. У ову групу машина спадају:

- редне (агрегатне) бушилице;
- бушилице са вишевретеном главом;
- вишевретене бушилице.

У другом поглављу биће приказана подела машина у обради бушењем. У истом том поглављу укратко ће бити описана свака од датих врста машина. У даљем делу рада, поглавље 3 и 4, детаљно је приказано на који се начин врши прорачун преносника машина у обради бушењем, који је неопходан за даље моделирање делова и преносника. У поглављу 5. је приказано како се врши моделирање неопходних делова преносника помоћног и главног кретања код машина у обради бушењем. Такође је у том поглављу детаљно објашњено како се врши формирање склопова (померљивих група зупчаника, вратила и коначно преносника кретања).

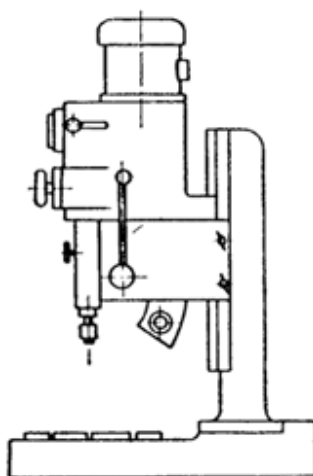
## 2. Машине у обради бушењем

### 2.1 Једновретене бушилице

Вертикалне бушилице са једним стубом су најраспрострањеније бушилице, и деле се на:

- стоне;
- стубне.

Стоне бушилице (слика 2.1) су пројектоване тако да немају свој радни сто већ се причвршћују на браварски сто. По правилу стоне бушилице су користе за мање радне предмете и мале отворе (пречника до 10 mm). Због бушења пречника малих отвора морају да располажу великим бројевима обртаја, ради постизања потребне брзине бушења. Помоћно кретање код ових машина се најчешће изводи ручно, помоћу ручице.

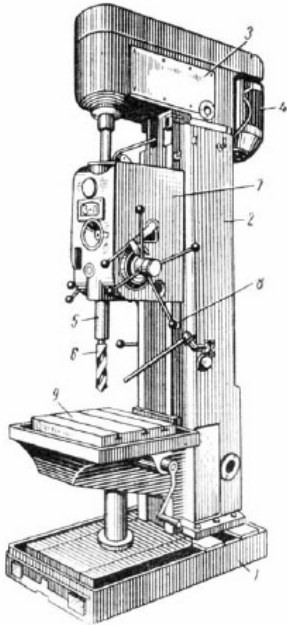


Слика 2.1 Стона бушилица

Стубна бушилица (слика 2.2) је име добила по стубу који носи радни сто и преносник за главно и помоћно кретање. Стубне бшилице се користе за веће радне комаде и веће отворе (пречника до 25 mm). Брзина главног кретања код стубних бушилица се мења премештањем каиша степенастог преносника, што је приказано сликом 2.3, као и помоћу померљивих група зупчастих преносника. Помоћно кретање се узима са одговарајућег вратила преносника главног кретања,

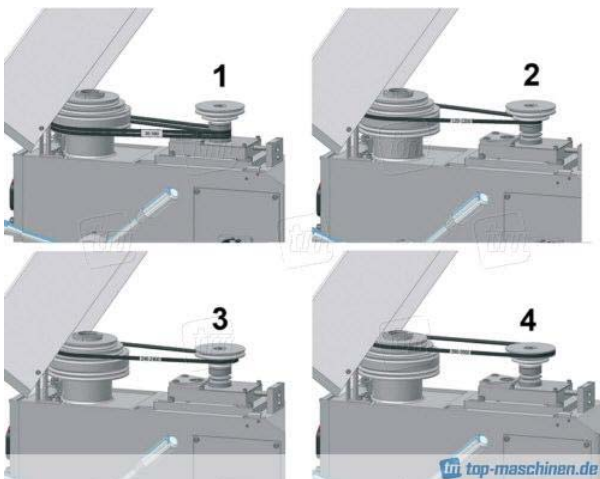
мада помоћно кретање може бити ручно. Сликаом 2.4 је приказана кинематска шема стубне бушилице, и у наредним поглављима ће детаљније бити објашњено пројектовање као и прорачуни преносника стубне бушилице.

Сликаом 2.2 је приказана стубна бушилица са наведеним позицијама:

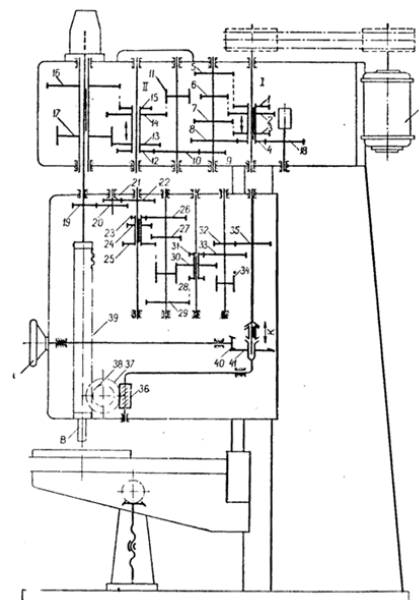


На постољу бушилице (1) налази се стуб (2), на чијем је врху постављен преносник за главно кретање (3) који погон добија од електромотора (4). Алат за обраду (6) је постављен у главно вретено (5) које је смештено у носач главног вретена. У носачу главног вретена смештен је преносник уа остваривање аутоматског помоћног кретања, тј. Вертикалног помака ка предмету обраде. Помоћно кретање главног вретена се може остварити и ручно, окретањем ручице (8), при чему се искључује аутоматско помоћно кретање. Радни предмет је постављен на сто (9), који је вертикално померљив ради лакшег позиционирања радног предмета.

Слик 2.2. Стубна бушилица

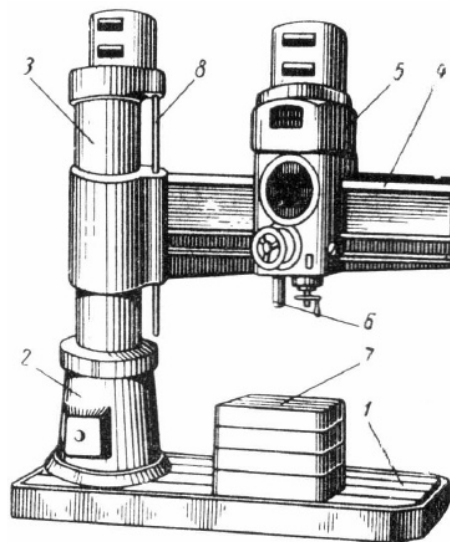


Слика 2.3 Пронема брзине главног кретања  
код стубне бушилице



Слика 2.4 Кинематска шема  
стубне бушилице

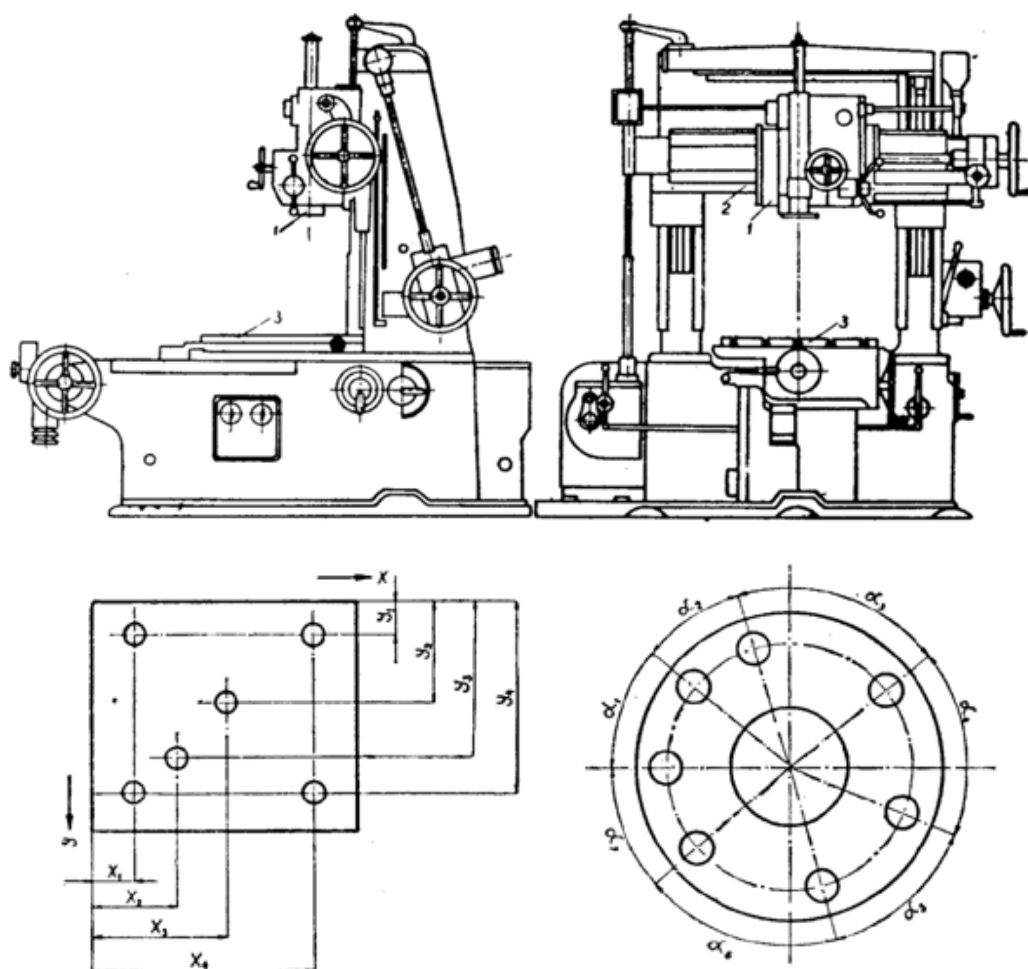
Радијалне бушилице (слика 2.5) се користе за обраду тежих радних предмета већих димензија. Код ових машина постоји могућност да се при обради више отвора радни предмет не помера за сваки отвор. Главна карактеристика ове машине је та што постоји могућност да се конзола обрће око вертикалног стуба. Дуж осе конзоле носач главног вретена се може радијално домеради, тако да се алата за бушење лако позиционира на одговарајуће месато. На носачу главног вретена постављен је електро мотор, који преко преносника за главно и помоћно кретање даје погон главном вретену. Главно обртно кретање остварује главно вретено преко преносника за главно кретање које добија погон од свог електромотора, а помоћно вертикално кретање ка предмету обраде остварује такође главно вретено.



Слика 2.5 Радијална бушилица

Координатне бушилице (слика 2.6) представљају специјалне, веома прецизне бушилице које омогућавају најтачније бушење без претходног одмеравања рупа. Носач глав вретена је померљив дуж попречног носача. Сто бушилице има могућност хоризонталног померања. Сва ова три померања у три осе координатног система врх алата се доводи у положај обраде отвора. На машини постоји посебан оптички мерни уређај који омогућава тачана читавања померања.

Координатне бушилице се изводе са ручним командама или као нумерички управљане. Ове машине се углавном користе у појединачној производњи, где се захтева велика тачност.



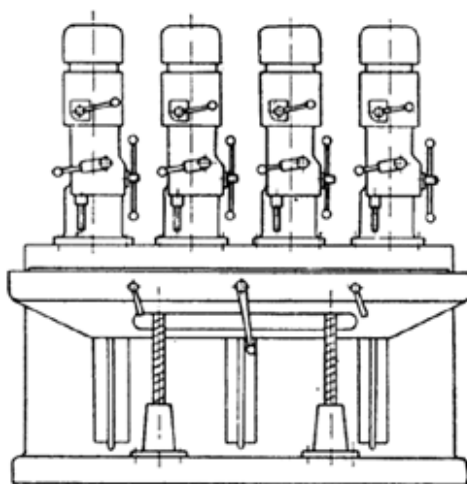
Слика 2.6 Координатне бушилице

Основне експлоатацијске карактеристике једновртетених бушилица су:

- коефицијент прецизности  $C_{mp}$  и тачности машине  $C_{mpk}$ ;
- погонска снага машине  $P$  и механички степен искоричћења снаге  $\mu$ ;
- распон бројева обртаја  $n_{min} - n_{max}$  и геометријски фактор промене преносника главног кретања  $\phi_n$ ;
- распон корака  $s_{min} - s_{max}$  и геометријски фактор промене преносника помоћног кретања  $\phi_s$ ;
- габарити предмета обраде (максимални пречник и дубина бушења).

## 2.2 Вишевретене бушилице

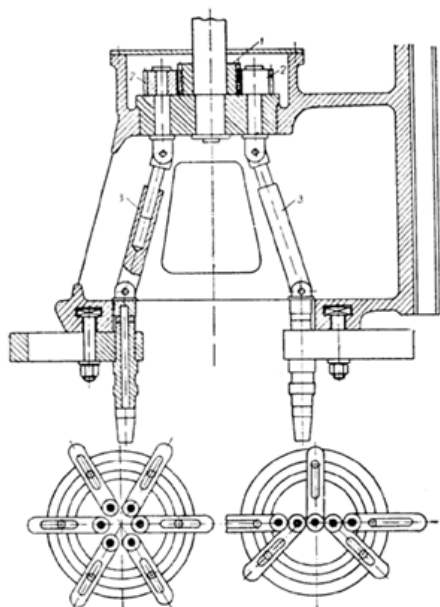
Редне бушилице (слика 2.7) су у ствари стоне бушилице смештене у ред на заједночком постољу. У сваком од вретена је постављен други алат, према реду операција. Померање радног предмета од вретена до вретена изводи радник.



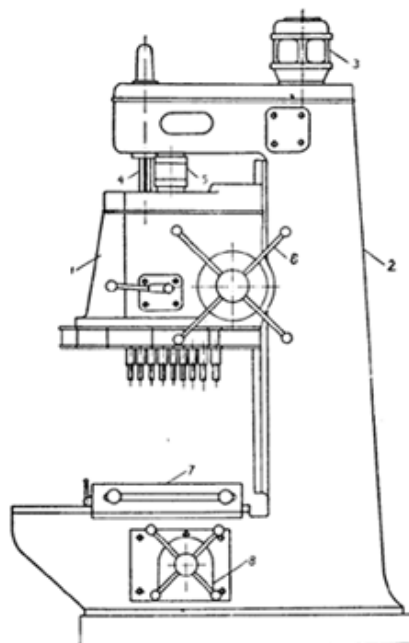
Слика 2.7 Редна бушилица

У високо серијској производњи да би се смањило време израде отвора, конструисана је глава са више вретен. Оваква конструкција представља бушилицу са вишевретеном главом (слика 2.8) која омогућава истовремено бушење отвора. Глава се поставља на главно вретено обичне бушилице са једним вретеном.

Код вишевретених бушилица (слика 2.9) носач главних вретена се вертикално помера по вођицама дуж стуба. Регулисање поретка рупа се врши радијалним померањем држача вретена, при чему се променљивост растојања између карданских зглобова компензује телескопским цевима са уздужним клиновима.



Слика 2.8 Бушилица са вишевретеном главом



Слика 2.9 Вишевретена бушилица

## 2.3 CNC Бушилица

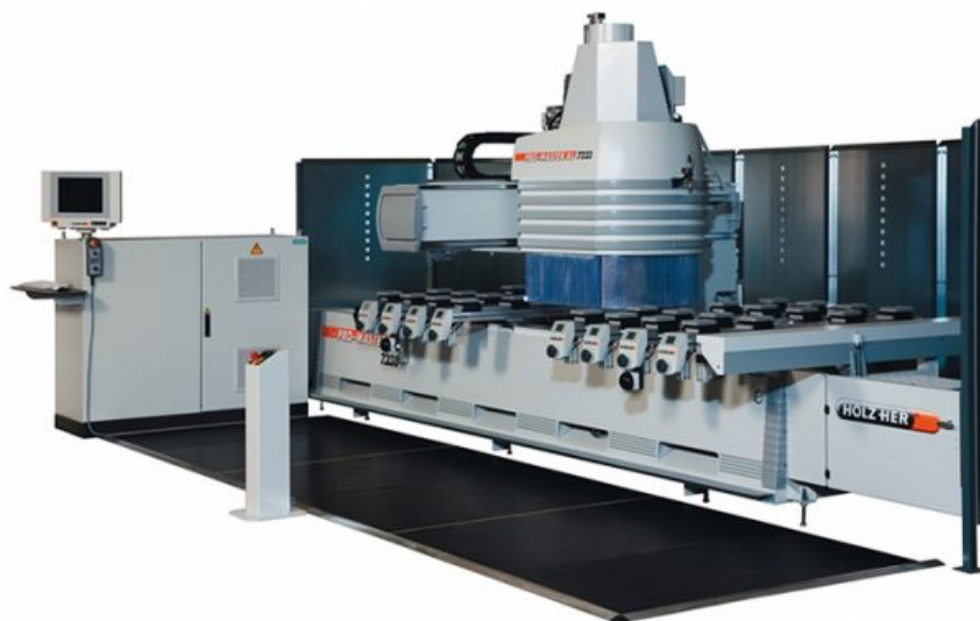
Са развојем технике и технологије, дошло је и до развоја CNC уређаја, тако да се данас у производњи користе CNC бушилице. Коришћењем оваквих уређаја у производњи смањује се време неопходно за израду и обраду постојећих отвора, као и постизање знатно веће тачности обраде. Управљање оваквим уређајима је преко рачунара и може бити даљинско (радник не мора бити поред машине да би њоме управљао). Сликама су представљени неки од модела CNC бушилица који се данас примењују у производњи.



VMC  
3516-S



CNC бушилице



Индустријска CNC бушилица за бушење великог броја отвора



CNC обрадни центар за бушење и обраду отвора

### 3. Пример прорачуна преносника за главно кретање

#### 3.1 Полазни подаци неопходни за прорачун

За задате полазне податке врши се прорачун преносника за главно кретање код бушилице. Полазни подаци су:

- минимални и максимални пречник бургије  $d = 6 \text{ mm}; D = 30 \text{ mm}$
- материјал предмета обраде ---- Легирани челик
- квалитет обрађене површине од  $N = 6$  до  $N = 9$  ( $Ra = 0,8—6,3$ )
- максимална и минимална дубина резања  $\min = 3 \text{ mm}; \max = 130 \text{ mm}$

на основу ових података одређује се корак у обради бушењем, проширивањем и развртањем. Препоручена вредност корака ( $s_1$ ) се усваја на бази података и препорука произвођача алата или на основу литературних података.

#### 3.2 Усвајање корака и прорачуни

За дате полазне податке усвајају се кораци:

у обради бушењем

$$s_{\min \text{bus}} = 0.06 \text{ mm/o} \quad s_{\max \text{bus}} = 0.25 \text{ mm/o}$$

у обради проширивањем

$$s_{\min \text{pros}} = 0.05 \text{ mm/o} \quad s_{\max \text{pros}} = 0.25 \text{ mm/o}$$

у обради развртањем

$$s_{\min \text{raz}} = 0.12 \text{ mm/o} \quad s_{\max \text{raz}} = 0.4 \text{ mm/o}$$

Ширина и дебљина резног слоја при бушењу

$$D = 30 \text{ mm} \quad s_{\max \text{bus}} = 0.25 \text{ mm/o}; \text{ усваја се да се врх бургије } 2\Phi = 120^\circ$$

$$b := \frac{D}{2 \cdot \sin(\Phi)} \quad b = 17.321 \cdot \text{mm}$$

$$h := \frac{s_{\max \text{bus}}}{2} \cdot \sin(\Phi) \quad h = 0.108 \cdot \text{mm}$$

Површина попречног пресека

$$A_{pb} := b \cdot h$$

$$A_{pb} = 1.875 \cdot \text{mm}^2$$

Ширина и дебљина резног слоја код проширивања и развртања

$$d = 6 \text{ mm} \quad s_{\text{maxpros}} = 0.25 \text{ mm/o}; \text{ усваја се да се врх проширивача } 2\Phi = 120^\circ$$

$$z = 6 \quad (z=6 \dots 12)$$

$$b := \frac{D - d}{2 \cdot \sin(\phi)} \quad b = 13.856 \cdot \text{mm}$$

$$h := \frac{s_{\text{maxpros}}}{z} \cdot \sin(\phi) \quad h = 0.036 \cdot \text{mm}$$

Површина попречног пресека

$$A_{pp} := b \cdot h$$

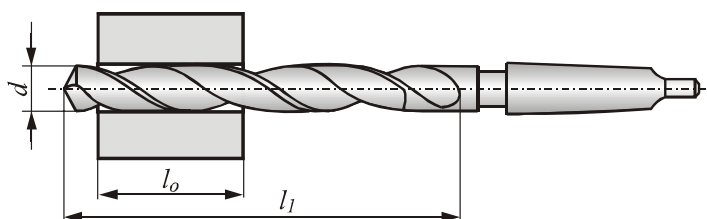
$$A_{pp} = 0.5 \cdot \text{mm}^2$$

### 3.3 Избор алата

Дефинисање алата при обради бушењем подразумева избор стандардног алата, димензија, толеранција израде алата и материјала алата.

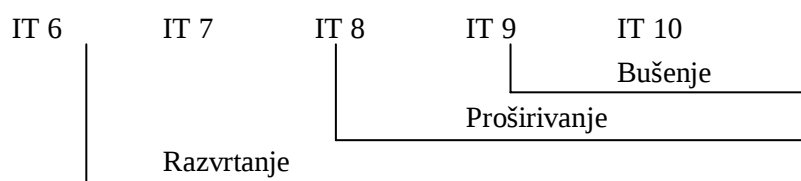
У зависности од врсте материјала предмета обраде, његове затезне чврстоће и тврдоће одређује се материјал алата. У табели 1.1 дате су препоруке за избор материјала алата.

Дубина отвора који се обрађује директно утиче на дужину ожљебљеног дела алата, а тиме и дефинисање стандарда коме алат припада. Ради слободног одвођења струготине и довођења средстава за хлађење и подмазивање, дужина ожљебљеног дела алата (бургије или проширивача) не сме бити мања од (слика 3.1):



Слика 3.1 Одређивање дужине ожљебљеног дела алата

Уколико је на машини потребно израдити отворе у одређеној толеранцији, алати се бирају према слици 3.2.



Слика 3.2 Одређивање алата у зависности од толеранције израде отвора

Стандардни алати у обради бушењем се израђују са ваљкастом и МК дршком. При пројектовању универзалне машине у обради бушењем предвиђа се могућност коришћења обе врсте алата. То се првенствено односи на одређивање димензија дршке алата (димензије МК дршке) или димензије дршке стезног прибора алата (стезне главе или носача стезних чаура за стезање алата са ваљкастом дршком). У зависности од ових димензија дефинише се пречник радног вретена бушилице.

### 3.4 Прорачун броја ступњева промене преноса

#### 3.4.1 Прорачун броја ступњева промене за помоћно кретање

На основу усвојеног минималног и максималног корака и усвајања геометријског фактора промене у обради бушењем  $\Phi$  добијамо:

$$s_{\min} = 0.05 \text{ mm/o} \quad \Phi = 1.25$$

$$s_{\max} = 0.4 \text{ mm/o}$$

$$m_s := 1 + \frac{\log(s_{\max}) - \log(s_{\min})}{\log(\Phi)} \quad m_s = 10.319$$

усваја се да је  $m_s = 12$ . За усвојено  $m_s$  даље се усвајају препоручене вредности корака:

$$s_1 = 0.05 \text{ mm/o} \quad s_5 = 0.125 \text{ mm/o} \quad s_9 = 0.315 \text{ mm/o}$$

$$s_2 = 0.063 \text{ mm/o} \quad s_6 = 0.16 \text{ mm/o} \quad s_{10} = 0.4 \text{ mm/o}$$

$$s_3 = 0.08 \text{ mm/o} \quad s_7 = 0.2 \text{ mm/o} \quad s_{11} = 0.5 \text{ mm/o}$$

$$s_4 = 0.1 \text{ mm/o} \quad s_8 = 0.25 \text{ mm/o} \quad s_{12} = 0.63 \text{ mm/o}$$

### 3.4.2 Прорачун броја обртаја и брзина у обради бушењем, развртањем и проширивањем

| Materijal | Alat         | Rm    | HB  | Cm   | xm   | ym   | Cv    | q   | m   | x   | y   | n    | z |
|-----------|--------------|-------|-----|------|------|------|-------|-----|-----|-----|-----|------|---|
| č 1120    | Bušenje      | 470   | 131 | 240  | 2    | 0.8  | 0.1   | 0.4 | 0.2 | 0   | 0.5 | 0.9  | / |
| č 1220    |              | 575   | 140 | 275  |      |      | 0.1   |     |     |     |     | 0.9  |   |
| č 1730    |              | 852.5 | 243 | 345  |      |      | 874   |     |     |     |     | -0.9 |   |
| č 1120    | Proširivanje | 470   | 131 | 1050 | 0.74 | 0.75 | 0.226 | 0.3 | 0.3 | 0.2 | 0.5 | 0.9  | 1 |
| č 1220    |              | 575   | 140 |      |      |      | 0.226 |     |     |     |     | 0.9  |   |
| č 1730    |              | 852.5 | 243 |      |      |      | 2000  |     |     |     |     | -0.9 |   |

| Vrsta obrade             | Postojanost |
|--------------------------|-------------|
| Bušenje                  | 50 min      |
| Upuštanje (proširivanje) | 80 min      |

У приложеним табелама дате су карактеристике материјала, њихове константе и експоненти неопходни за прорачун брзина бушења и одређивање снаге машине.

#### 3.4.2.1 Прорачун броја обртаја у обради бушењем

##### C10 (Č 1120)

$$C_v = 0.041 \quad q = 0.65 \quad y = 0.7 \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad D_{\max} = 30 \text{ mm}$$

$$m = 0.2 \quad n = 0.9 \quad HB = 131 \quad T = 50 \text{ min} \quad S_{\min} = 0.06 \text{ mm/o} \quad S_{\max} = 0.25 \text{ mm/o}$$

$$n_{\min} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{T^m \cdot S_{\max}^y \cdot D_{\max}^{1-q}} \quad n_{\min} = 390.222$$

$$C_v = 0.1 \quad q = 0.4 \quad y = 0.5$$

$$n_{\max} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\min}^{1-q} \cdot T^m \cdot S_{\min}^y} \quad n_{\max} = 1847.673$$

##### C15 (Č 1220)

$$C_v = 0.041 \quad q = 0.65 \quad y = 0.7 \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad D_{\max} = 30 \text{ mm}$$

$$m = 0.2 \quad n = 0.9 \quad HB = 140 \quad T = 50 \text{ min} \quad S_{\min} = 0.06 \text{ mm/o} \quad S_{\max} = 0.25 \text{ mm/o}$$

$$n_{\max} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\min}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\min}^y} \quad n_{\max} = 1961.536$$

$$C_v = 0.1 \quad q = 0.4 \quad y = 0.5$$

$$n_{\min} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{T^m \cdot s_{\max}^y \cdot D_{\max}^{1-q}} \quad n_{\min} = 414.27$$

#### C60 (Č 1730)

$$C_v = 360 \quad q = 0.65 \quad y = 0.7 \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad D_{\max} = 30 \text{ mm}$$

$$m = 0.2 \quad n = -0.9 \quad HB = 243 \quad T = 50 \text{ min} \quad S_{\min} = 0.06 \text{ mm/o} \quad S_{\max} = 0.25 \text{ mm/o}$$

$$n_{\min} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{T^m \cdot s_{\max}^y \cdot D_{\max}^{1-q}} \quad n_{\min} = 302.158$$

$$C_v = 874 \quad q = 0.4 \quad y = 0.5$$

$$n_{\max} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\min}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\min}^y \cdot a_{\min}^x} \quad n_{\max} = 1838.512$$

#### 3.4.2.2 Прорачун броја обртаја у обради проширивањем

#### C10 (Č 1120)

$$C_v = 0.226 \quad q = 0.3 \quad y = 0.5 \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad D_{\max} = 30 \text{ mm}$$

$$m = 0.3 \quad n = 0.9 \quad HB = 131 \quad T = 80 \text{ min} \quad x = 0.2$$

$$S_{\min} = 0.05 \text{ mm/o} \quad S_{\max} = 0.25 \text{ mm/o} \quad a_{\min} = 1.5 \text{ mm} \quad a_{\max} = 2.4 \text{ mm}$$

$$n_{\min} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\max}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\max}^y \cdot a_{\max}^x} \quad n_{\min} = 242.593$$

$$\underline{n_{\max}} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\min}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\min}^y} \quad n_{\max} = 1838.512$$

#### C15 (Č 1220)

$$C_v = 0.226 \quad q = 0.3 \quad y = 0.5 \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad D_{\max} = 30 \text{ mm}$$

$$m = 0.3 \quad n = 0.9 \quad HB = 140 \quad T = 80 \text{ min} \quad x = 0.2$$

$$S_{\min} = 0.05 \text{ mm/o} \quad S_{\max} = 0.25 \text{ mm/o} \quad a_{\min} = 1.5 \text{ mm} \quad a_{\max} = 2.4 \text{ mm}$$

$$\underline{n_{\max}} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\min}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\min}^y \cdot a_{\min}^x} \quad n_{\max} = 1441.445$$

$$\underline{n_{\min}} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\max}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\max}^y \cdot a_{\max}^x} \quad n_{\min} = 190.2$$

#### C60 (Č 1730)

$$C_v = 2000 \quad q = 0.3 \quad y = 0.5 \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad D_{\max} = 30 \text{ mm}$$

$$m = 0.3 \quad n = -0.9 \quad HB = 243 \quad T = 80 \text{ min} \quad x = 0.2$$

$$S_{\min} = 0.05 \text{ mm/o} \quad S_{\max} = 0.25 \text{ mm/o} \quad a_{\min} = 1.5 \text{ mm} \quad a_{\max} = 2.4 \text{ mm}$$

$$\underline{n_{\max}} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\min}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\min}^y \cdot a_{\min}^x} \quad n_{\max} = 1951.81$$

$$\underline{n_{\min}} := \frac{320 \cdot C_v \cdot HB^n}{D_{\max}^{1-q} \cdot T^m \cdot s_{\max}^y \cdot a_{\max}^x} \quad n_{\min} = 257.543$$

### 3.4.3 Прорачун броја ступњева промене преносника за главно кретање

На основу усвојеног минималног и максималног броја обртаја, као и усвојеног геометријског фактора промене  $\Phi$  прорачунава се број ступњева промене:

$$\Phi = 1.4$$

$$n_{\min} = 190.2$$

$$n_{\max} = 1961.536$$

$$m_n := 1 + \frac{\log(n_{\max}) - \log(n_{\min})}{\log(\Phi)} \quad m_n = 7.935$$

Могуће вредности бројева ступњева промене су 6, 8, 9, 12, 16, 18, 24. Увек се усваја вредност већа од прорачунате вредности. Па тако усвајамо да је  $m_n = 8$ .

На основу усвојене усвојене вредности броја ступњева промене преносника за главни кретање из табеле 3.2 усвајају се вредности брзина обртања.

$$n_1 = 180 \text{ o/min}$$

$$n_4 = 500 \text{ o/min}$$

$$n_7 = 1400 \text{ o/min}$$

$$n_2 = 250 \text{ o/min}$$

$$n_5 = 710 \text{ o/min}$$

$$n_8 = 2000 \text{ o/min}$$

$$n_3 = 355 \text{ o/min}$$

$$n_6 = 1000 \text{ o/min}$$

### 3.5 Прорачун снаге машине

Потребна снага машине у обради бушењем се израчунава за случај максималног искоришћења постојаности алата  $P_A$  уз усвојено (непотпуно) искоришћење пресека струготине и случај максималног пресека струготине  $P_M$ .

На основу израза за обртни момент у обради бушењем, који је дат изразом:

$$M = C_m \cdot d^{x_m} \cdot s^{y_m} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P \cdot \eta}{n}, \text{ Nmm}$$

снага машине се може изразити:

$$P = \frac{C_m \cdot d^{x_m} \cdot s^{y_m} \cdot n}{9.55 \cdot 10^6 \cdot \eta}, \text{ KW}$$

Прорачун снаге машине се врши за све врсте материјала који ће се обрађивати на пројектованој машини. Израчуната максимална снага добијена у пресечним тачкама (*График 4.1*) кривих максималног искоришћења постојаности алата и пресека струготине служи за усвајање максималне снаге машине која је мања од израчунатих вредности. То је из разлога што машина у највећем броју случајева ради у условима непотпуног

искоришћења пресека струготине уз максимално искоришћење постојаности алата.

### 3.5.1 Прорачун снаге машине са обзиром на постојаност алата

Прорачун снаге машине се врши за унапред изабрани материјал предмета обраде. За одабрани материјал усвајају се одговарајући коефицијенти неопходни за прорачун снаге машине.

$$P_A = \frac{C_m \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \cdot \left( \frac{T^m \cdot s^y}{C_v \cdot HB^n} \right)^{\frac{x_m-1}{q}} \cdot \frac{V^m}{z}$$

Образац за прорачун снаге машина у зависности од искоришћења алата

#### C10 (Č 1120)

$$C_m = 240 \quad HB = 131 \quad y = 0.5 \quad x_m = 2 \quad s = 0.4 \quad q = 0.4 \quad \delta = 2.4$$

$$C_v = 0.1 \quad T = 50 \quad m = 0.2 \quad y_m = 0.8 \quad n = 0.9 \quad \eta = 0.52$$

$$z := 1 + \frac{x_m - 1}{q}$$

$$K'_1 := \frac{C_m \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \cdot \left( \frac{T^m \cdot s^y}{C_v \cdot HB^n} \right)^{\frac{x_m-1}{q}} \quad K'_1 = 4.709096 \times 10^{-5}$$

#### C15 (Č 1220)

$$C_m = 275 \quad HB = 140 \quad y = 0.5 \quad x_m = 2 \quad s = 0.4 \quad q = 0.4 \quad \delta = 2.4$$

$$C_v = 0.1 \quad T = 50 \quad m = 0.2 \quad y_m = 0.8 \quad n = 0.9 \quad \eta = 0.52$$

$$K''_1 := \frac{C_m \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \cdot \left( \frac{T^m \cdot s^y}{C_v \cdot HB^n} \right)^{\frac{x_m-1}{q}} \quad K''_1 = 4.646558 \times 10^{-5}$$

C (Č 1730)

$$C_m = 345 \quad HB = 243 \quad y = 0.5 \quad x_m = 2 \quad s = 0.4 \quad q = 0.4 \quad \delta = 2.4$$

$$C_v = 874 \quad T = 50 \quad m = 0.2 \quad y_m = 0.8 \quad n = -0.9 \quad \eta = 0.52$$

$$K'''_1 := \frac{C_m \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \cdot \left( \frac{T^m \cdot s^y}{C_v \cdot HB^n} \right)^{\frac{x_m-1}{q}} \quad K'''_1 = 0.000128$$

$$P'_A(v_m) := \frac{K'_1 \cdot v_m^z}{\eta}$$

$$P''_A(v_m) := \frac{K''_1 \cdot v_m^z}{\eta}$$

$$P'''_A(v_m) := \frac{K'''_1 \cdot v_m^z}{\eta}$$

### 3.5.2 Прорачун снаге машине са обзиром на искоришћење струготине

C (Č 1120)

$$C_m = 240 \quad D_{\max} = 30 \text{ mm} \quad x_m = 2 \quad y_m = 0.8 \quad s = 0.4 \text{ mm/o}$$

$$K'_2 := \frac{C_m \cdot D^{x_m-1} \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \quad K'_2 = 7.687 \times 10^{-2}$$

C15 (Č 1220)

$$C_m = 275 \quad D_{\max} = 30 \text{ mm} \quad x_m = 2 \quad y_m = 0.8 \quad s = 0.4 \text{ mm/o}$$

$$K''_2 := \frac{C_m \cdot D^{x_m-1} \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \quad K''_2 = 8.808 \times 10^{-2}$$

C60 (Č 1730)

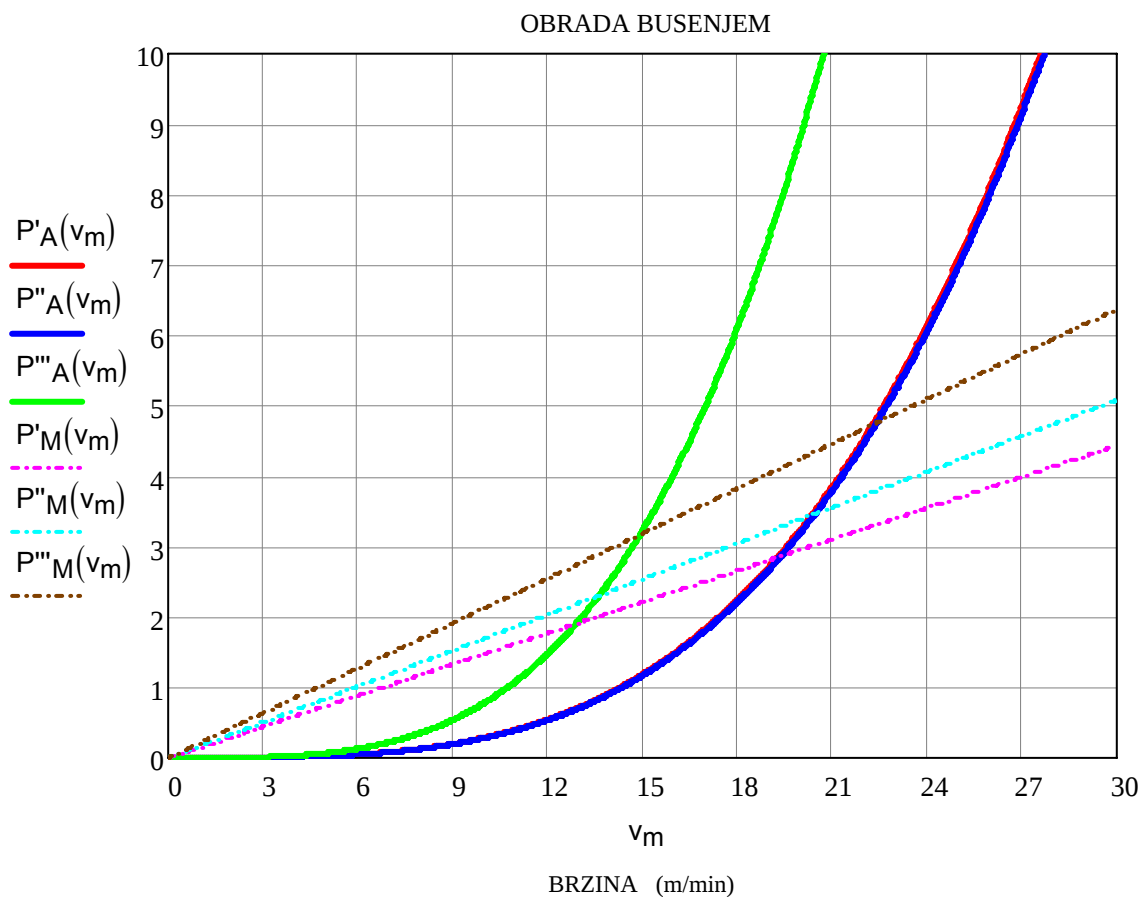
$$C_m = 345 \quad D_{\max} = 30 \text{ mm} \quad x_m = 2 \quad y_m = 0.8 \quad s = 0.4 \text{ mm/o}$$

$$K'''_2 := \frac{C_m \cdot D^{x_m-1} \cdot s^{y_m}}{30 \cdot 10^3} \quad K'''_2 = 1.105 \times 10^{-1}$$

$$P'_M(v_m) := \frac{K'_2 \cdot v_m}{\eta}$$

$$P''_M(v_m) := \frac{K''_2 \cdot v_m}{\eta}$$

$$P'''_M(v_m) := \frac{K'''_2 \cdot v_m}{\eta}$$



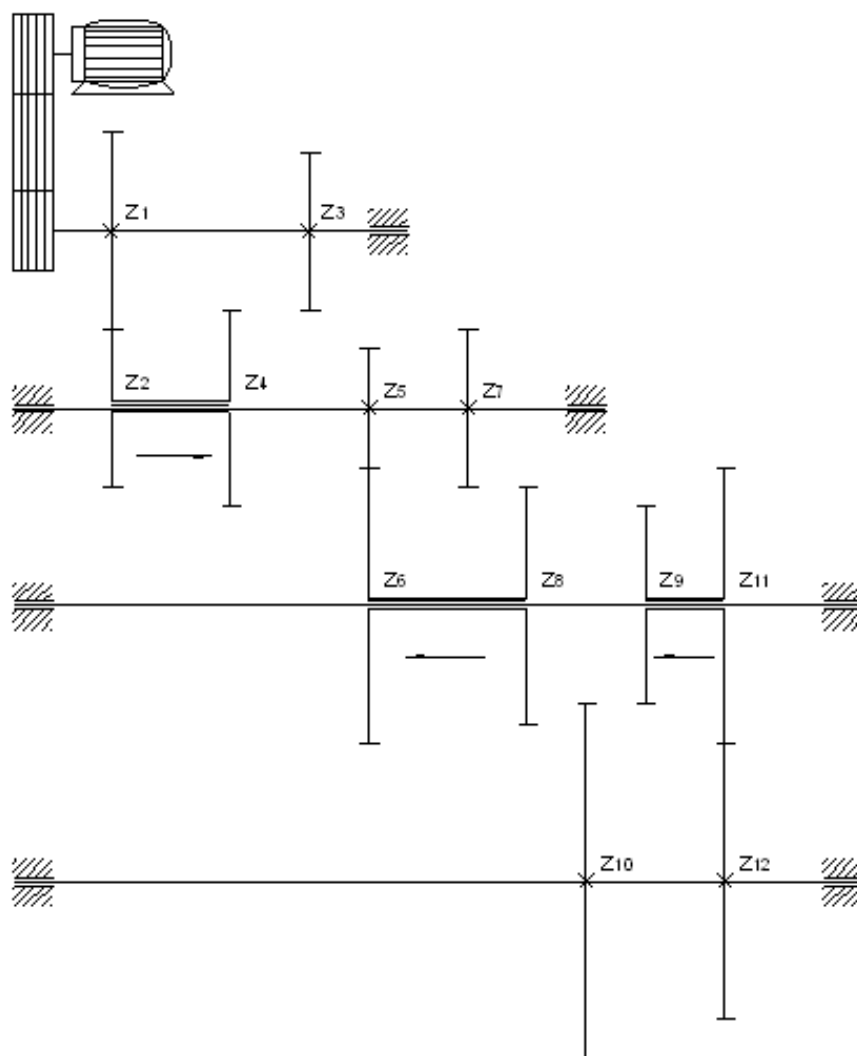
5.1 График прорачунате снаге машине

Са дијаграма се читава и усваја да је неопходна снага мотора 3 kW.

### 3.6 Прорачун броја зуба

#### 3.6.1 а) Кинематска шема

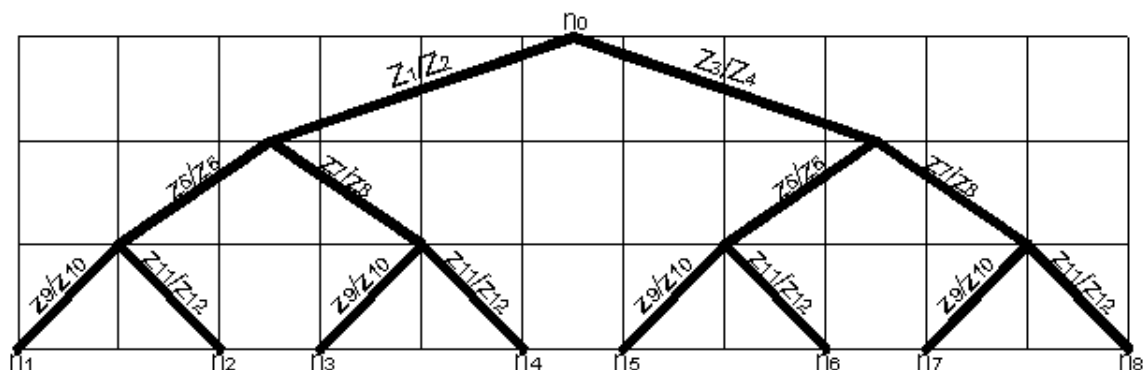
Кинематском шемом (Слика 6.1) је представљен распоред појединих преносника, у овом случају зупчастих, на појединим вратилима као и њихово међусобно спрежање. Оваква шема нам такође показује и који су зупчаници аксијално покретни а који су чврсто везани за вратило. Формирање кинематске шеме се врши на основу усвојеног броја ступњева промене (у овом случају пошто се ради од преноснику за главно кретање то је  $m_n$  ).



Слика 6.1 Кинематска шема

### 3.6.1 б) Структурни дијаграм (Гермерова шема)

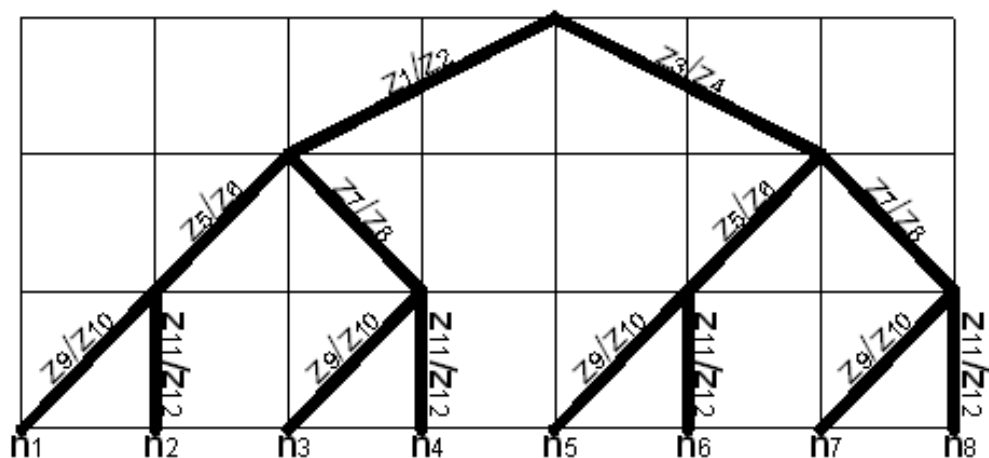
Структурни дијаграм (Слика 6.2) дефинише општу слику кретања од улазног (погонског) до излазног вратила преносника (радног вретена машине). Садржи податке о броју преносних блокова, преносних склопова и преносника у склопу, броју вратила као и броју ступњева промене појединих вратила и преносника у целини.



Слика 6.2 Структурни дијаграм

### 3.6.1 в) Шлезингеров дијаграм

Шлезингеров дијаграм (Слика 6.3) се заснива на логаритамској представи бројева обртаја, при чему су излазни бројеви обртаја  $n_1, \dots, n_m$ , нанети на најнижој линији која представља излазно вратило.



Слика

6.3 Шлезингеров дијаграм

Препоручене стандардне вредности бројева обртаја за усвојен геометријски фактор промене  $\Phi = 1.4$  су:

|                         |                         |                         |
|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $n_1 = 180 \text{ Hz}$  | $n_4 = 500 \text{ Hz}$  | $n_7 = 1400 \text{ Hz}$ |
| $n_2 = 250 \text{ Hz}$  | $n_5 = 710 \text{ Hz}$  | $n_8 = 2000 \text{ Hz}$ |
| $n_3 = 355 \text{ Hz}$  | $n_6 = 1000 \text{ Hz}$ |                         |
| $n_{\max} = n_8 = 2000$ | $n_0 = n_5 = 710$       |                         |

### 3.6.2 Прорачун броја зуба зупчаника

Прорачун броја зуба зупчаника се заснива на њеђусобној једнакости растојања вратила преносника. Како је пречник подеоних кругова у спреси:

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad \text{и} \quad d_2 = m \cdot z_2$$

онда је осно растојање:

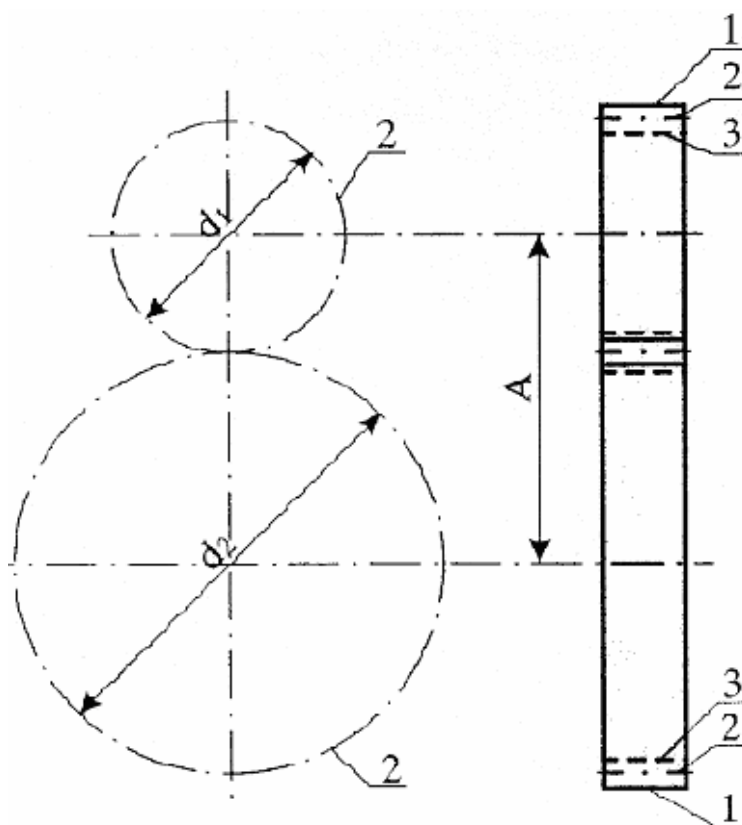
$$A := \frac{(d_1 + d_2)}{2} = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}$$

где је:

$m$  – модул зупчаника

$z_2$  – број зуба гоњеног зупчаника

$z_1$  – број зуба погонског зупчаника



Слика 6.1 Приказ спрегнутих зупчаника

На слици 5.4 је приказано:

1 – темени пречник

3 – подножни пречник

2 – подеони пречник

A – међусобно растојање

Из међусобног растојања вратила I и II следи:

$$m_1(z_1 + z_2) = m_2(z_3 + z_4)$$

$$m_1 = m_2 = m$$

$$z_2 \left( \frac{z_1}{z_2} + 1 \right) = z_4 \left( \frac{z_3}{z_4} + 1 \right)$$

$$\frac{z_2}{z_4} = \frac{\frac{z_3}{z_4} + 1}{\frac{z_1}{z_2} + 1} = \frac{\phi^2 + 1}{\frac{1}{\phi^2} + 1} = \frac{\phi^4 + \phi^2}{1 + \phi^2} = \frac{4 + 2}{1 + 3} = 2 = \frac{40}{20} \quad \begin{array}{l} \overline{z_2 := 40} \\ \overline{z_4 := 20} \end{array}$$

$$z_1 = \frac{1}{\phi^2} \cdot z_2 = \frac{1}{2} \cdot 40 = 20 \quad \overline{z_1 := 20}$$

$$z_3 = \phi^2 \cdot z_4 = 2 \cdot 20 = 40 \quad \overline{z_3 := 40}$$

Из међусобног растојања вратила II и III следи:

$$m(z_5 + z_6) = m(z_7 + z_8)$$

$$z_6 \left( \frac{z_5}{z_6} + 1 \right) = z_8 \left( \frac{z_7}{z_8} + 1 \right)$$

$$\frac{z_6}{z_8} = \frac{\frac{z_7}{z_8} + 1}{\frac{z_5}{z_6} + 1} = \frac{\phi + 1}{\frac{1}{\phi} + 1} = \phi = 1.4 = \frac{42}{30} \quad \begin{array}{l} \overline{z_6 := 42} \\ \overline{z_8 := 30} \end{array}$$

$$z_5 = \frac{1}{\phi} \cdot z_6 = \frac{1}{1.4} \cdot 42 = 30 \quad \overline{z_5 := 30}$$

$$z_7 = \phi \cdot z_8 = 1.4 \cdot 30 = 42 \quad \overline{z_7 := 42}$$

Из међусобног растојања вратила III и IV следи:

$$m(z_9 + z_{10}) = m(z_{11} + z_{12})$$

$$z_{10} \left( \frac{z_9}{z_{10}} + 1 \right) = z_{12} \left( \frac{z_{11}}{z_{12}} + 1 \right)$$

$$\frac{z_{10}}{z_{12}} = \frac{\frac{z_{11}}{z_{12}} + 1}{\frac{z_9}{z_{10}} + 1} = \frac{2\phi}{1 + \phi} = \frac{2 \cdot 1.4}{1 + 1.4} = \frac{2.8}{2.4} = \frac{42}{36} \quad \begin{array}{l} \overline{z_{10} := 42} \\ \overline{z_{12} := 36} \end{array}$$

$$z_9 = \frac{1}{\phi} \cdot z_{10} = \frac{1}{1.4} \cdot 42 = 30 \quad \overline{z_9 := 30}$$

$$z_{11} = z_{12} = 36 \quad \overline{z_{11} := 36}$$

### 3.7 Прорачун стварног броја обртаја

Уз помоћ Шлезингеровог дијаграма, израчунава се стварна вредност броја обртаја ако је при израчунавању броја зуба зупчаника коришћена стандардна вредност степеновања геометријског фактора промене  $\phi$ .

$$n_{1P} := n_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \quad n_{1P} = 0.181 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{2P} := n_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \quad n_{2P} = 0.254 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{3P} := n_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \quad n_{3P} = 0.355 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{4P} := n_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \quad n_{4P} = 0.497 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{5P} := n_0 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \quad n_{5P} = 0.724 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{6P} := n_0 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \quad n_{6P} = 1.014 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{7P} := n_0 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \quad n_{7P} = 1.42 \cdot \text{kHz}$$

$$n_{8P} := n_0 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \quad n_{8P} = 1.988 \cdot \text{kHz}$$

### 3.8 Провера грашке

Провера грешке подразумева дозвољено одступање стварних бројева обртаја (прорачунатих) од стандардних (усвојених) бројева обртаја. Опсег дозвољеног одступања грешке је од -2% да +4%.

$$\Delta = \frac{n_{st} - n}{n} \cdot 100$$

$$\Delta n_1 := \frac{n_1 - n_{1P}}{n_1} \quad \Delta n_1 = -0.624 \cdot \%$$

$$\Delta n_2 := \frac{n_2 - n_{2P}}{n_2} \quad \Delta n_2 = -1.429 \cdot \%$$

$$\Delta n_3 := \frac{n_3 - n_{3P}}{n_3} \quad \Delta n_3 = 1.601 \cdot \%$$

$$\Delta n_4 := \frac{n_4 - n_{4P}}{n_4} \quad \Delta n_4 = 0.6 \cdot \%$$

$$\Delta n_5 := \frac{n_5 - n_{5P}}{n_5} \quad \Delta n_5 = -2.041 \cdot \%$$

$$\Delta n_6 := \frac{n_6 - n_{6P}}{n_6} \quad \Delta n_6 = -1.429 \cdot \%$$

$$\Delta n_7 := \frac{n_7 - n_{7P}}{n_7} \quad \Delta n_7 = -1.429 \cdot \%$$

$$\Delta n_8 := \frac{n_8 - n_{8P}}{n_8} \quad \Delta n_8 = 0.6 \cdot \%$$

### 3.9 Прорачун модула

Прорачун модула се врши за најоптерећенији зупчасти пар, а то је последњи пар преносника који преноси најмањи број обртаја и највећи обртни момент.

$$z_9 = 30$$

$$z_{10} = 32$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{0.637 \cdot P \cdot \phi_9}{\sigma_{df} \cdot \Psi \cdot z_9 \cdot \omega_9 \cdot \xi_\varepsilon}}$$

где је:

$P$  – номинална снага коју зупчаник треба да пренесе

$\phi$  – фактор облика зубаца

$\sigma_{df}$  – допуштени напон на савијање

$\Psi$  – фактор дужине зубаца

$z$  – број зуба мањег зупчаника

$\omega$  – угаона брзина мањег зупчаника

$$P = 3 \text{ kW}$$

$$\sigma_{df} = \varepsilon_k \cdot \sigma_{df0}$$

$$\varepsilon_k = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + V}$$

$$\varepsilon_k = \frac{5 \cdot 1}{5 + 1} = \frac{18}{37}$$

$$a_1 = 5; a_2 = 1; V = 1$$

$$\varepsilon_k := 0.84$$

$$\Psi = 20$$

$$\text{за } \check{C} 5421 \quad \sigma_{df0} = 320 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{df} = 0.84 \cdot 320$$

$$\sigma_{df} = 190 \text{ MPa}$$

$$i = \frac{n_{z9}}{n_{z10}} = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{42}{30} \quad i := 1.4$$

$$\omega_9 = \frac{n_{z9} \cdot \pi}{30}$$

$$n_{z9} = i \cdot n_{z10} = 1.4 \cdot 224 \quad n_{z9} := 313.6$$

$$\omega_9 = \frac{n_{z9} \cdot \pi}{30} = \frac{313.6 \cdot \pi}{30} \quad \omega_9 := 32.82$$

$$\zeta_\varepsilon = 0.8 \cdot \varepsilon \quad \varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$$

$$\varepsilon_1 := 0.78 \quad \varepsilon_2 := 0.82$$

$$\varepsilon = 0.78 + 0.82 = 1.6 > 1.25$$

$$\zeta_\varepsilon = 0.8 \cdot \varepsilon = 0.8 \cdot 1.6 = 1.28$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{0.637 \cdot P \cdot \phi_9}{\sigma_{df} \cdot \Psi \cdot Z_9 \cdot \omega_9 \cdot \zeta_\varepsilon}} = \sqrt[3]{\frac{0.637 \cdot 7 \cdot 1000 \cdot 10.58}{190.08 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 32.82 \cdot 1.28}} = 0.002447186$$

конструктивно се усваја да је модул m=3.

| zupcanik  | z1 | z2  | z3  | z4 | z5 | z6  | z7  | z8 | z9 | z10 | z11 | z12 |
|-----------|----|-----|-----|----|----|-----|-----|----|----|-----|-----|-----|
| <b>m</b>  | 3  | 3   | 3   | 3  | 3  | 3   | 3   | 3  | 3  | 3   | 3   | 3   |
| <b>do</b> | 60 | 120 | 120 | 60 | 90 | 126 | 126 | 90 | 90 | 126 | 108 | 108 |
| <b>b</b>  | 20 | 20  | 20  | 20 | 20 | 20  | 20  | 20 | 20 | 20  | 20  | 20  |

Табела 9.1 Бројеви зуба зупчаника, подеони пречници и ширина зупчаника

### 3.10 Прорачун вратила преносника главног кретања

Вратила су носачи обртних машинских делова (зупчаника, каишника, и др.) и при томе омогућавају њихово обртање као и спајање у функционалну целину. Вратила преносе оптерећења па су стога изложена разним напрезањима. Најбоље је прорачун вршити за претпоследње вратило у склопу, јер ону уједно прима и преноси највећи обртни момент.

$$n := n_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad n := 355 \frac{\text{о}}{\text{min}}$$

$$F_t := \frac{2 \cdot T}{d} \quad \omega := \frac{\pi \cdot n}{30} \quad T := \frac{P}{\omega}$$

|     | P | T     | d   | Ft      |
|-----|---|-------|-----|---------|
| z6  | 7 | 94.14 | 126 | 1494.29 |
| z11 | 7 | 94.14 | 108 | 1743.33 |

Табела 1.10 Обимна сила

### 3.10.1 Прорачун активних сила

$$F_{r6} = F_{t4} \cdot \tan(\alpha) = 1494.29 \cdot \tan(20) = 543.84 \cdot \text{N}$$

$$F_{r11} = F_{t9} \cdot \tan(\alpha) = 1733.33 \cdot \tan(20) = 630 \cdot \text{N}$$

$$F_{r6}^V = F_{r6} \cdot \cos(45) = 384.55 \text{N}$$

$$F_{r6}^H = F_{r6} \cdot \sin(45) = 384.55 \text{N}$$

$$F_{t6}^V = F_{t6} \cdot \sin(45) = 1056.62 \text{N}$$

$$F_{t6}^H = F_{t6} \cdot \cos(45) = 1056.62 \text{N}$$

$$F_{r11}^V = F_{r11} \cdot \cos(45) = 445.477 \text{N}$$

$$F_{r11}^H = F_{r11} \cdot \sin(45) = 445.477 \text{N}$$

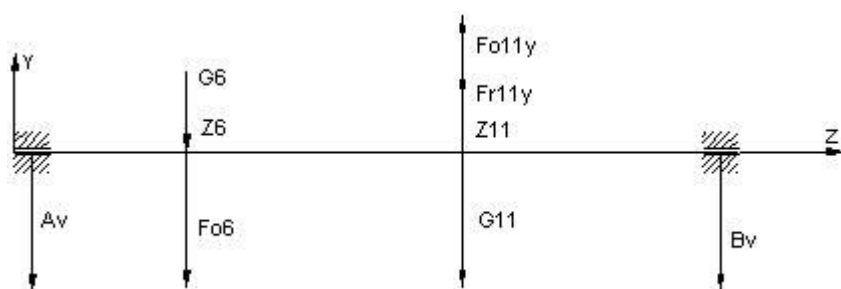
$$F_{t11}^V = F_{t11} \cdot \sin(45) = 1232.72 \text{N}$$

$$F_{t11}^H = F_{t11} \cdot \cos(45) = 1232.72 \text{N}$$

### 3.10.2 Резултујуће силе у “V-V” равни:

$$F_6^H = F_{t6}^H - F_{r6}^H = 1056.62 - 384.55 = 672.07 \text{N}$$

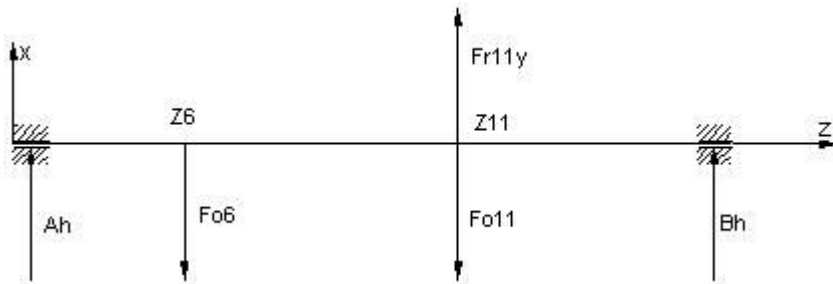
$$F_{11}^V = F_{t11}^V + F_{r11}^V = 1232.72 + 445.477 = 1678.197 \text{N}$$



### 3.10.3 Резултујуће силе у “Н-Н” равни:

$$F_6^V = F_{t6}^V + F_{r6}^V = 1056.62 + 384.55 = 1441.17\text{N}$$

$$F_{11}^H = F_{t11}^H - F_{r11}^H = 1232.72 - 445.477 = 787.243\text{N}$$



### 3.10.4 Отпори ослонаца у “V-V” равни:

$$\sum M_A := 0 \quad F_6^V \cdot 130 - F_{11}^V \cdot 265 + F_B^V \cdot 335 = 0$$

$$1441.17 \cdot 130 - 1678.197 \cdot 265 + F_B^V \cdot 335 = 0$$

$$F_B^V = 768.269\text{N}$$

$$\sum M_B := 0 \quad F_A^V \cdot 335 - F_6^V \cdot 205 + F_{11}^V \cdot 70 = 0$$

$$F_A^V \cdot 335 - 1441.17 \cdot 205 + 1678.197 \cdot 70 = 0$$

$$F_A^V = 1232.57\text{N}$$

### 3.10.6 Резултујући отпори ослонаца

$$F_A = \sqrt{(F_A^H)^2 + (F_A^V)^2} = \sqrt{575.76^2 + (1232.57)^2} = 1360.41\text{N}$$

$$F_B = \sqrt{(F_B^H)^2 + (F_B^V)^2} = \sqrt{883.55^2 + 768.269^2} = 1170.85\text{N}$$

### 3.10.7 Момент савијања у “V-V” равни:

$$M_A^V = 0$$

$$M_{11}^{vd} = -F_B^V \cdot 70 = -55038.83 \text{ Nmm}$$

$$M_6^{vl} = F_A^V \cdot 130 = 1232.57 \cdot 130 = 160234.1 \text{ Nmm}$$

$$M_B^V = 0$$

### 3.10.8 Момент савијања “H-H” равни

$$M_A^H = 0$$

$$M_{11}^{Hd} = F_B^H \cdot 70 = 883.55 \cdot 70 = 61848.5 \text{ Nmm}$$

$$M_6^{Hl} = F_A^H \cdot 130 = 575.76 \cdot 130 = 74848.8 \text{ Nmm}$$

$$M_B^H = 0$$

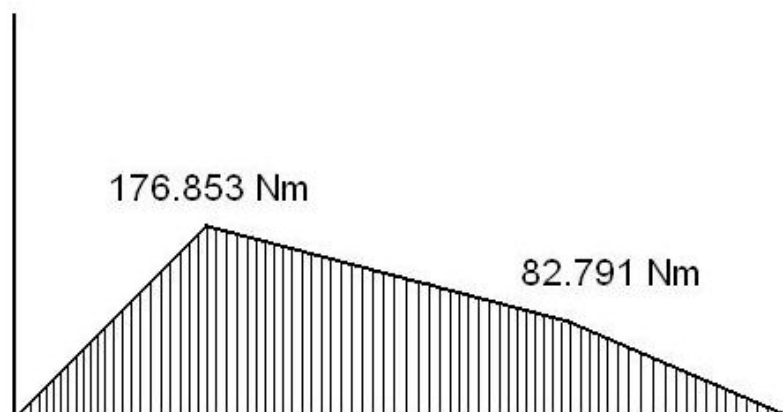
### 3.10.9 Резултујући момент савијања:

$$M_{si} = \sqrt{(M_i^V)^2 + (M_i^H)^2}$$

$$M_s^V \text{ |Nmm|} \quad M_s^H \text{ |Nmm|} \quad M_s^H \text{ |Nmm|}$$

|     | $M_s^V$  | $M_s^H$ | $M_s$    |
|-----|----------|---------|----------|
| A   | 0        | 0       | 0        |
| z6  | 160234.1 | 74848.8 | 176853.9 |
| z11 | -55038.8 | 61848.5 | 82791.9  |
| B   | 0        | 0       | 0        |

Табела 10.2 Резултујући момент савијања



*Слика 10.1 Дијаграм момента савијања*

### 3.11 Димензионисање вратила

#### 3.11.1 Усвајање материјала вратила

За материјал вратила бира се Ћ 4732, чије су карактеристике:

$$R_m = 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{ds} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{du} = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

#### 3.11.2 Дозвољени напони на савијање

$$K = 2$$

$$S = 2.2$$

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{ds}}{K \cdot S} = \frac{500}{2 \cdot 2.2} = 113.64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

#### 3.11.3 Еквивалентни идеални момент

$$M_i = \sqrt{M_s^2 + \left( \frac{\sigma_{ds} - T_t}{2 \cdot \tau_{du}} \right)^2} \quad a = \frac{\sigma_{do}}{\tau_{du}} = \frac{500}{400} = 1.25$$

$M_i$  |Nmm|

$M_s$  |Nmm|

$T_t$  |Nmm|

|     | $M_s$    | $T_t$ | $\alpha$ | $M_i$    |
|-----|----------|-------|----------|----------|
| z6  | 176853.9 | 94140 | 1.25     | 177383.8 |
| z11 | 82791.9  | 94140 | 1.25     | 83917.86 |

Табела 11.1 Еквивалентни идеални моменти

### 3.11.4 Идеални пречници вратила

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}}$$

$M_i$  |Nmm|

$d_{st}$  |mm|

$d_i$  |mm|

$\sigma_{doz} \left| \frac{N}{mm^2} \right|$

|     | $M_i$    | $\sigma_{doz}$ | $d_i$ | $d_{st}$ |
|-----|----------|----------------|-------|----------|
| z6  | 176853.9 | 113.64         | 25.12 | 26       |
| z11 | 82791.9  | 113.64         | 19.5  | 20       |

Табела 11.2 Идеални пречници вратила

### 3.11.5 Стандардни пречници вратила

|     | $d_i$ | K | t   | $d_{vr} = d_i + t$ | ds |
|-----|-------|---|-----|--------------------|----|
| z6  | 25.12 | 2 | 4.1 | 29.22              | 30 |
| z11 | 19.5  | 2 | 3.5 | 23                 | 24 |

Табела 11.3 Стандардни пречници вратила

Пошто се ради о вратилима преносника за главно кретање усваја се да су сва вратила пречника 40 mm.

### 3.11.Провера вратила

$$W_x = \frac{M_i}{\sigma_{doz}} \quad |mm^3| \quad M_i \quad |Nmm| \quad \sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K \quad \left| \frac{N}{mm^2} \right|$$

$$\sigma_i = \sigma_d \quad \sigma_i = \frac{M_i}{W_x} \quad \left| \frac{N}{mm^2} \right| \quad d_{st} \quad |mm|$$

|     | dst | Mi       | wx      | $\sigma_i$ | K | $\sigma_{imax}$ | S    | Sus |
|-----|-----|----------|---------|------------|---|-----------------|------|-----|
| z6  | 26  | 176853.9 | 1556.26 | 113.64     | 2 | 227.28          | 2.19 | 2   |
| z11 | 20  | 82731.9  | 728.08  | 113.64     | 2 | 227.28          | 2.19 | 2   |

Табела 11.4 Провера вратила

### 3.12 Избор лежаја

$$\alpha = 3$$

$$K_t = 1$$

$$n = 355 \quad \frac{o}{min}$$

$$L_h = 24000 \text{ hr}$$

$$F_r = F_A \quad F_r = 1360.41 \text{ N}$$

$$c \geq \frac{F_r}{K_t} \cdot \sqrt[n_1 \cdot L_h \cdot 60]{10^6} \quad c \geq 10.877 \text{ kN}$$

На основу добијених резултата усваја се лежај 6204, чије су карактеристике:

$$d_A = 20 \text{ mm} \quad r = 1 \text{ mm}$$

$$D = 47 \text{ mm} \quad c_0 = 6.20 \text{ kN}$$

$$B = 14 \text{ mm} \quad c = 13.7 \text{ kN}$$

## 4. Пример прорачуна преносника помоћног кретања

### 4.1 Усвајање корака и прорачун бројева ступњева промене

На основу усвојених вредности корака из поглавља 3. као и усвојеног геометријског фактора промене у обради бушењем  $\phi_s=1.4$ , врши се прорачун ступњева промене преносника помоћног кретања.

Корак у обради бушењем:

$$S_{\min}= 0.06 \text{ mm/o} \qquad S_{\max}= 0.25 \text{ mm/o}$$

Корак у обради проширивањем:

$$S_{\min}= 0.05 \text{ mm/o} \qquad S_{\max}= 0.25 \text{ mm/o}$$

Корак у обради развртањем:

$$S_{\min}= 0.12 \text{ mm/o} \qquad S_{\max}= 0.4 \text{ mm/o}$$

На основу датог се усваја да је корак у обради бушењем:

$$S_{\min}= 0.5 \text{ mm/o} \qquad S_{\max}= 0.4 \text{ mm/o}$$

Број ступњева промене преносника помоћног кретања је:

$$m_s := 1 + \frac{\log(s_{\max}) - \log(s_{\min})}{\log(\phi)} \qquad m_s = 10.319$$

па се усваја прва већа вреднос, па тако добијамо да је  $m_s=12$ .

## 4.2 Брзине у обради бушењем

Брзина у обради бушењем се добијају по обрасцу

$$V := \frac{D \cdot \pi \cdot n}{1000} \quad n := \frac{V \cdot 1000}{D \cdot \pi}$$

Међутим могу се усвојити препоручене вредности брзина, које су приложене у датој табели:

| <i>Materijal predmeta obrade</i> | <i>R<sub>m</sub>, MPa ili HB</i> | <i>Prečnik otvora D, mm</i> | <i>Korak s, mm/o</i> | <i>Brzina rezanja v, m/min</i> |
|----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|----------------------|--------------------------------|
| Čelik                            | do 500                           | 1 - 10                      | 0,05 - 0,18          | 25 - 35                        |
|                                  |                                  | 10 - 25                     | 0,18 - 0,25          | 35 - 45                        |
|                                  | 500 - 700                        | 1 - 10                      | 0,05 - 0,18          | 25 - 30                        |
|                                  |                                  | 10 - 25                     | 0,18 - 0,25          | 25 - 40                        |
|                                  | 800 - 900                        | 1 - 10                      | 0,03 - 0,12          | 15 - 28                        |
|                                  |                                  | 10 - 25                     | 0,12 - 0,25          |                                |
| Sivi liv                         | do 180 HB                        | 1 - 10                      | 0,07 - 0,30          | 35 - 45                        |
|                                  |                                  | 10 - 25                     | 0,30 - 0,80          | 25                             |
|                                  | preko 180 HB                     | 1 - 10                      | 0,05 - 0,20          | 12 - 18                        |
|                                  |                                  | 10 - 25                     | 0,20 - 0,30          | 18 - 20                        |

Табела 2.1 Препоручене вредност брзина у обради бушењем<sup>[1]</sup>

па се на основу табеле усваја да је  $V_{min} = 15 \text{ m/min}$  а да је  $V_{max} = 45 \text{ m/min}$ .

На основу усвојених вредности за брзина у обради бушењем, сада се могу израчунати максимални и минимални бројеви обртаја :

$$n_{min} := \frac{1000 \cdot V_{min}}{d \cdot \pi} = \frac{1000 \cdot 15}{25 \cdot \pi} \quad n_{min} := 190.98 \frac{o}{min}$$

$$n_{max} := \frac{1000 \cdot V_{max}}{d \cdot \pi} = \frac{1000 \cdot 45}{6 \cdot \pi} \quad n_{max} := 2387.33 \frac{o}{min}$$

На основу усвојеног

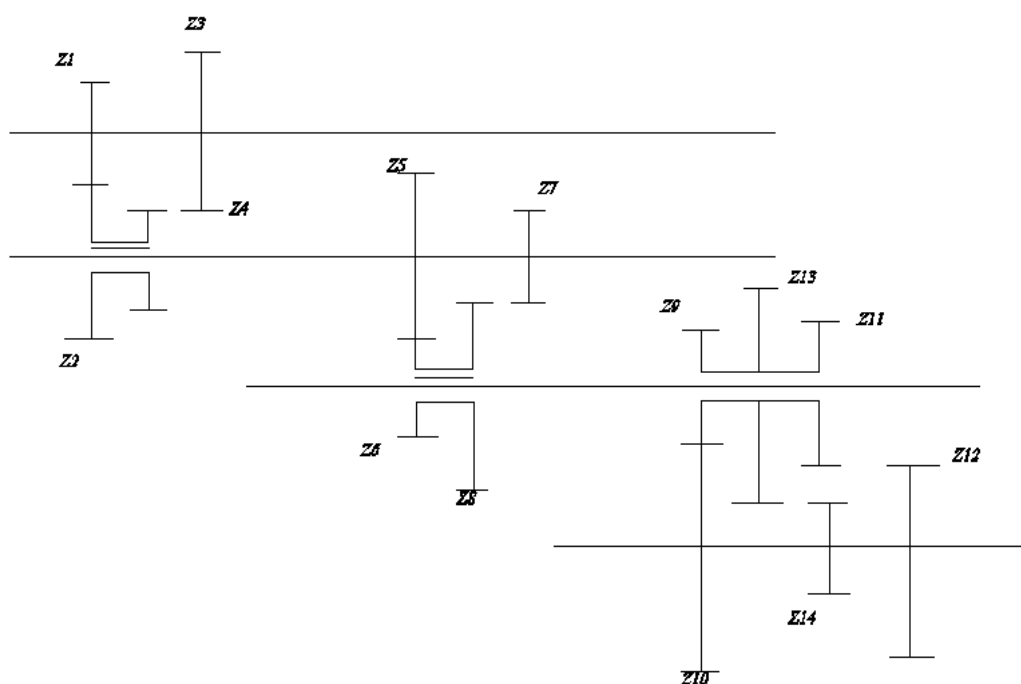
- минималног корака  $S_{\min} = 0.5 \text{ mm/o}$
- снаге преносника  $P = 1.4 \text{ kW}$  (код помоћног кретања узима се 20% од укупне снаге машине)
- броја ступњева промене  $m = 8$  (број ступњева је прорачунат у претходном поглављу)
- геометријског фактора промене у обради бушењем  $\varphi = 1.4$

врши се избор и усвајање стандардних вредности корака које преносник помоћног кретања треба да обезбеди:

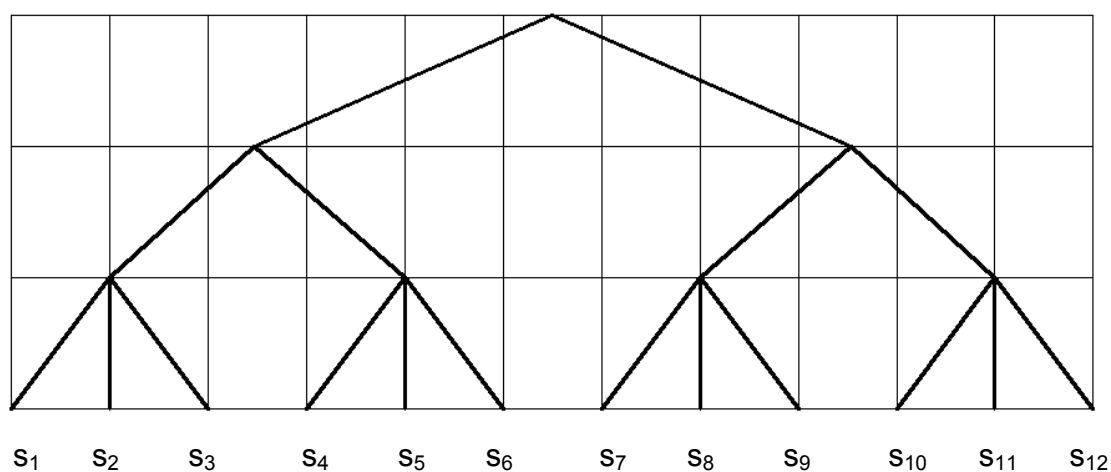
$s_1 = 0.05 \text{ mm/min}$     $s_4 = 0.1 \text{ mm/min}$     $s_7 = 0.2 \text{ mm/min}$     $s_{10} = 0.4 \text{ mm/min}$   
 $s_2 = 0.063 \text{ mm/min}$     $s_5 = 0.125 \text{ mm/min}$     $s_8 = 0.25 \text{ mm/min}$     $s_{11} = 0.5 \text{ mm/min}$   
 $s_3 = 0.08 \text{ mm/min}$     $s_6 = 0.16 \text{ mm/min}$     $s_9 = 0.315 \text{ mm/min}$     $s_{12} = 0.63 \text{ mm/min}$

### 4.3 Прорачун броја зуба зупчаника

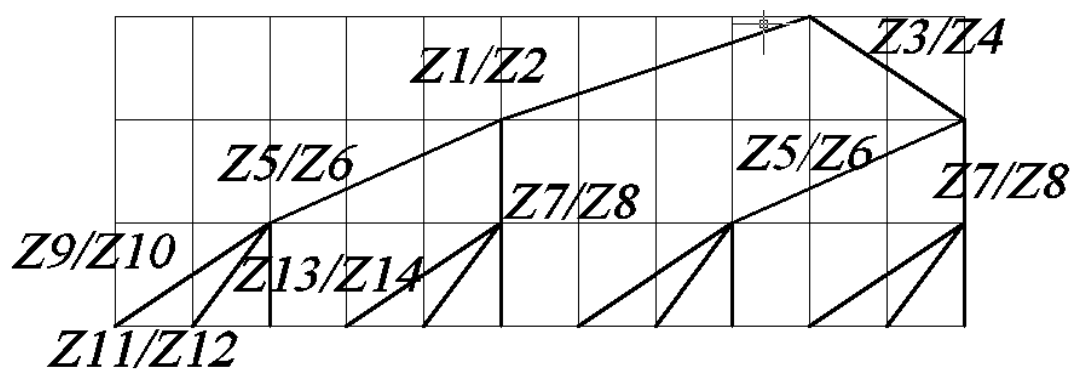
На основу прорачунатог и усвојеног броја ступњева промене преносника помоћног кретања формира се кинематска шема (слика 3.1), структурни дијаграм (слика 3.2) као и Шлезингеров дијаграм (слика 3.3).



Слика 3.1 Кинематска шема преносника помоћног кретања



Слика 3.2 Структурни дијаграм



Слика 3.3 Шлезингеров дијаграм (2\*2\*3)

Из међусобног односа вратила I и II

$$m_1 \cdot (Z_1 + Z_2) = m_2 \cdot (Z_3 + Z_4)$$

$$m_1 = m_2 = m$$

$$\frac{Z_2}{Z_4} = \frac{\frac{Z_3}{Z_1} + 1}{\frac{1}{\phi^2} + 1} = \frac{\phi^2 + 1}{\frac{1}{\phi^4} + 1} = \frac{1.6 + 1}{\frac{1}{2.5} + 1} = \frac{2.6}{1.4} = \frac{26}{14}$$

$$Z_2 = 26 \cdot 2 \quad Z_2 = 52$$

$$Z_4 = 14 \cdot 2 \quad Z_4 = 28$$

$$Z_1 = \frac{52}{\phi^2} \quad Z_1 = 21$$

$$Z_3 = 28 \cdot \phi^2 \quad Z_3 = 45$$

Из међусобног растојања вратила II и III

$$m_3 \cdot (Z_5 + Z_6) = m_4 \cdot (Z_7 + Z_8)$$

$$m_3 = m_4 = m$$

$$\frac{Z_6}{Z_8} = \frac{\frac{Z_7}{Z_5} + 1}{\frac{1}{\phi^3} + 1} = \frac{1 + 1}{\frac{1}{\phi^3} + 1} = \frac{2}{1.5} = \frac{20}{15}$$

$$Z_6 = \blacksquare 20 \cdot 2 \quad Z_6 = 40$$

$$Z_8 = \blacksquare 15 \cdot 2 \quad Z_8 = 30$$

$$Z_5 = \blacksquare \frac{Z_6}{\phi^3} \quad Z_5 = 20$$

$$Z_7 = Z_8 \quad Z_7 := 30$$

Из међусобног растојања вратила III и IV

$$m_5(z_9 + z_{10}) = m_6(z_{11} + z_{12}) = m_7(z_{13} + z_{14})$$

$$m_5 = m_6 = m_7 = m$$

$$(z_9 + z_{10}) = (z_{11} + z_{12}) \quad (z_{11} + z_{12}) = (z_{13} + z_{14})$$

$$z_{10} \left( \frac{z_9}{z_{10}} + 1 \right) = z_{12} \left( \frac{z_{11}}{z_{12}} + 1 \right)$$

$$\frac{z_{10}}{z_{12}} = \frac{\frac{z_{11}}{z_{12}} + 1}{\frac{z_9}{z_{10}} + 1} = \frac{\frac{1}{\phi + 1}}{\frac{1}{\phi^2 + 1}} = \frac{\frac{2.5}{1.25}}{\frac{2.6}{1.6}} = \frac{1.8}{2} = \frac{18}{20}$$

$$Z_{10} = \blacksquare 18 \cdot 2 \quad Z_{10} = 36$$

$$Z_{12} = \blacksquare 20 \cdot 2 \quad Z_{12} = 40$$

$$Z_9 = \blacksquare \frac{Z_3}{\phi^2} \quad Z_9 = 22$$

$$Z_{11} = 26$$

$$Z_{13} = Z_{14} \quad Z_{13} = 29 \quad Z_{14} = 29$$

## Пројектовање преносника машина у обради бушењем

| I--II               | II---III            | III--IV              |
|---------------------|---------------------|----------------------|
| Z <sub>1</sub> = 21 | Z <sub>5</sub> = 20 | Z <sub>9</sub> = 22  |
|                     |                     | Z <sub>10</sub> = 36 |
| Z <sub>2</sub> = 52 | Z <sub>6</sub> = 40 | Z <sub>11</sub> = 26 |
| Z <sub>3</sub> = 45 | Z <sub>7</sub> = 30 | Z <sub>12</sub> = 32 |
| Z <sub>4</sub> = 28 | Z <sub>8</sub> = 30 | Z <sub>13</sub> = 29 |
|                     |                     | Z <sub>14</sub> = 29 |

Табела 4.1 Броја зубаца на зупчаницима

### 4.4 Прорачунавање стварне вредности корака у обради бушењем

Прорачун стварне вредности корака се врши уз помоћ Шлезингеровог дијаграма, са којег се читавају спрегнути парови зупчастих преносника.

$$S_1 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( \frac{Z_5}{Z_6} \right) \cdot \left( \frac{Z_9}{Z_{10}} \right) \cdot S_{10} \quad S_1 := 0.049$$

$$S_2 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( \frac{Z_5}{Z_6} \right) \cdot \left( \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \right) \cdot S_{10} \quad S_2 := 0.065$$

$$S_3 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( \frac{Z_5}{Z_6} \right) \cdot \left( \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \right) \cdot S_{10} \quad S_3 := 0.08$$

$$S_4 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \left( \frac{Z_9}{Z_{10}} \right) \cdot S_{10} \quad S_4 := 0.099$$

$$S_5 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \left( \frac{11}{Z_{12}} \right) \cdot S_{10} \quad S_5 := 0.131$$

$$S_6 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \left( \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \right) \cdot S_{10} \quad S_6 := 0.161$$

$$S_7 = \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right) \cdot \left( \frac{Z_5}{Z_6} \right) \cdot \left( \frac{Z_9}{Z_{10}} \right) \cdot S_{10} \quad S_7 := 0.196$$

$$S_8 = \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right) \cdot \left( \frac{Z_5}{Z_6} \right) \cdot \left( \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \right) \cdot S_{10} \quad S_8 := 0.26$$

$$S_9 = \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right) \cdot \left( \frac{Z_5}{Z_6} \right) \cdot \left( \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \right) \cdot S_{10} \quad S_9 := 0.32$$

$$S_{10} = \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right) \cdot \left( \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \left( \frac{Z_9}{Z_{10}} \right) \cdot S_{10} \quad S_{10} := 0.39$$

$$S_{11} = \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right) \cdot \left( \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \left( \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \right) \cdot S_{10} \quad S_{11} := 0.52$$

$$S_{12} = \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right) \cdot \left( \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \left( \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \right) \cdot S_{10} \quad S_{12} := 0.64$$

## 4.5 Провера грешке

Дозвољена грешка се креће у границама од -2 до +4 од стандардне вредности корака и израчунава се по обрасцу:

$$\Delta S := \frac{(S_{stv} - S)}{S} \cdot 100\%$$

где је:

$S_{stv}$  – стварна (прорачуната) вредност корака

$S$  – стандардна (усвојена) вредност корака

$$S_1 = \frac{(0.049 - 0.5)}{0.5} \cdot 100\%$$

$$S_1 = -2\%$$

$$S_2 = \frac{(0.638 - 0.65)}{0.65} \cdot 100\%$$

$$S_2 = -1.9\%$$

$$S_7 = \frac{(0.196 - 0.2)}{0.2} \cdot 100\%$$

$$S_7 = -2\%$$

$$S_8 = \frac{(0.26 - 0.25)}{0.25} \cdot 100\%$$

$$S_8 = +4\%$$

$$S_3 = \frac{(0.8 - 0.8)}{0.8} \cdot 100\%$$

$$S_3 = 0$$

$$S_4 = \frac{(0.099 - 0.1)}{0.1} \cdot 100\%$$

$$S_4 = 1\%$$

$$S_5 = \frac{(0.130 - 0.125)}{0.125} \cdot 100\%$$

$$S_5 = +4\%$$

$$S_6 = \frac{(0.161 - 0.160)}{0.160} \cdot 100\%$$

$$S_6 = +0.625\%$$

$$S_9 = \frac{(0.32 - 0.315)}{0.315} \cdot 100\%$$

$$S_9 = +1.58\%$$

$$S_{10} = \frac{(0.396 - 0.4)}{0.4} \cdot 100\%$$

$$S_{10} = -1\%$$

$$S_{11} = \frac{(0.52 - 0.5)}{0.5} \cdot 100\%$$

$$S_{11} = +4\%$$

$$S_{12} = \frac{(0.64 - 0.63)}{0.63} \cdot 100\%$$

$$S_{12} = +1.5\%$$

## 4.6 Израчунавање модула

За даљи прорачун преносника помоћног кретања усваја се модул који је добијен прорачуном у одељку 3.9 Прорачун модула. На основу усвојеног модула формира се следећа табела.

|   | Z1 | Z2  | Z3  | Z4 | Z5 | Z6  | Z7 | Z8 | Z9 | Z10 | Z11 | Z12 | Z13 | Z14 |
|---|----|-----|-----|----|----|-----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|
| m | 3  | 3   | 3   | 3  | 3  | 3   | 3  | 3  | 3  | 3   | 3   | 3   | 3   | 3   |
| d | 63 | 156 | 135 | 84 | 60 | 120 | 90 | 90 | 66 | 108 | 78  | 96  | 87  | 87  |
| b | 20 | 20  | 20  | 20 | 20 | 20  | 20 | 20 | 20 | 20  | 20  | 20  | 20  | 20  |

Табела 7.1 У табели су представљени бројеви зуба зупчаника, модул и подеони пречници зупчаника

## 4.7 Усвајање вратила

С обзиром да се ради о преноснику за помоћно кретање који преноси релативно малу снагу, усвојили смо конструкционо да нам пречник најоптерећенијег вратила (вратило III) буде  $\varnothing = 36\text{mm}$ .

## 4.8 Избор лежаја

Сходно са пречницима вратила и преносу мале снаге усвојен је тип лежаја који је коришћен и прорачунат код преносника главног кретања, лежај типа **6204**.

## 5. Пројектовање преносника код машина у бради бушењем

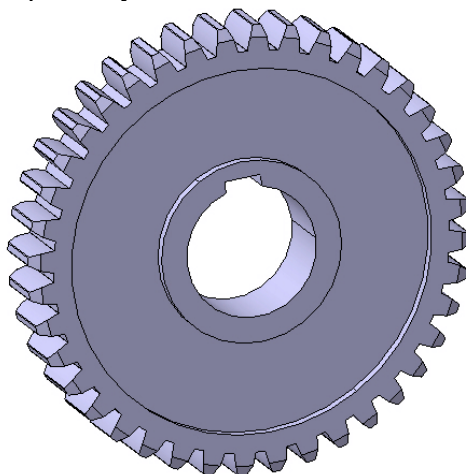
### 5.1 Моделирање

На основу прорачуна извршених у поглављима 3. и 4. приступа се моделирању неопходних преносника и делова који обезбеђују међусобно преносење одговарајућих кретања.

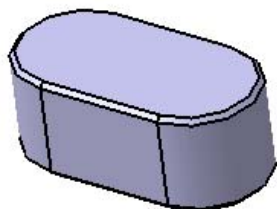
#### 5.1.1 Моделирање зупчаника

Прво се полази од моделирања зупчаника на основу прорачунатих бројева зуба зупчаника. Зупчаници могу бити чврсто везани (слика 5.1) за вратила на којима се налазе или могу бити померљиви дуж вратила.

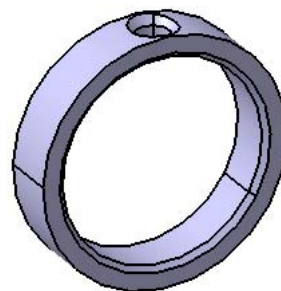
По правилу код бушилица на прво вратила се постављају зупчаници који су чврсто везани за вратило. Преносни однос са зупчаника на вратило се остварује везом уз помоћ клина (слика 5.2). Величина клина зависи од пречника вратла. Како зупчаници задржали жељени положај, они се за вратило причвршћују одговарајућим чаурама (слика 5.3), док се између зупчаника код који је то могуће постављају дистантне чаура (слика 5.4). Дужина дистантних чаура не би требало да буде већа од 100mm јер ће у супротном она додатно отежати вратило. Код зупчаника већих пречника где је то могуће извести врхи се смањење масе зупчаника, тако што се са једне и друге стране зупчаника одклони део материјала, у дубини која зависи од ширине зупчаника.



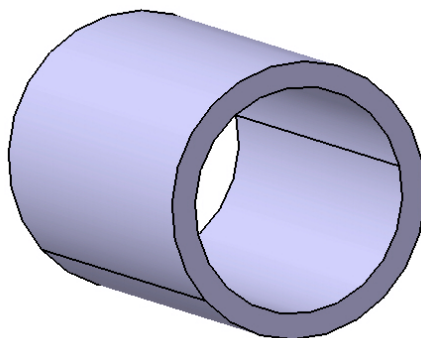
Слика 5.1 Зупчаник који се чврсто везује за вратило



Слика 5.2 Клин

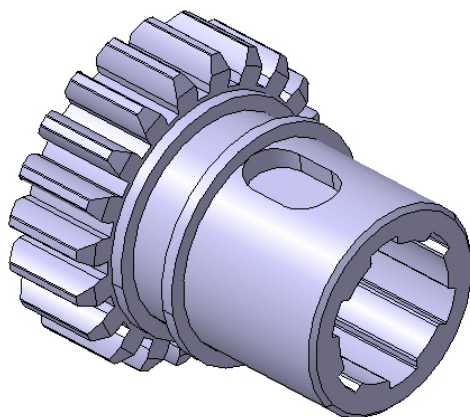


Слика 5.3 Чаура

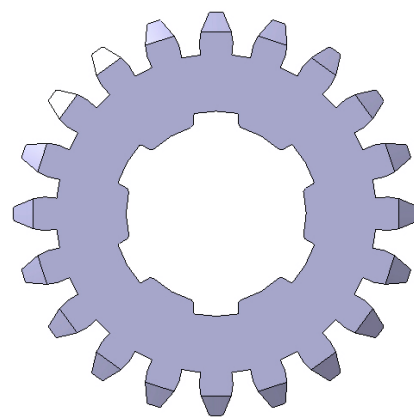


Слика 5.4 Дистантна чаура

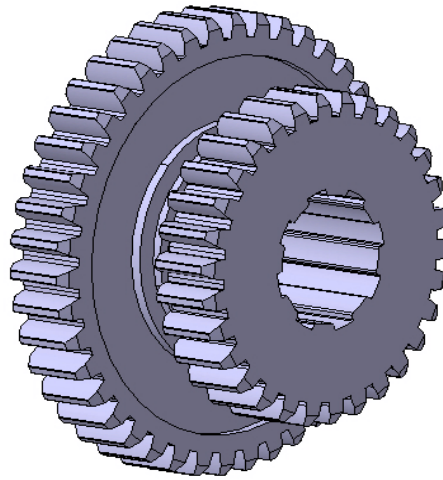
Код померљиве групе зупчаника (слика 5.6) носилац групе је онај зупчаник који у тој групи има најмањи број зуба. Такав зупчаник је израђен изједна са главчином (слика 5.4) на којој се налазе остали зупчаници. Код ове групе зупчаника, као и код зупчаника који се чврсто везују за вратило, веза се између зупчаника и главчине остварује клином. Зупчаник са главчином је изнутра ужлебљен (слика 5.5). Број и величина жљеба зависе од пречника вратила на које се померљива група зупчаника поставља. На тај начин се врши пренос обртног кретања код померљиве групе зупчаника.



Слика 5.4 Зупчаник са главчином



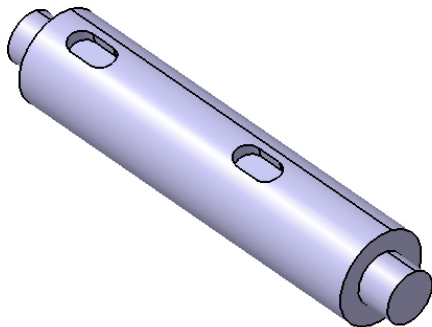
Слика 5.5 Ожлебљени део зупчаника



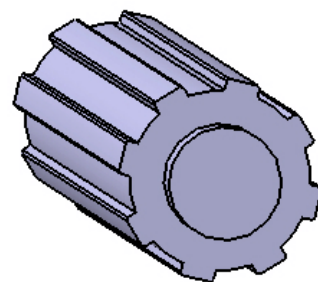
Слика 5.6 Померљива група зупчаника

### 5.1.2 Моделирање вратила

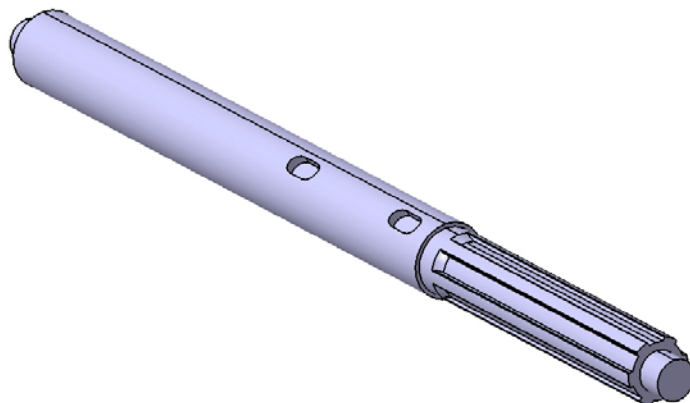
Након завршеног моделирања вратила приступа се моделирању вратила. У зависности од зупчаника који се на вратилу налазе, она могу бити без жлебе (слика 5.7) (зупчаници су чврсто везани за вратило), делимично ожлебљена (слика 5.8), тј. део вратила је ожлебљен и на њему се налази померљива група зупчаника а други део није ожлебљен и на њега су зупчаници чврсто везани и постоје вратила која су ожлебљена читавом дужином (слика 5.9).



Слика 5.7 Неожлебљено вратило

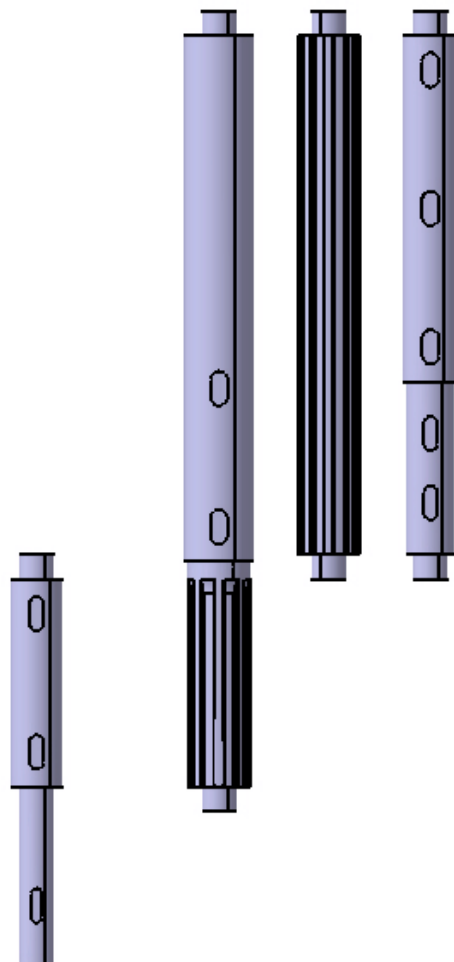


5.9 Ожлебљено вратило



### 5.8 Делимично ожлебљено вратило

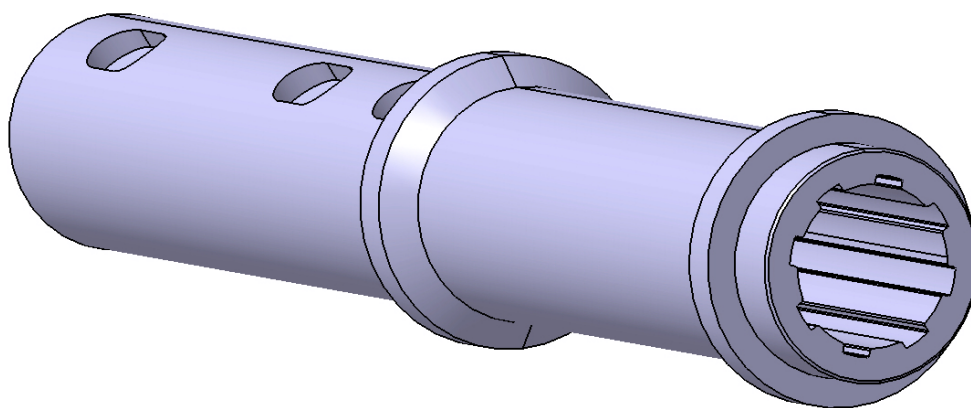
Дужина пројектованог вратила зависи од броја зупчаника који се на том вратилу налазе, као и од потребе да дужине вратила буду истих дужина због лакше израде кућишта (слика 5.9), као и саме монтаже и демонтаже вратила.



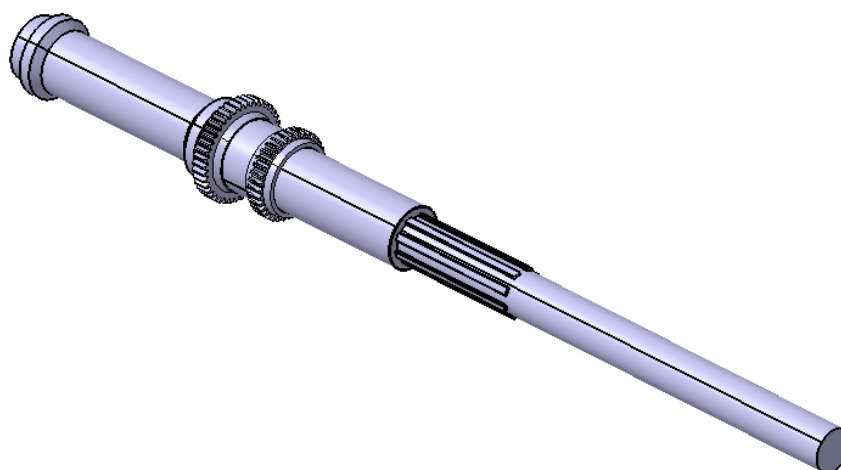
Слика 5.9 Различите дужине и облици вратила

У зависности од величине снаге коју ватило треба да пренесе зависи и пречник самог вратила. Неопходни пречник се добија прорачуном, и на основу тога се усваја прва већа стандардна вредност која је приближна прорачунатој. Тако је код преносника главног кретања пречник знатно већи него код преносника помоћног кретања. По правилу највећи пречник има претпоследње вратило јер оно преноси најмањи број обртаја и највећи обртни момент. Код ожлебљених вратила величина и број жлебова зависе од пречника вратила. Број, величина и остале карактеристике жлебова се стандардне величине које се усвајају из одговарајуће литературе.

Посебна врста вратила је последње вратило код преносника главног кретања који је ожлебљен изнутра (слика 5.10). Начин ожлебљивања је исти као и код зупчаника са главчином. На овом вратилу се налазе чврсто везани зупчаници. Овакво шупље вратило је спрегнуто са вратилом које има спољашње ожлебљење и које се налази у шупљем вратилу, што је приказано сликом 5.11.



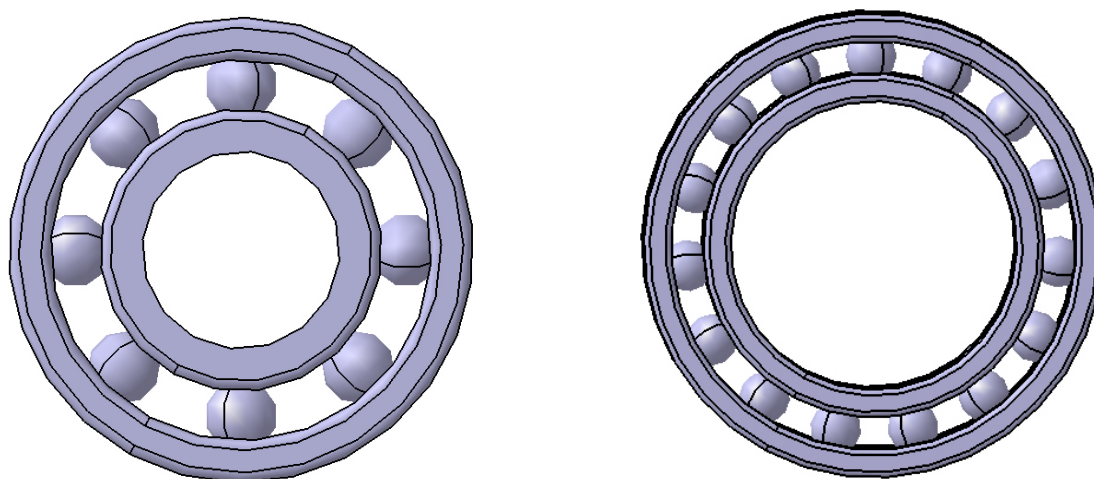
Слика 5.10 Вратило са унутрашњим ожлебљењем



Слика 5.11 Склоп вратила са унутрашњим и спољашњим ожлебљењем

### 5.1.3 Моделирање лежаја

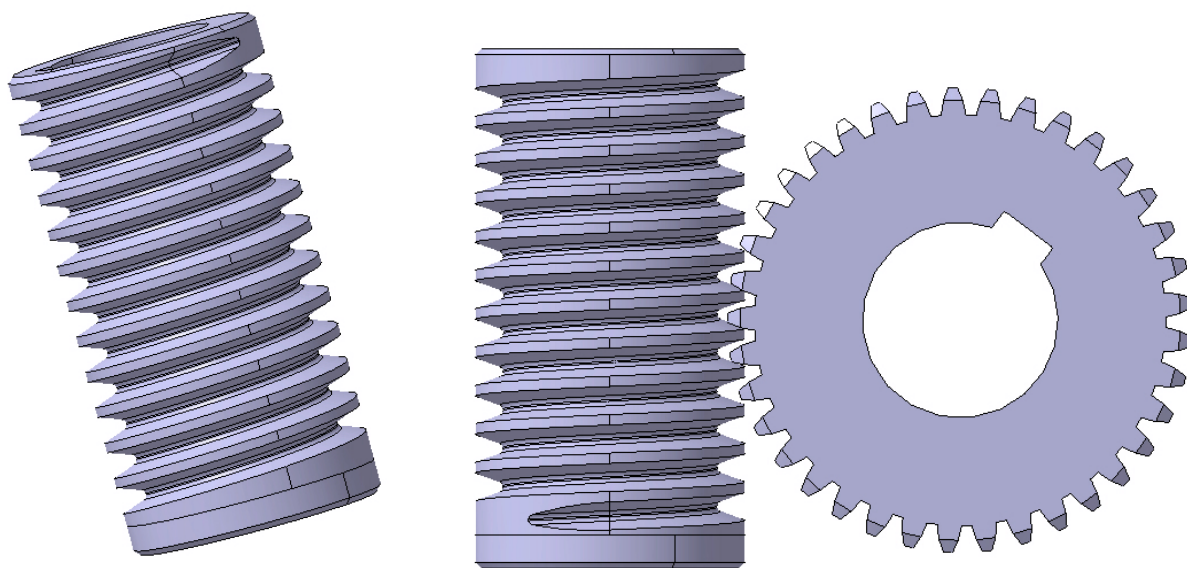
Лежаји су машински склопови који се најчешће уграђују у ослонце вратила. Основна улога лежаја је преношење оптерећења са покретних на непокретне делове машина и обезбеђења услова за релативно кретање обртних делова. Котрљајни лежаји се састоје од прстенова или колувоват, котрљајних тела и кавеза. Избор лежајева се врши на основу задатих радних услова као што су оптерећења, број обртаја, век трајања и сигурност у раду. При томе прво се доноси одлука о типу лежаја. На основу прорачунате динамичке моћи ношења врши се моделирање лежаја. Слика 5.12 приказан је измоделирани лежаји типа 6204,6215



Слика 5.12 Лежаји типа 6204 и 6215

### 5.1.4 Моделирање пужа-пужни точак и зупчаник-зупчаста летва

Пужни преносник или пужни пар састоји се до пужа и пужног точка. Овакви преносници представљају врсту зупчастих преносника чије се осе мимоилазе под углом од  $90^\circ$ . Код машина у обради бушењем пужни пар се користи за радукцију броја обртаја и преношење обртног кретања до склопа зупчаник-зупчаста летва. На основу жељеног преносног односа врши се моделирање пужног преносника. На слици 5.13 приказан је измоделиран пужни пар. При моделирању пужа узет је да је модул  $m=2$ , пречнк је 40mm, висина је 65mm, број зуба је 8,5. Подеони пречник пужног точка је 80mm, узето је да је модул  $m=2$  а број зуба је 40. Пречник отвора за вратило а самим тим и пречник вратила је 32mm.



Слика 5.13 Пуж склоп

Склоп зупчаник-зупчаста летва се користи за претварање обртног у праволинијско кретање. Склоп се састоји из зупчасте летве и зупчаника. Зупчаста летва је приказана сликом 5.14. Начин моделирања зупчасте летве је следећи:

Прво се врши моделирање једног зупца (слика 5.14) тако што се полази од обрасца за укупну висину зупца, који гласи  $h_p = h_{ap} + h_{fp}$ ,

где је висина теменог дела зупца дата обрасцем  $h_{ap} = m$

а висина подножног дела зупца обрасцем  $h_{fp} = m + c_p$

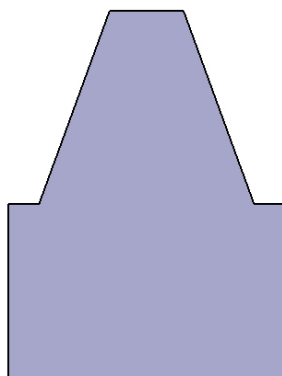
тако да коначан образац који је коришћен гласи  $h_p = 2m + c_p$

где је темени зазор  $c_p = (0.1...0.3) \cdot m$

затим се формира средња линија зупца  $S$  која се поставља на висину подножног дела зупца ( $h_{fp}$ ).

Угао профила  $2\alpha_p = 40^\circ$ , а дебљина зупца је  $s_p = \frac{p}{2}$

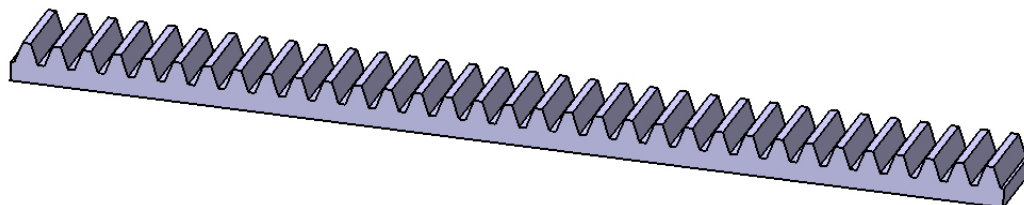
где је  $p$ - подеони корак, који уједно представља и растојање између зуба и представљен је обрасцем  $p := m \cdot \pi$



Слика 5.14 Измоделиран зуб

Након моделирања зупца врши се његово умножавање, уношњем жељеног броја зупца који зупчаста летва треба да има (слика 5.15).

Овиме је приказано да је једини параметар којим је дефинисана зупчаста летва је модул  $m$ .



Слика 5.15 Зупчаста летва

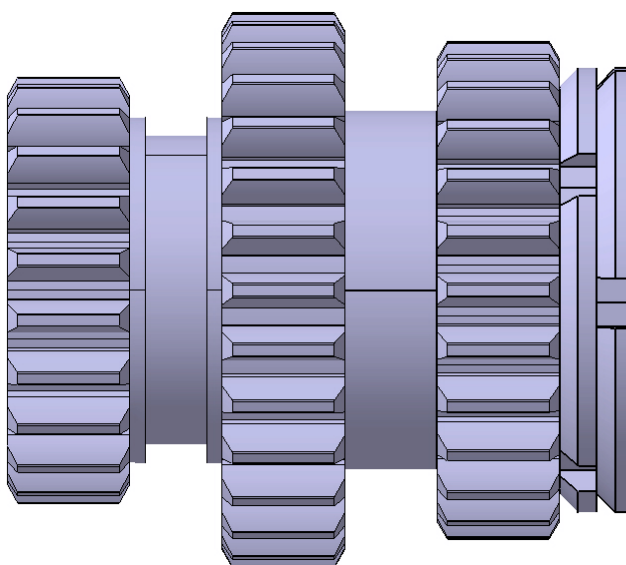
## 5.2 Формирање склопова

### 5.2.1 Формирање склопа преносника главног кретања

На основу измоделираних делова преносника главног кретања врши се формирање склопова, по меделу кинематске шеме и структурног дијаграма приказаног у поглављу 3.

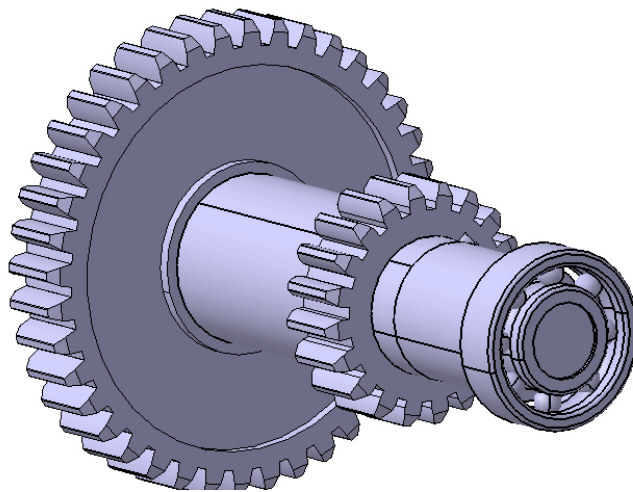
Најпре се полази од формирања померљивих група зупчастих преносника, на следећи начин:

Као што је напоменуто зупчаник са најмањим бројем зуба је израђен изједна са главчином и на њу се постављају остали зупчаници. У колико имамо групу коју чине три зупчаника онда је најмањи први зупчаника, највећи је на другом месту а средњи трећи на последњем месту, као што је показано сликом 5.16.

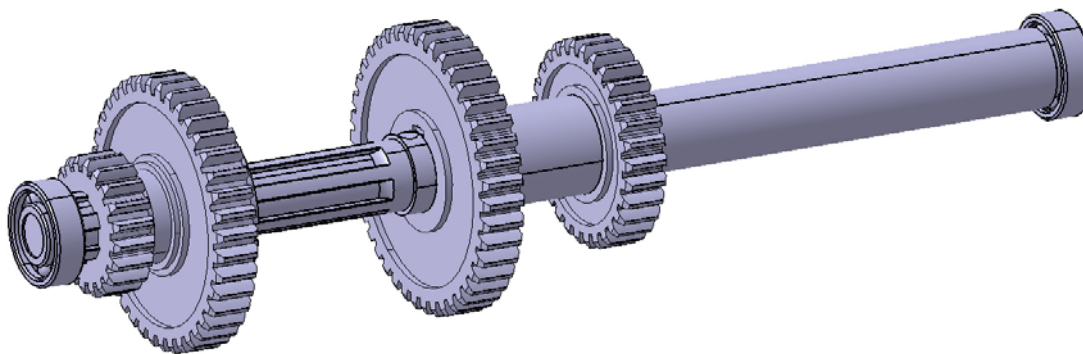


Слика 5.16 Померљива група коју чине три зупчаника

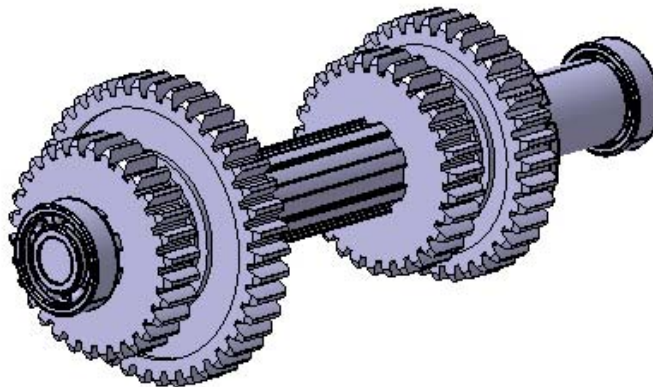
Након слагања померљивих група зупчаника следи слагање вратила и зупчаника. Сликама су приказана вратила преносника главног кретања појединачно.



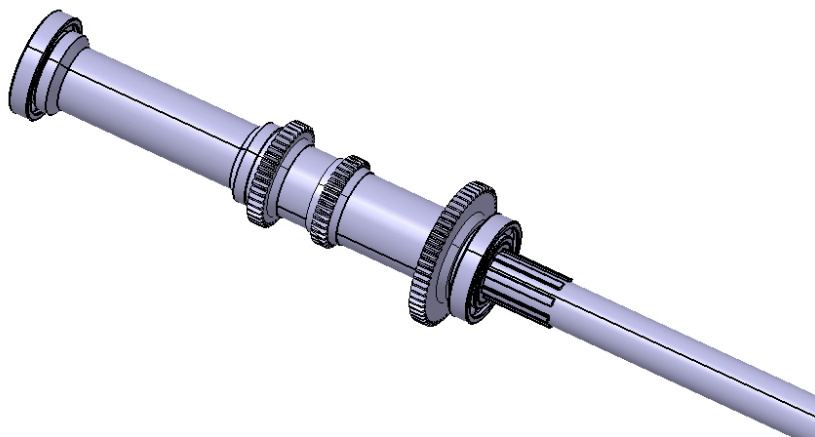
Слика 5.17 I Вратило



Слика 5.18 II Вратило



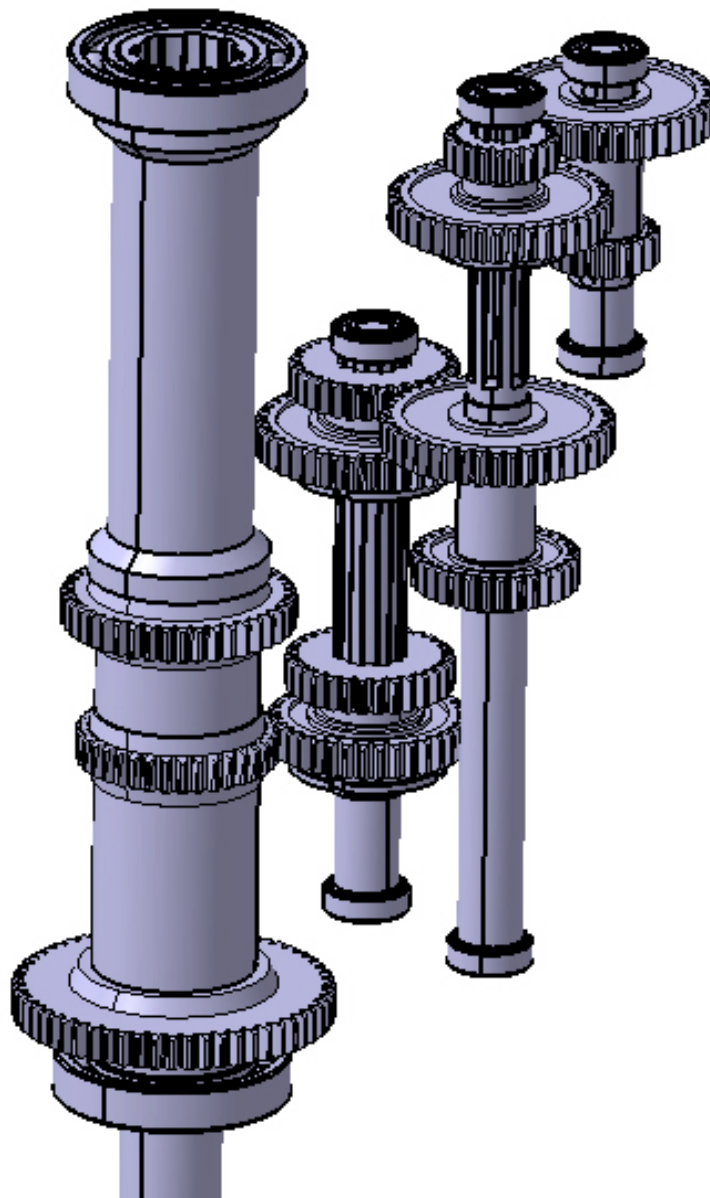
Слика 5.19 III Вратило



Слика 5.20 IV Вратило

На последњем вратилу се налази један додатни зупчаник који служи за преношење кретања са преносника за главно на преносник за помоћно кретање.

Након слагања вратила приступа се формирању преносника за главно кретање (слика 5.21 ). Битно је имати на уму да преносника кретања не треба постављати у линију, већ треба одабрати нај оптималнији положај вратила који ће нам прижити уштеду простора, смањити утрошак материјала при изради кућишта као и пружити најбоље ергономске и технолошке карактеристике.



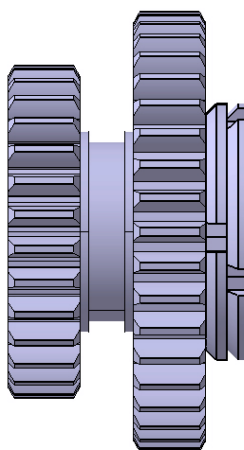
*Слика 5.21 Преносник главног кретања*

### 5.2.2 Формирање склопа преносника помоћног кретања

На основу измоделираних делова преносника помоћног кретања врши се формирање склопова, по меделу кинематске шеме и структурног дијаграма приказаног у поглављу 4.

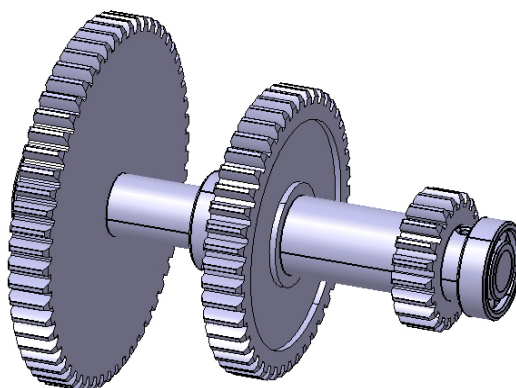
Са обзиром да се ради од преносницима који преносе мале снаге, мање снаге него преносници главног кретања, димензије појединих делова су знатно мање.

Као и код преносника за главно кретање најпре се полази од формирања склопова померљивих група зупчаника (слика 5.22).



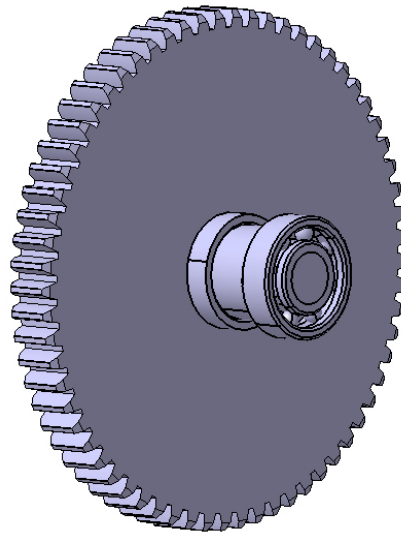
Слика 5.22 Померљива група зупчаника

Након тога следи слагање појединачних вратила преносника помоћног кретања код машина у обради бушењем. Сложена вратила су приказана сликама:

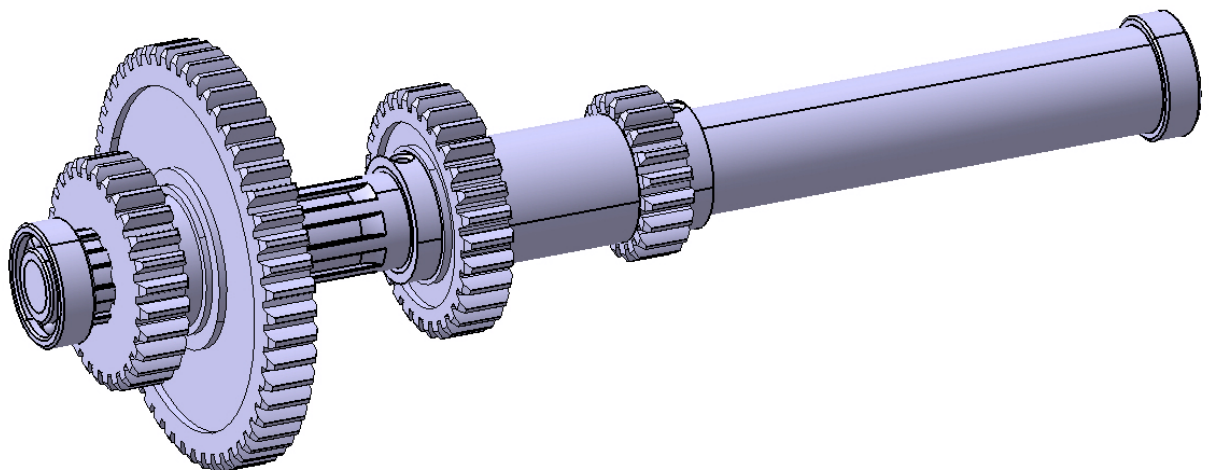


Слика 5.23 | Вратило

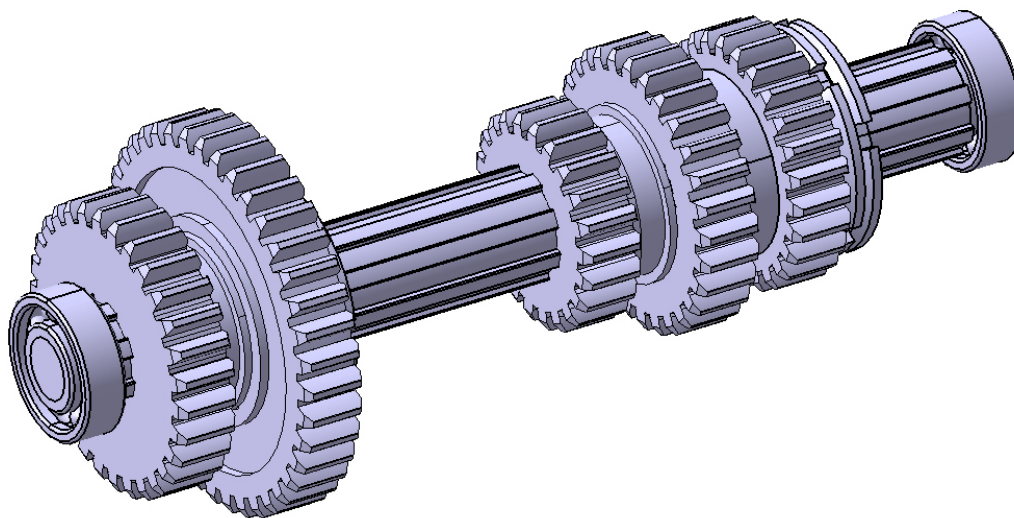
На првом вратилу се налази још и један додатни зупчаник који служи за преношење кретања са преносника за главно кретање до преносника за помоћно кретање и који је спрегнут са једним међу зупчаником (слика 5.24). Преносни однос ових зупчаника је 1:1.



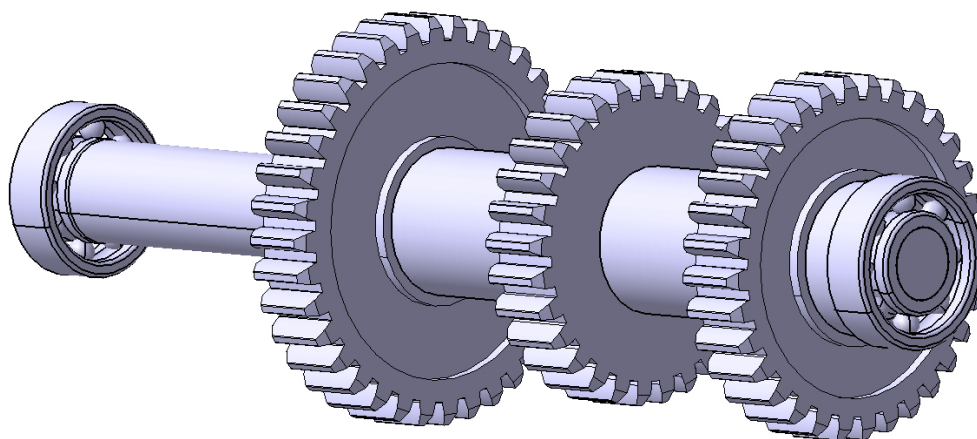
Слика 5.24 Међу зупчаник



Слика 5.25 II Вратило

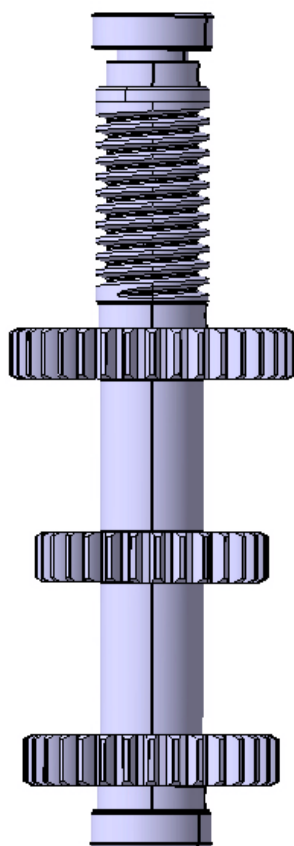


Слика 5.26 III Вратило

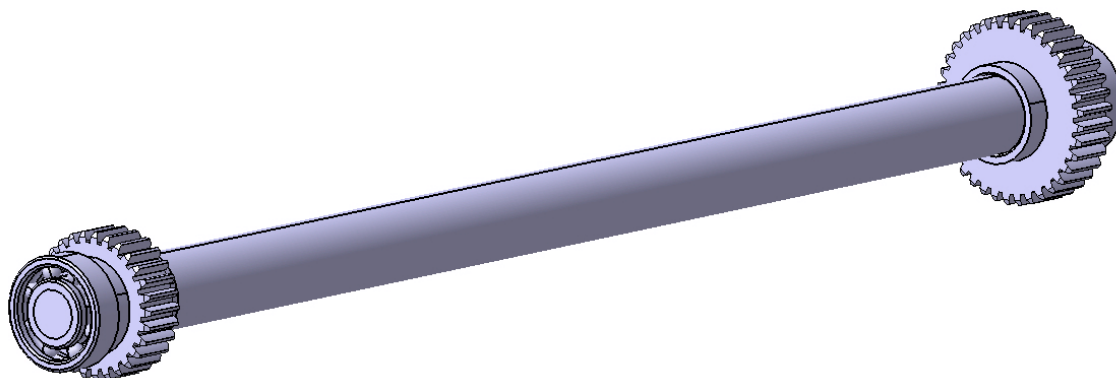


Слика 5.27 IV Вратило

Саставни део преносника помоћног кретања су још и пуж-пужни преносник и зупчаник-зупчаста летва. Пужни преносник се монтира на последње вратило, тачније на вратило се монтира само пуж (слика 5.28), док се пужни точак налази на истом вратилу на којем се налази и зупчаник који је спрегнут са зупчастом летвом (слика 5.29).

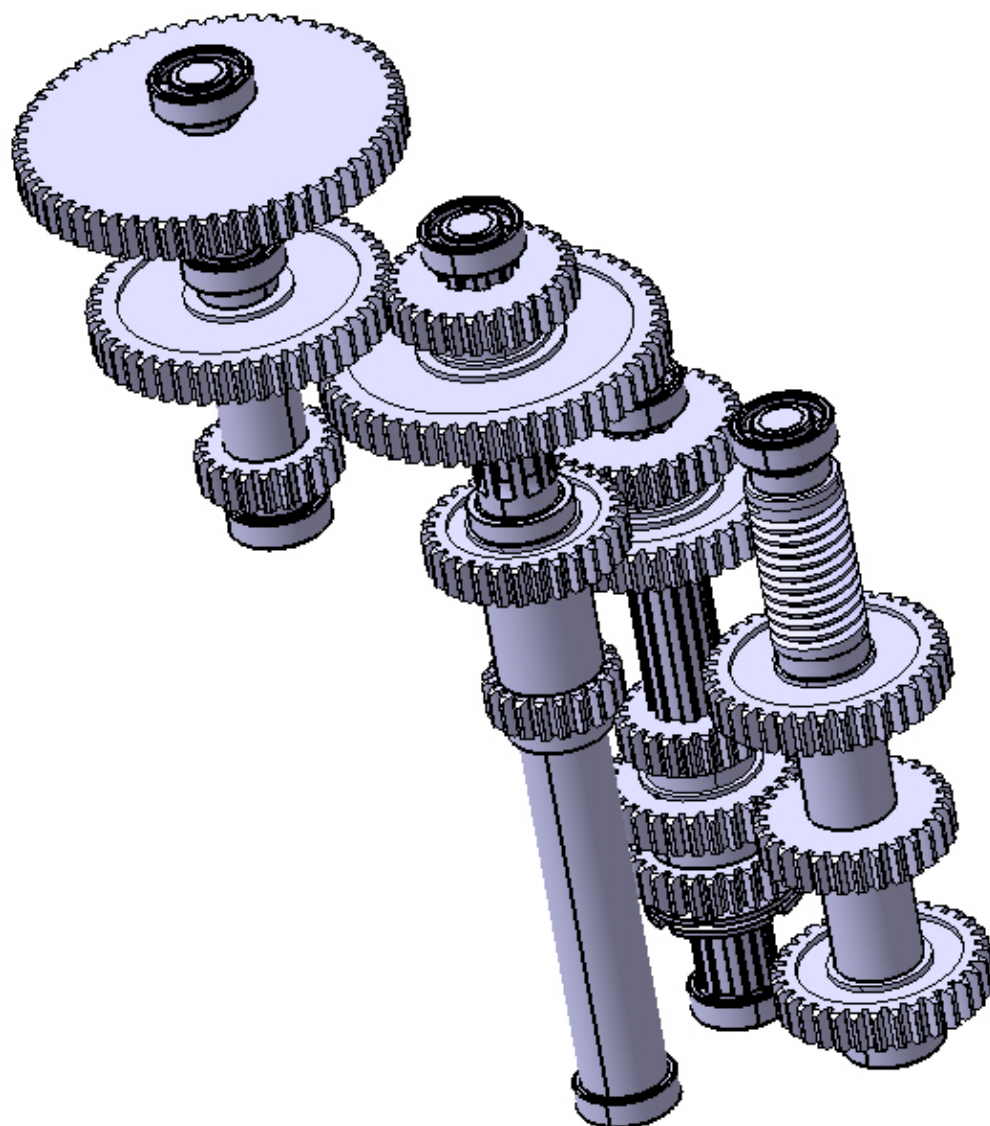


Слика 5.28 Положај пужа на последњем вратилу



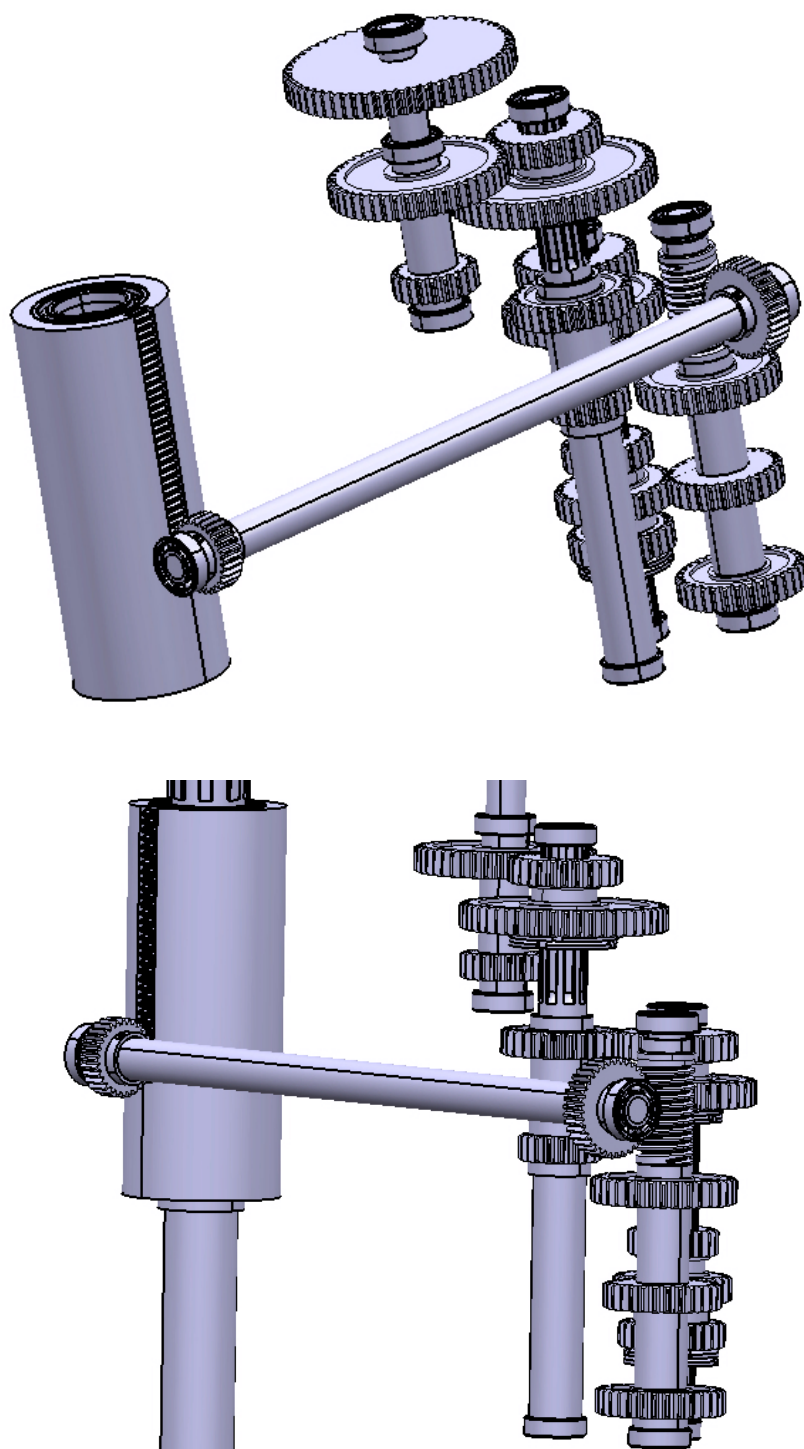
Слика 5.29 Пужни точак и зупчаник

Након завршеног слагања појединачних вратила формира се преносник помоћног кретања, који је приказан сликом 5.30.



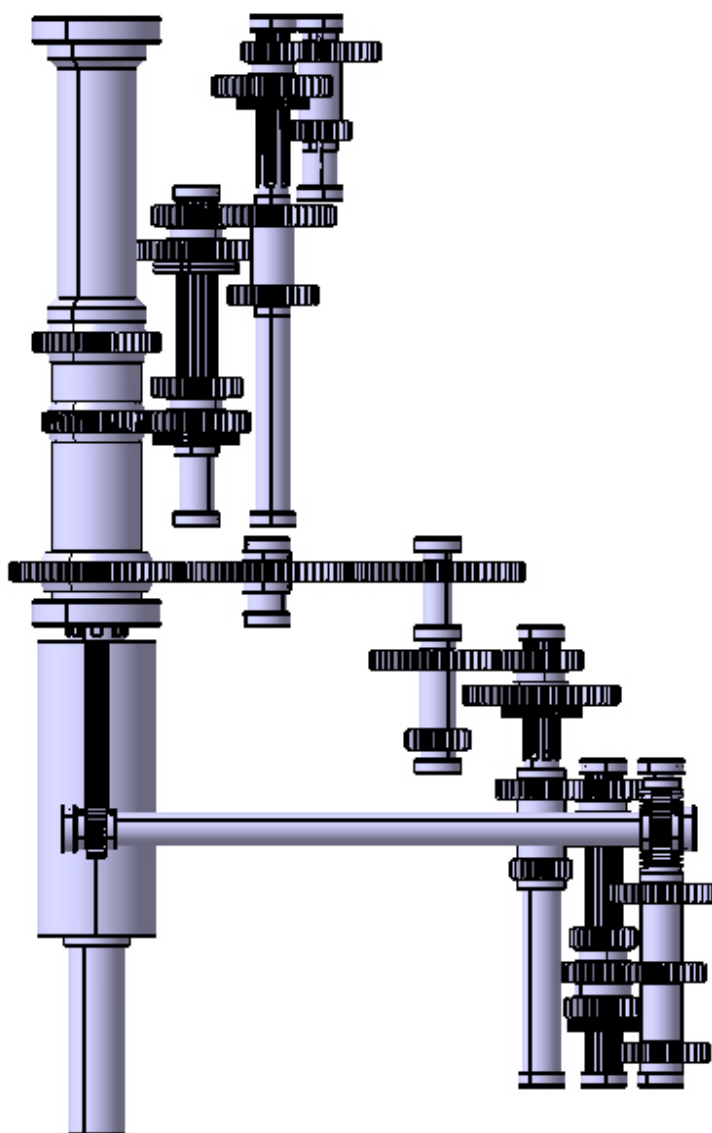
*Слика 5.30 Преносник помоћног кретања*

Овако формираном преноснику помоћног кретања придружују је пужни преносник и зупчаник-зупчаста летва. Коначан изглед преносника помоћног кретања је приказан сликом 5.31.

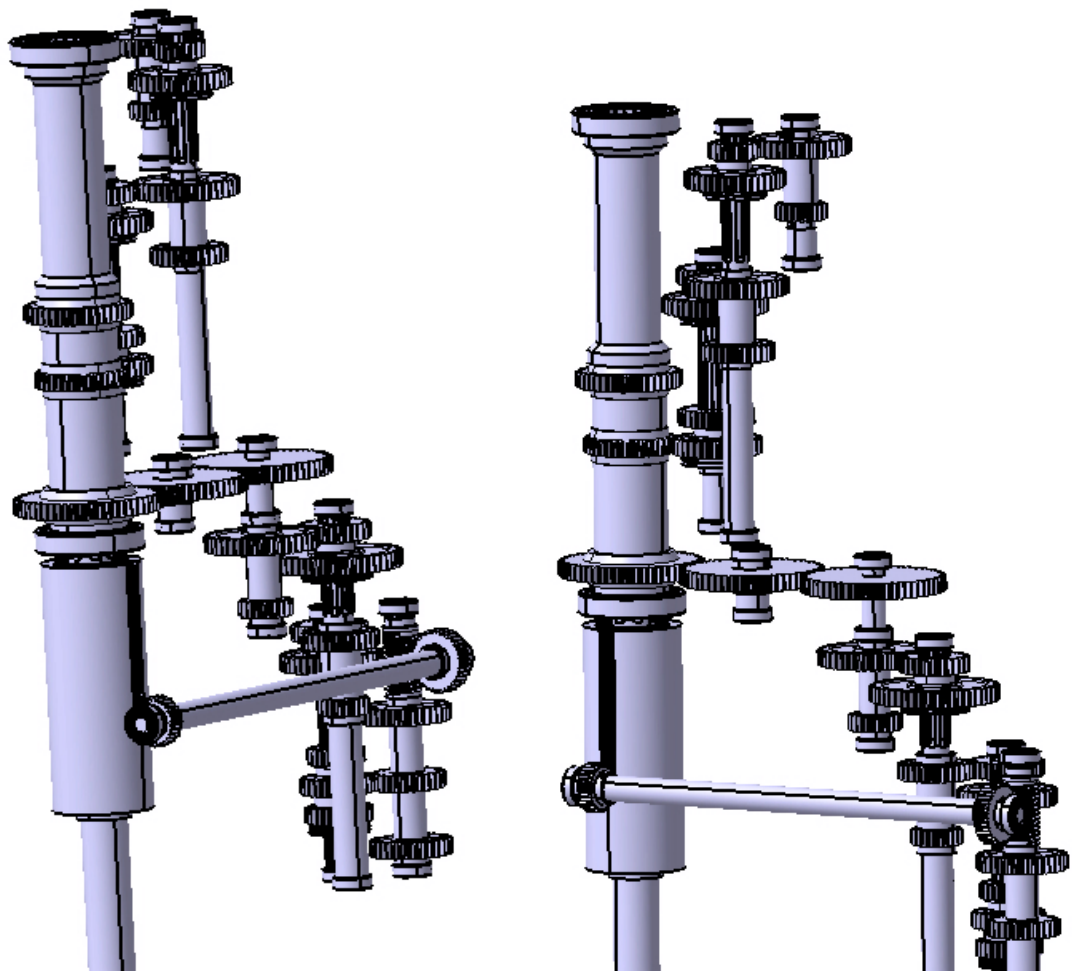


*Слика 5.31 Преносник помоћног кретања*

Након извршеног слагања преносника помоћног и главног кретања врши се њихово спајање, тако да се добија комптна кинематика преносника машина у обради бушењем. Комплетан склоп је приказан следећим сликама.



*Слика 5.32 Преносници кретања код машина у обради бушењем*



Слика 5.33 Преносници кретања код машина у обради бушењем

## 6. Закључак

У зависности од захтева производње као и захтева корисника машина у обради бушењем имамо поделу бушилица на једновретена и вишевретене. Једновретене бушилице се користе за појединачну и мало серијску производњу, док вишевретене бушилице се користе за масовну производњу. За појединачну производњу се најчешће користе вертикалне бушилице (стоне и стубне). Међутим са развојем технике и технологије развиле су се машине које обједињавају једновретене и вишевретене бушилице, а то су CNC машине које се могу користити и у појединачној и у масовној производњи. Битна ствар је могућност моделирања таквих машина уз помоћ компјутерских програма, али пре моделирања неопходно је извршити одговарајући прорачун, као што је приказан у поглављу 3 и 4. Овај прорачун је неопходан јер нам пружа потребне податке који нам касније користе у моделирању. Преносници кретања код машина у обради бушењем се моделирају на начин како је приказано у претходним поглављима, поглавље 5. Циљ оваквог моделирања је проналажење најоптималнијих и најпогоднијих решења по питању дужина вратила, њиховог облика и димензија, као и међусобног положаја. Овакав вид моделирања и пројектовања нам помаже и омогућава да унапред знамо какве ће бити особине машине као што су изглед, приступачност, лакоћа руковања, опслужност. Ако случајно дође до неких неправилности и грешака лако и брзо можемо извршити модификацију испројектованих преносника, што је велика предност оваквог начина пројектовања.

## 7. Литература

- [1] Богдан Недић: Машине алатке- Пројектовање преносника машина алатки-скрипта, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2011.
- [2] Светислав Захар: Машине алатке 1, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1993.
- [3] Вера Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац, 2004.
- [4] Никола Радаковић: Обрадне технологије-радни материјал , Факултет техничких наука, Нови Сад, 2002.
- [5] Богдан Недић, Миодраг Лазић: Производне технологије- Обрада материјала резањем-скрипта, Машински факултет, Крагујевац, 2007.
- [6] Горан Девеџић и др.: 3D Моделирање производа- Методичка збирка задатака, Машински факултет, Крагујевац, 2009.