

**Факултет инжењерских наука**

**Универзитета у Крагујевцу**



**Назив студијског програма: Машинско инжењерство**

**Ниво студија: Основне академске студије**

**Модул: Машинске конструкције и механизација**

**Предмет: Машински елементи 2**

**Број индекса: 14/2010**

**Емилија М. Марковић**

## **ПРОЈЕКТОВАЊЕ ПУЖНОГ РЕДУКТОРА**

**завршни рад**

**Комисија за преглед и одбрану:**

1. **Др Мирко Благојевић, доцент - ментор**

2. \_\_\_\_\_

3. \_\_\_\_\_

Датум одбране: \_\_\_\_\_

Оцена: \_\_\_\_\_

У оквиру задатка потребно је:

- Систематизовати постојећа знања из области пужних редуктора,
- Извршити комплетан прорачун једног пужног редуктора,
- Урадити тродимензионални модел пужног редуктора.

Препоручена литература:

1. М. Трбојевић, М. Јанковић,...: РЕДУКТОРИ, Научна књига – Београд, 1988. год.
2. В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Крагујевац, 2004. год.
3. С. Јовичић: ОСНОВИ КОНСТРУИСАЊА, Крагујевац, 2002. год.

Крагујевац, 10.08.2013.

ментор:

Др Мирко Благојевић, доцент

**Резиме:**

Пужни редуктор је тип редуктора који се састоји од пужа и пужног зупчаника. Пужни редуктор обезбеђује веома велики преносни однос. Представља врсту зупчастих преносника чије се осе мимоилазе најчешће под углом од  $90^\circ$ . Пуж је увек погонски део преносника.

У овом раду је дат прорачун и 3D модел пужног редуктора, чија је снага 50 kW. Модел је рађен у CAD софтверу AutoDesk Inventor.

**Кључне речи:** пужни редуктор, 3D модел

**Abstract:**

The worm gear is a special type of gear that consists of worm and wormwheel. Worm gears provide a very large gear ratio. It usually transmits power at a 90 degree angle from the input. Worm gears can only be driven in one direction. A worm gear can turn the spur gear, but the spur gear cannot turn the worm gear.

Within this work it is given a calculation and a 3D model of a worm gear reducer whose power is 50 kW. This 3D model was presented in a software package AutoDesk Inventor.

**Key words:** worm gear, 3D model.

# САДРЖАЈ

|                                                                   |    |
|-------------------------------------------------------------------|----|
| 1.0 Уводна разматрања.....                                        | 1  |
| 1.1 Врсте редуктора и подела.....                                 | 1  |
| 2.0 Ток прорачуна.....                                            | 10 |
| 2.1 Прорачун основних параметара редуктора.....                   | 10 |
| 2.2 Претходни прорачун зупчаника.....                             | 12 |
| 2.3 Завршни прорачун.....                                         | 16 |
| 2.4 Прорачун чврстоће бока зубаца .....                           | 17 |
| 2.5 Прорачун чврстоће подножја зубаца.....                        | 18 |
| 2.6 Силе и оптерећење вратила.....                                | 19 |
| 2.7 Прорачун и избор лежаја.....                                  | 31 |
| 2.8 Прорачун и конструкција кућишта.....                          | 38 |
| 3.0 Технички опис редуктора,упутство за руковање и одржавање..... | 50 |
| 4.0 Закључак.....                                                 | 52 |
| Литература.....                                                   | 53 |

## 1.0 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Под појмом редуктор подразумева се зупчасти или пужни преносник смештен у засебно кућиште. Задатак редуктора је да преноси снагу од неке радне машине на одређену погонску машину уз одговарајућу промену обртног момента. При том се, најчешће, брзина обртања умањује, редукује.

Вратило редуктора којим се снага доводи у редуктор зове се улазним, а којим се одводи из редуктора излазним вратилом. При одређивању положаја улаза снаге у редуктор и излаза снаге из редуктора, редуктор се посматра у положају у коме је улазно вратило испред посматрача. Тада улаз снаге може бити с леве или с десне стране, или, понекад, и са леве и са десне стране.

Најважније радне карактеристике редуктора су:

- Број обртаја
- Обртни момент
- Снаге
- Радни преносници однос
- Степен искоришћења преносника

### 1.1 Врсте редуктора и подела:

Према међусобном положају вратила редуктори могу бити:

- а) Са паралелним вратилима, где су преносници цилиндрични зупчаници са правим косим или стреластим зупцима.
- б) Са вратилима чије се осе секу обично под  $90^\circ$  преносници су тада конични зупчаници са правим или завојним зубима.
- в) Редуктори чије се осе вратила мимоилазе (пужни редуктори)



а)

б)

в)

Слика 1.2 – Врсте редуктора

Подела редуктора према броју степени преноса:

- Једноступени (имају само један пар зупчаника)
- Двоступени (имају два пара зупчаника)
- Вишеступени (имају више парова зупчаника)

Према броју преносника на:

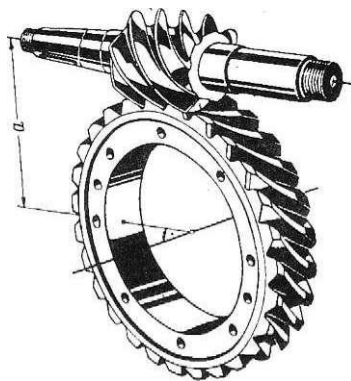
- Једноступене (обично пужни редуктор)
- Двоступене и вишеступене

Према положају преносника у редуктору:

- Хоризонталне
- Вертикалне
- Косе редукторе

**Пужни преносник** или пужни пар састоји се од пужа и пужног кола (пужног зупчаника),

Сл. 1.3. Представљају врсту зупчастих преносника (хиперболоидни зупчасти пар) чије се осе мимоилазе најчешће под углом од  $90^\circ$ . Међутим, овај угао може бити већи и мањи од  $90^\circ$ . Пуж је најчешће погонски део преносника и тада, при преносу кретања, врши се редукција броја обртаја. Погонски део преносника може бити и пужно коло ако је потребна мултипликација броја обртаја. Пужни преносници се ретко примењују као мултипликатори јер су вредности степена искоришћења ниске (мање од 0.5).



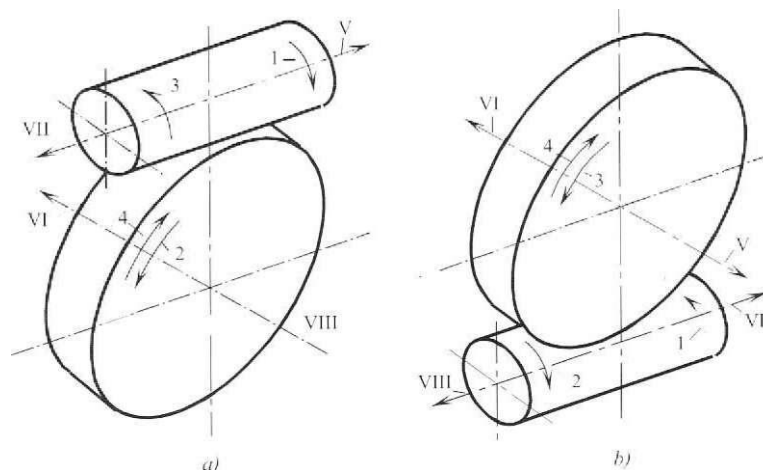
Сл.1.3 Пуж и пужни зупчаник

Пуж је мањег пречника од пужног зупчаника и има једну или више завојница (зуба) обавијених око цилиндричног или глобоидног језгра. Тако, пуж подсећа на завртањ или навојно вретено. Пуж са једним почетком навоја је једноходни, са два почетка двоходни, троходни и вишеходни. Угао успона завојнице пужа је мањи од  $45^\circ$ . Пужни зупчаник обухвата својим зупцима део језгра пужа. Пужни зупчаник личи на половину навртке која уместо да се креће транслаторно, ротира око осе пужног зупчаника. Зато спрега пужа и пужног зупчаника "личи" на спрегу завртња и навртке.

На основу предњег, пужни пар представља један клизни спој. Како се функција остварује на принципу интензивног клизања, потребно је да један од делова у споју буде од мекшег материјала (пужни зупчаник), а други део од материјала веће тврдоће (пуж). Тако се пужни зупчаник израђује од разних врста бронзе, легура цинка, Al-легура, сивог лива, а пуж од челика који је каљен и брушен.

Зависно од смера завојнице, пуж може да буде десни (најчешћи случај) и леви, сл.1.4. Смерови нагиба зубаца за једну спрегу пужа и пужног зупчаника су идентични; десном пужу одговара десни пужни зупчаник (левом - леви).

При обртању пужа, који је непокретан у аксијалном правцу, обрће се и пужни зупчаник. Смер обртања пужног зупчаника (пужног кола) зависи од смера обртања пужа и смера завојнице пужа. Сл. приказује два уобичајна положаја пужног преносника.



Сл.1.4 Смер окретања пужног зупчаника у зависности од смера окретања пужа и смера завојнице

### **Предност пужног преносника су:**

Врло велики преносни однос ( $u \leq 100$ ) остварен једним пужним паром. При редукцији броја обртаја препоручене вредности преносног односа су  $5 < u < 70$ , а при мултипликацији  $5 < n < 15$ . Повезивањем два пужна преносника могу се постићи још већи преносни односи, Сл. 1.5.

Клизање зупца по зупцу омогућава тихи рад и пригушивање динамичких удара и вибрација. Клизање захтева посебне мере у погледу квалитета обраде, избора материјала пужа пужног кола, а нарочито обезбеђења уљног слоја између спрегнутих бокова.

Велика носивост коју омогућава додир по линији више зубаца (од 2 до 4). Пужни преносник има повољне услове за стварање уљног филма, јер смањивањем броја зубаца(завојница пужа) не расте закривљеност бокова, што је случај код других врста зупчастих преносника. Такође и релативни смерови кретања површина спрегнутих бокова погодују стварању уљног филма. Све ово утиче да се пужни преносници могу применити за пренос великих снага.

Велики век трајања под условима тачне израде, правилне монтаже, доброг и обилног подмазивања, избора материјала пужа и пужног зупчаника, итд.

Под одређеним условима пужни преносници се могу остварити као самокочиви.

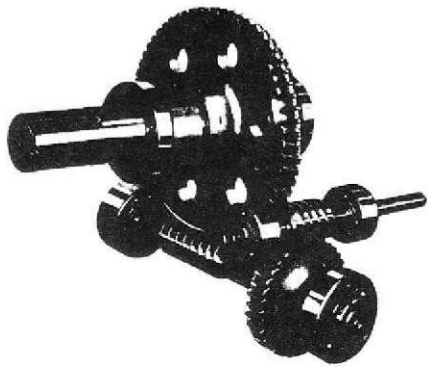
Мала чврстоћа материјала пужних зупчаника (разне врсте бронзе) чија спрега са пужевима од челика даје мале отпоре клизању, ограничава примену пужних преносника на мање снаге и мање угаоне брзине и мања осна растојања ( $a < 160 \text{ mm}$ ). До сада су израђени пужни преносници чија је снага до 1000 kW, са бројем обртаја пужа до 3000 o/min.

У поређењу са осталим зупчастим преносницима, за пренос исте снаге, обично су мањих димензија, лакши и једноставнији.

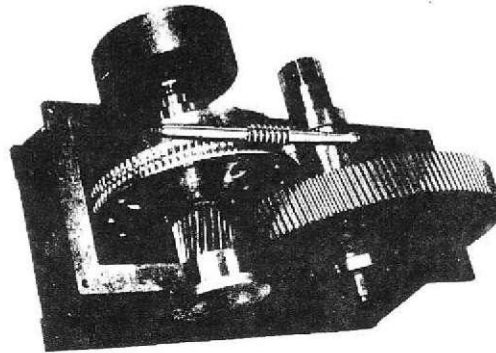
Могућност да се пужеви одређених величина употребљавају за већи број пужних кола па се тако остварују друге вредности преносних односа, и др.

Мимоилажење оса вратила омогућава да се од једног погонског вратила снага одводи на већи број гоњених, односно може се повезати више пужних преносника и тако остварили веома велики преносни однос.

Релативно добар степен искоришћења код вишеходних пужева; може се постићи степен искоришћења чак до 0,98, наравно, уз повољан избор кинематских односа, подмазивања, конструкционе концепције и др.



*Сл.1.5 Повезивање два пужна  
преносника*



*Сл.1.6 Повезивање пужног преносника са  
зупчастим преносником*

### **Недостаци пужних преносника:**

Релативно низак степен искоришћења, нарочито код пужних преносника са цилиндричним пужем, као и код самокочивих пужних преносника где је  $\eta < 0,5$ . Међутим, добрим избором кинематских односа и добрим подмазивањем могу се постићи и велики степен искоришћења (ако је преносник редуктор).

Релативно велико клизање праћено отпором клизања, има за последицу стварање велике количине топлоте и губитак енергије,уколико није могуће ту топлоту одвести природним путем, врши се вештачко хлађење преносника.

Пужни преносници се најчешће примењују за пренос снага од 100 до 150 kW. Налазе примену код транспортера, лифтова, моторних дизалица, текстилних машина, бродских кормила, погона бубњева, роштиља, центрифуга, пумпи, алатних машина, шинских и друмских возила и др.

У новије време пужни преносници се примењују и за мање преносне односе (до 5) при чему се постиже пренос великих снага и високе вредности степена искоришћења. Овакви пужни преносници се уграђују иза или испред цилиндричних зупчастих преносника па се тако постиже већи укупни преносни однос.

Постоје и високоучински пужни преносници, са каљеним и брушеним зупцима, добрим хлађењем, пажљиво изабраним обликом зубаца пужа и др. Овакви преносници омогућавају већи степен искоришћења, јефтинији су и мањих димензија посматрано по јединици снаге, у односу на друге пужне преноснике.

Пуж, у односу на пужно коло, може бити испод пужног кола, изнад пужног кола, Сл. 1.4, као и испред или иза пужног кола.

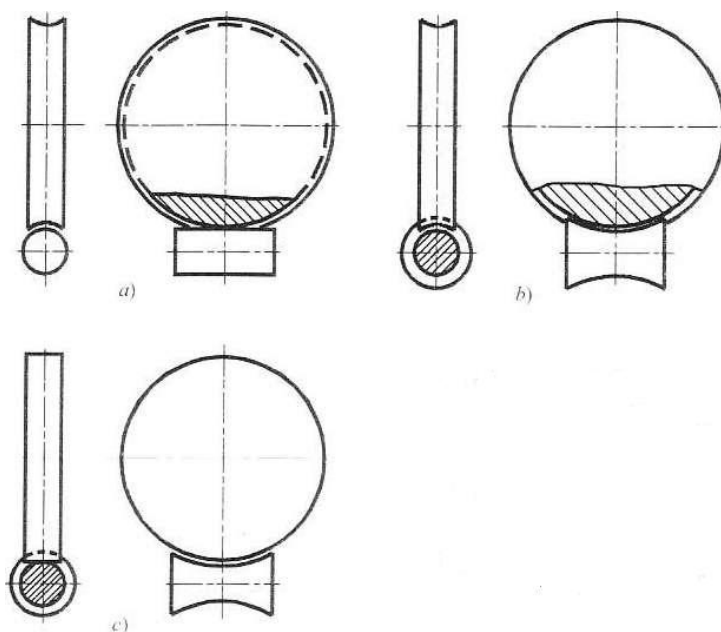
## Облици пужних преносника

Пуж и пужно коло могу имати цилиндрични и глобоидни облик, Сл. 1.7. Најчешће се користи цилиндрични пуж и глобоидни пужни зупчаник. Сл. 1.7а.

Код цилиндричних пужних преносника, Сл. 1.7а, кинематски круг пужног зупчаника тангира изводницу кинематског цилиндра пужа. Темена и подножна површина пужа су облика кружних цилиндара. Код пужног зупчаника те површине су у облику кружних торуса (глобоида) и прилагођене су подножној и теменој површини пужа (торус је обртно тело које настаје када се круг обрће око праве с којом нема ниједну заједничку тачку - облик напумпане аутомобилске гуме).

Код глобоидних пужних преносника, Сл. 1.7б, пуж и пужни зупчаник су глобоидног(торусног) облика. Тако изводница пужа обухвата кинематски круг пужног зупчаника. Кинематске површине се уклапају једна у другу. Број зубаца у спрези је већи, повећава се додирна површина, смањују се контактни притисци и загревање, а повећава носивост. Без обзира на ове предности глобоидни пужни преносници се ређе примењују због сложености поступака израде. Изглед детаља глобоидног пужа дат је на Сл. 1.8.

Трећа врста пужних преносника, Сл. 1.7ц, је комбинација глобоидног пужа и цилиндричног пужног кола. Практично, пужно коло се своди на цилиндрични зупчаник са косим зупцима. Овакви пужни преносници налазе примену код волана друмских возила.

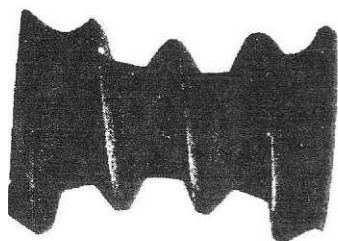


Сл.1.7 Могући облици пужа и пужног зупчаника: а)цилиндрични пуж глобоидно пужно коло; б)глобоидан пуж и пужно коло; ц)глобоидан пуж и цилиндрично пужно коло

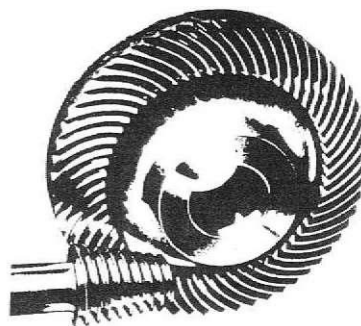
Посебну врсту преносника за мимоилазна вратила представљају спироидни преносници, Сл.1.9. Погонски елемент је конични пуж, а гоњени је конични зупчаник са лучним зупцима. Ови преносници преносе велике снаге. Увек је у спреси велики број зубаца, а постижу се и велике брзине клизања.

Дуплекс пужни преносници су посебна врста пужних преносника код којих пуж има разиичите углове нагиба левог и десног бока зубаца [36, ...].

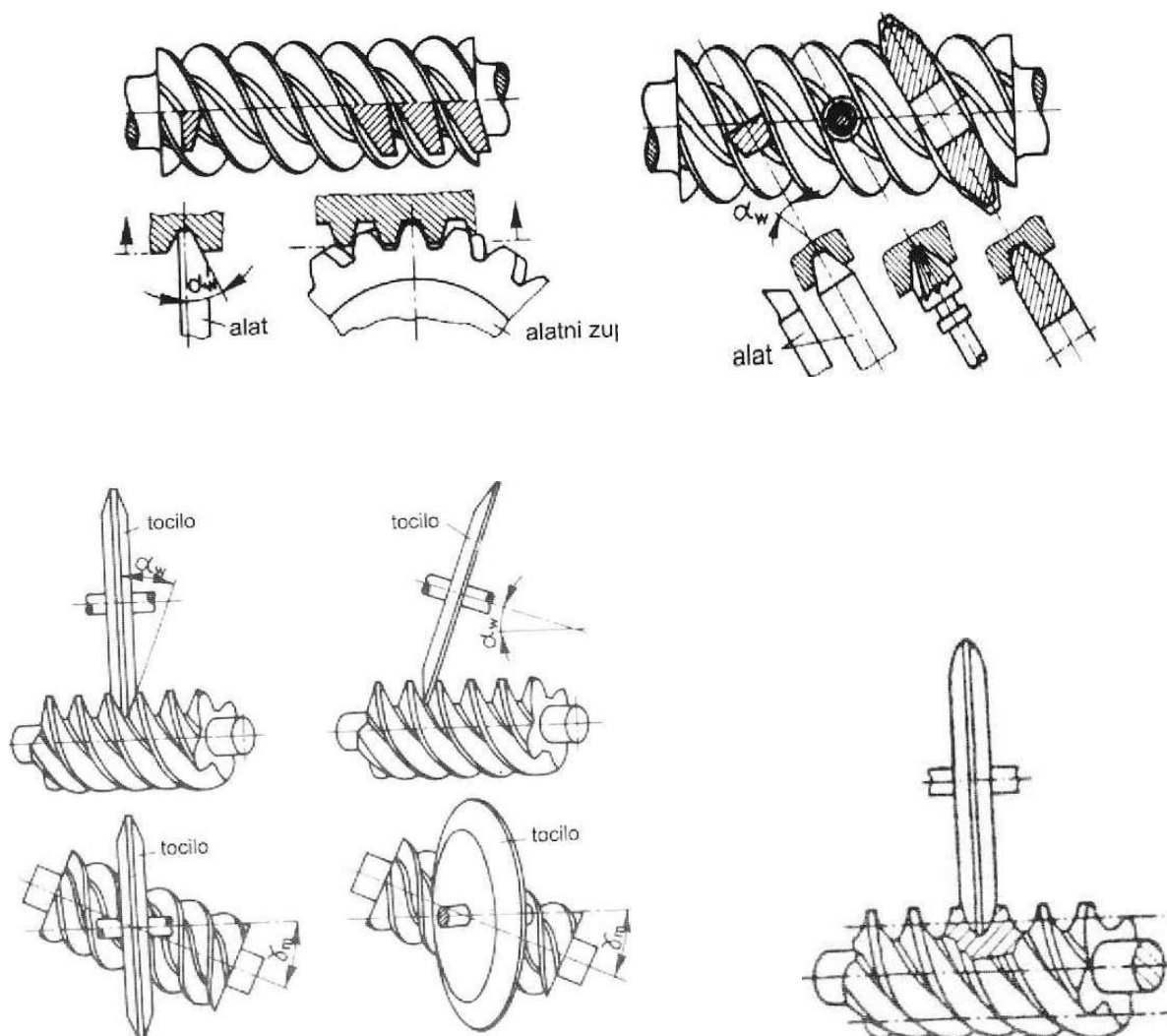
Према начину израде разликује се пет типова пужева: ZA, ZN, ZL, ZK и ZH, [5, 26, 28, 36, 59...], Сл. 1.10.



*Сл.1.8 Детаљ глобoidног пужа*



*Сл.1.9 Спироидни преносник*



Сл.1.10 Облици пужева према начину израде

ZA - пуж или Архимедов пуж се израђује помоћу алатног зупчаника. Профил зупца пужа је облика трапеза у аксијалном пресеку, а у радијаној равни облика Архимедове спирале по чему је и добио назив – Архимедов пуж.

ZN - пуж се израђује вретенастим глодалом или стругањем ако се профил алата правилно постави у односу на радни предмет (угао закошења алата једнак је углу успона завојнице пужа). Профил пужа у пресеку управном на бокове зубаца је праволинијски, а у аксијалном пресеку у облику благо закривљене линије (благо испупчен или издубљен).

ZI- пуж или еволвентни пуж израђује се глодањем одвалним глодалима. Профил зубаца пужа одговара профилу цилиндричних зупчаника са косим зупцима, великог угла нагиба зубаца. Изводнице бочних површина су праве линије које тангирају основни цилиндар а са равни која је управна на осу пужа заклапају угао једнак углу нагиба завојнице пужа. У аксијалном пресеку профил зубаца пужа је благо испупчена крива линија; у радијалном пресеку профил је у облику еволвенте.

ZK- пуж се израђује котурастим глодалима и бруси тоцилом трапезног профила. У пресеку управном на бокове зубаца, профил је у облику трапеза; у аксијалном пресеку пуж има благо испупчене профиле.

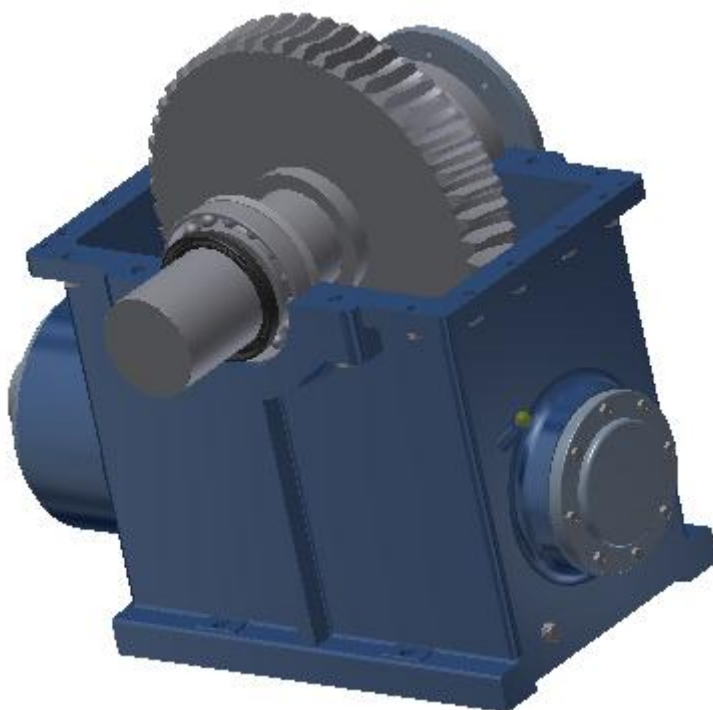
ZH - пуж се израђује кружним профилисаним алатом. То је пуж са издубљеним боковима у аксијалном пресеку. Тиме су профили прилагођени облику зубаца пужног зупчаника. Одлике ових пужева су већа носивост и трајност у раду и мање загревање. Међутим, израда пужева је скупа јер је за сваки број зубаца пужног зупчаника и сваки модул потребан посебан алат.

## 2.0 ТОК ПРОРАЧУНА

### Полазни подаци:

Пројектовање редуктора опште намене следећих карактеристика

|                                |                                  |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1 Улазна снага                 | $P = 50 \text{ kW}$              |
| 2 Број обртаја улазног вратила | $n_{ul} = 1000 \text{ min}^{-1}$ |
| 3 Минимални век редуктора      | $L_h = 7000 \text{ h}$           |



Сл.2.1 Изглед пужног редуктора

### 2.1Прорачун основних параметара редуктора

При спрезању зупчаника кинематски цилиндри се котрљају један по другом без клизања. Овај основни кинематски услов мора бити испуњен да би се остварио константан преносни однос. При томе, ако на погонском зупчанику дејствује обртни момент  $T_1$  при одређеној угаоној брзини  $\omega_1$ , непосредним додиривањем зубаца погонског и гонјеног зупчаника, на гонјеном зупчанику се генерише обртни момент  $T_2$  при угаоној брзини  $\omega_2$ . Зупци погонског зупчаника потискују зупце гонјеног зупчаника и тако се покреће гоњени зупчаник.

Корак профила је лучно растојање узастопних левих, тј. десних бокова зубаца. Корак се најчешће мери на подеоном, кинематском и основном кругу зупчаника, али може да се мери и на било ком кругу.



#### 2.1.4 Прорачун снаге на елементима редуктора

$$P_{ul} = P_1 = P_I = 50 \text{ kW}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = P_{II} = P_{iz} = 35 \text{ kW}$$

#### 2.1.5 Прорачун бројева обртаја и угаоних брзина

$$n_{ul} = n_1 = n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{ukstv}} = \frac{1000}{16,67} = 59,999 \text{ min}^{-1} = n_{iz} = n_{II}$$

$$\omega_{ul} = \frac{\pi \cdot n_{ul}}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = \omega_1 = \omega_I = 104,72 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 59,999}{30} = \omega_{iz} = \omega_{II} = 6,28 \text{ s}^{-1}$$

#### 2.1.6 Прорачун обртног момента

$$T_{ul} = \frac{P_{ul}}{\omega_{ul}} = \frac{50 \cdot 1000}{104,72} = 477,46 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]} = T_1 = T_I$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = T_1 \cdot u_{izstv} \cdot \eta = \frac{35 \cdot 1000}{6,28} = 5573,25 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]} = T_{iz} = T_{II}$$

### 2.1 Претходни прорачун зупчаника

#### 2.2.1 Избор материјала зупчаника

За израду зупчаника најчешће се користе следећи материјали:

- Општи конструкциони челици (Č0745, Č0645, Č0545...). Ови материјали се користе за мања оптерећења и лакше радне услове. Дају нешто веће вредности модула. Нису предвиђени за термичку обраду.
- Челици за побољшање (Č1330, Č4732, Č4130,...). Предвиђени су за термичку обраду. Квалитетнији су у односу на опште конструкционе челике.
- Челици за цементацију (Č5420, Č5421, Č4320, Č4321,...). Ови челици су легирани и висококвалитетни. Дају мале модуле. Користе се за велика оптерећења и тешке услове рада.

Усваја се Č0645

$$R_m = (600 \div 720) \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad [1]$$

$$R_m = 660 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### 2.2.2 Избор модула

Модул представља основни параметар за прорачун скоро свих димензија зубаца и зупчаника.

$$\frac{d_{m1}}{a} = 0,4$$

$$d_{m1} = 0,4 \cdot a$$

$$a = 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_A}{\sigma_{Hlim}^2}} = 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{5573,25 \cdot 1,25}{430^2}} = 251,43 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = 0,4 \cdot 251,43 = 100,57 \text{ mm}$$

$$m = \frac{d_{m1}}{q} = \frac{100,57}{16} = 6,28 \text{ mm}$$

Усваја се модул  $m = 8 \text{ mm}$  [1]

$$q = 12 \div 18 \quad [1]$$

$$q = 16$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\sigma_{Hlim} = 430 \text{ N/mm}^2 \quad [1]$$

Усваја се фактор радних услова  $K_A = 1,25$  [1]

### 2.2.3 Угао нагиба завојнице

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{z_1}{q} = \frac{3}{16} = 0,19$$

$$\gamma_m = 10,76^\circ$$

### 2.2.4 Модул у нормалном пресеку

$$m_n = m \cdot \cos \gamma_m = 8 \cdot \cos 10,76 = 7,86 \text{ mm}$$

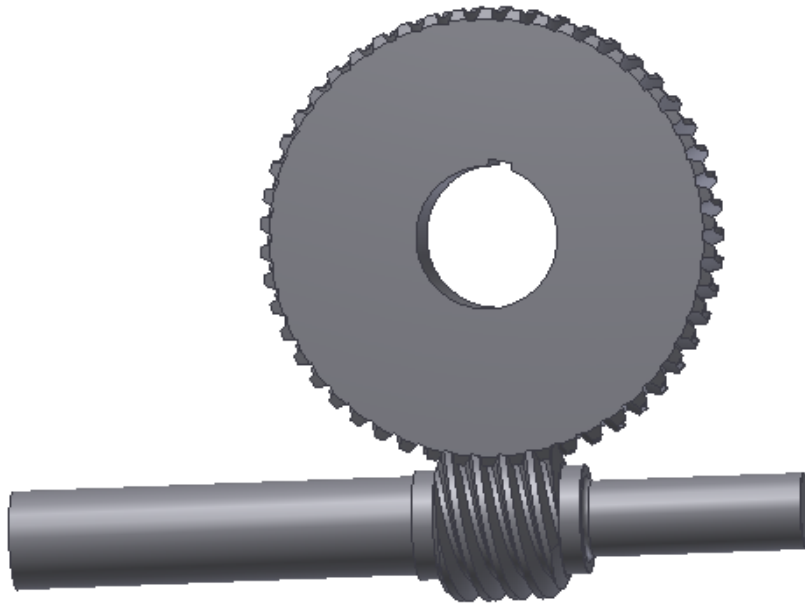
### 2.2.5 Кинематски преносни однос

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{3} = 16,67$$

### 2.2.6 Пречници средњих кругова

$$d_{m1} = m \cdot q = 8 \cdot 16 = 128 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_2 = m \cdot z_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ mm}$$



Сл.2.3 Пужни пар

### 2.2.7 Пречници подеоних кругова

$$d_1 = d_{m1} = 128 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_{m2} = 400 \text{ mm}$$

### 2.2.8 Осно растојање

$$a = \frac{(d_{m1} + d_{m2})}{2} = \frac{128 + 400}{2} = 264 \text{ mm}$$

### 2.2.9 Висина главе зубаца

$$h_{a1} = h_{a2} = m = 8 \text{ mm}$$

### 2.2.10 Висина ноге зубаца

$$h_{f1} = h_{f2} = m + c = 8 + 1,6 = 9,6 \text{ mm}$$

### 2.2.11 Пречници темених кругова

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot h_{a1} = 128 + 2 \cdot 8 = 144 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{m2} + 2 \cdot h_{a2} = 400 + 2 \cdot 8 = 416 \text{ mm}$$

2.2.12 Пречници подножних кругова

$$d_{f1} = d_{m1} - 2 \cdot h_{f1} = 128 - 2 \cdot 9,6 = 108,8 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{m2} - 2 \cdot h_{f2} = 400 - 2 \cdot 9,6 = 380,8 \text{ mm}$$

2.2.13 Пречник цилиндричног дела темене површине

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m = 416 + 8 = 424 \text{ mm}$$

2.2.14 Дужина пужа и ширина пужног зупчаника

$$b_1 = 2 \cdot m \cdot \sqrt{(z_2 + 1)} = 2 \cdot 8 \cdot \sqrt{(50 + 1)} = 114,26 \approx 115 \text{ mm}$$

$$b_2 = 2 \cdot m \cdot \left(0,5 + \sqrt{(q + 1)}\right) = 2 \cdot 8 \cdot \left(0,5 + \sqrt{(16 + 1)}\right) = 73,97 \approx 74 \text{ mm}$$

2.2.15 Аксијални корак пужа = подеони корак пужног зупчаника

$$p_a = m \cdot \pi = 25,1327 \text{ mm}$$

$$p = p_a = m \cdot \pi = 25,1327 \text{ mm}$$

2.2.16 Корак пужа у нормалном пресеку

$$p_n = m_n \cdot \pi = 7,86 \cdot \pi = 24,6929 \text{ mm}$$

2.2.17 Дебљине зубаца

$$s_a = \frac{p_a}{2} = \frac{25,1327}{2} = 12,5663 \text{ mm}$$

$$s = \frac{p}{2} = \frac{25,1327}{2} = 12,5663 \text{ mm}$$

2.2.18 Лучна ширина међузубља

$$e_a = \frac{p_a}{2} = \frac{25,1327}{2} = 12,5663 \text{ mm}$$

$$e = \frac{p}{2} = \frac{25,1327}{2} = 12,5663 \text{ mm}$$

2.2.19 Лучна дебљина зупца

$$s_n = \frac{p_n}{2} = \frac{24,6929}{2} = 12,3464 \text{ mm}$$

### 2.2.20 Ширина међузубља

$$e_n = \frac{p_n}{2} = \frac{24,6929}{2} = 12,3464 \text{ mm}$$

### 2.2.21 Ширина венца пужног зупчаника

$$B = b_2 + (0,8 \dots 1,2)m = 74 + 1 \cdot 8 = 82 \text{ mm}$$

## 2.3 Завршни прорачун

Степен искоришћења пужног пара има нижу вредност у поређењу са осталим врстама зупчастих преносника. Део снаге погонског елемента се губи на савлађивање отпора клизању при спрезању, тако да је снага на гоњеном елементу мања. Степен искоришћења пужног пара узима у обзир овај губитак снаге. С друге стране степен искоришћења може да се одреди преко угла завојнице пужа на средњем цилиндру  $\gamma_m$  и угла трења  $\rho$ .

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho)} = 0,867$$

### 2.3.1 Угао нагиба завојнице пужа

$$\gamma_m = 10,76^\circ$$

### 2.3.2 Угао трења

$$\rho = \operatorname{arctg} \mu_z = \operatorname{arctg} 0,028 = 1,604^\circ$$

$$\mu_z = \mu_o \cdot Y_w \cdot Y_z \cdot \sqrt[4]{\frac{R_z}{R_{z0}}} = 0,017 \cdot 1 \cdot 1,65 \cdot \sqrt[4]{\frac{3}{3}} = 0,028$$

$$\vartheta_k = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{\cos \gamma_m} = \frac{\pi \cdot 128 \cdot 1000 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \cos 10,76} = 6,822 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\mu_o = 0,017 \quad [1]$$

$$Y_w = 1 \quad [1]$$

$$Y_z = 1,65$$

$$R_z = 3 \mu\text{m}$$

$$R_{z0} = 3 \mu\text{m} \quad [1]$$

## 2.4 Прорачун чврстоће бока зубаца

При овом прорачуну одређује се радни напон на боковима зубаца пужног зупчаника и критични напон бокова зубаца пужног зупчаника. Радни напон се одређује приближно, јер није могуће узети у обзир сложену геометрију зубаца на месту додира и велики број утицајних фактора. За критични напон бокова усваја се трајна динамичка чврстоћа бокова  $\sigma_{Hlim}$ .

### 2.4.1 Стварна снага на пужном зупчанику

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_z = 50 \cdot 0,867 = 43,35 \text{ kW}$$

### 2.4.2 Стварни број обртаја вратила пужног зупчаника

$$n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{1000}{16,67} = 59,99 \text{ min}^{-1}$$

### 2.4.3 Стварна угаона брзина пужног зупчаника

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = 6,28 \text{ s}^{-1}$$

### 2.4.4 Обртни момент на пужном зупчанику

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{43,35 \cdot 1000}{6,28} = 6902,87 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

### 2.4.5 Радни напон на додирним површинама бокова зубаца

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\rho \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot k_A}{a^3}} = 150 \cdot 2,622 \cdot \sqrt{\frac{1,25 \cdot 6902,87 \cdot 10^3}{264^3}} = 296,33 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### 2.4.6 Фактор еластичности материјала

$$Z_E = 150 \frac{1}{N/mm^2}$$

### 2.4.7 Фактор контакта

$$Z_\rho = 2,05 \cdot \left( \frac{d_{m1}}{a} \right)^{-0,34} = 2,05 \cdot \left( \frac{128}{264} \right)^{-0,34} = 2,622$$

### 2.4.8 Критични напон бокова зубаца пужног зупчаника

$$[\sigma_{HN}] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_n = 430 \cdot 0,765 \cdot 1,236 = 406,58 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{Hlim} = 430 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

#### 2.4.9 Фактор броја обртаја

$$Z_n = \sqrt[8]{\frac{8}{n_2 + 8}} = \sqrt[8]{\frac{8}{59,99 + 8}} = 0,765$$

#### 2.4.10 Фактор радног века

$$Z_h = \left( \frac{2500}{L_h} \right)^{1/6} = 1,236$$

$$L_h = 7000 \text{ h}$$

#### 2.4.11 Степен сигурности против разарања бокова зубаца

$$S_H = \frac{[\sigma_{HN}]}{\sigma_H} = \frac{406,58}{269,33} = 1,5 \geq S_{min} = 1,1$$

#### 2.4.12 Дозвољени напон

$$\sigma_{Hd} = \frac{[\sigma_{HN}]}{S_{Hlim}} = \frac{406,58}{1,1} = 369,62 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] > \sigma_H = 269,33 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### 2.5 Прорачун чврстоће подножја зубаца

Подразумева прорачун радног напона у подножју зупца пужног зупчаника који се одређује према изразу и одређивање критичног напона подножја зубаца пужног зупчаника, који је једнак трајној динамичкој издржљивости  $\tau_{Flim}$ .

#### 2.5.1 Радни напон у подножју зубаца пужног зупчаника

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot k_A}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_F = \frac{34514,35 \cdot 1,25}{74 \cdot 7,86} \cdot 1,5 = 74,17 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

#### 2.5.2 Обимна сила на пужном зупчанику

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 6902,87 \cdot 10^3}{400} = 34514,35 \text{ [N]}$$

#### 2.5.3 Фактор облика зубаца

$$Y_F = 1,5 \text{ за } \alpha_n = 20^\circ$$

#### 2.5.4 Критични напон подножја зубаца

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} = 180 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad [1]$$

#### 2.5.5 Степен сигурности подножја зубаца

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} = \frac{180}{74,17} = 2,43 > S_{Fmin} = 1,1$$

#### 2.5.6 Дозвољени напон

$$\sigma_{Fd} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{180}{1,1} = 163,64 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] > \sigma_F = 74,17 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### 2.6 Силе и оптерећење вратила

#### 2.6.1 Прорачун вратила

На основу задатих података и усвојене концепције конструкције одређују се активне силе које дејствују на вратило и то обимна, аксијална и радијална сила на месту сваког елемента.

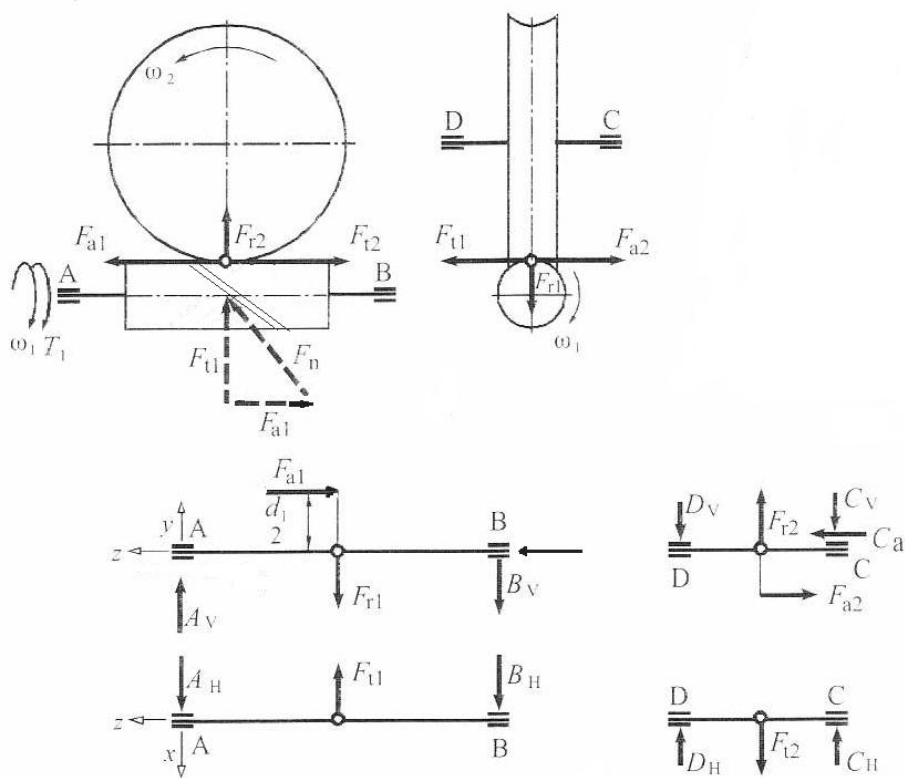
Растојања на вратилима се одређују на основу препорука датих у упутству или литератури [1],[2].

Растојања између ослонаца паралелних вратила требало би да буду међусобно иста.

Вратило се посматра у две међусобно управне равни (хоризонталној и вертикалној). Тежине елемената се одређују приближно, или се занемарују ако су знатно мање од активних сила.

Прорачун вратила се врши према препорукама из [1].

Ако се зупчаник израђује изједна са вратилом, материјали вратила и зупчаника морају да буду исти.



Сл.2.4 Силе код пужних парова: а) Vratilo I; б) Vratilo II

Пужни пар – састоји се од пужа и пужног зупчаника.Представља врсту зупчастих преносника чије се осе мимоилазе најчешће под углом од  $90^\circ$ .

Пуж је мањег пречника од пужног зупчаника и има једну или више завојница (зуба) обавијених око цилиндричног или глобоидног језгра. Тако, пуж подсећа на завртањ или навојно вретено. Пуж са једним почетком навоја је једноходни, са два почетка двоходни,троходни и вишеходни. Угао успона завојнице пужа је мањи од  $45^\circ$ .

Пужни зупчаник обухвата својим зупцима део језгра пужа. Пужни зупчаник личи на половину навртке која уместо да се креће транслаторно, ротира око осе пужног зупчаника. Зато спрега пужа и пужног зупчаника "личи" на спрегу завртња и навртке.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 477,46 \cdot 1,25}{0,128} = 9325,39 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \rho}{\sin(\gamma_m + \rho)} = 9325,39 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 1,604^\circ}{\sin(10,76^\circ + 1,604^\circ)} = 15845,36 \text{ [N]}$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho)} = \frac{9325,39}{\operatorname{tg}(10,76^\circ \cdot 1,604^\circ)} = 42541,74 \text{ [N]}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T2}{d_2} = \frac{2 \cdot 6902,87 \cdot 1,25}{0,4} = 43142,94 \text{ [N]}$$

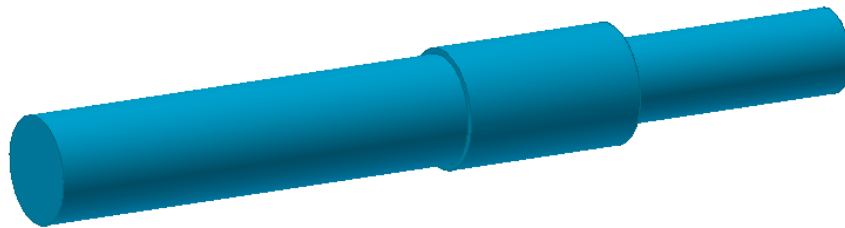
$$F_{a1} \approx F_{t2}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \rho}{\cos(\gamma_m + \rho)} = 43142,94 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 1,604^\circ}{\cos(10,76^\circ \cdot 1,604^\circ)} = 15845,36 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = F_{r2}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_m + \rho) = 43142,94 \cdot \operatorname{tg}(10,76^\circ \cdot 1,604^\circ) = 9457,18 \text{ [N]}$$

## 2.6.2 Отпори ослонаца вратила I



Сл.2.5 Вратило I

V-V

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{r1} \cdot 250 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + B_V \cdot 500 = 0$$

$$B_V = 13368,02 \text{ [N]}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{r1} \cdot 250 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - A_V \cdot 500 = 0$$

$$A_V = 2477,34 \text{ [N]}$$

$$\text{Провера: } A_V - F_{r1} + B_V = 2477,34 - 15845,36 + 13368,02 = 0$$

H-H

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{t1} \cdot 250 - B_H \cdot 500 = 0$$

$$B_H = 4662,69 \text{ [N]}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{t1} \cdot 250 + A_H \cdot 500 = 0$$

$$A_H = 4662,69 \text{ [N]}$$

$$\text{Провера: } F_{t1} - A_H - B_H = 9325,39 - 4662,69 - 4662,69 = 0$$

2.6.3 Резултујући отпори ослонаца

$$F_A = \sqrt{(A_H^2 + A_V^2)} = 5279,95 \text{ [N]}$$

$$F_B = \sqrt{(B_H^2 + B_V^2)} = 14157,85 \text{ [N]}$$

2.6.4 Моменти савијања у хоризонталној равни

$$M_{AH} = 0$$

$$M_{1H} = A_H \cdot 0,25 = 1165,67 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{BH} = 0$$

### 2.6.5 Моменти савијања у вертикалној равни

$$M_{AV} = 0$$

$$M_{1V}^L = A_V \cdot 0,25 = 619,33 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{1V}^D = B_V \cdot 0,25 = 3342,42 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{BV} = 0$$

$$\text{Провера: } |M_{1V}^L - M_{1V}^D| = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$2722,67 = 2722,67$$

### 2.6.5 Резултујући моменти савијања

$$M_{L1} = \sqrt{(M_{H1}^2 + M_{1V}^{L^2})} = 1319,98 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{D1} = \sqrt{(M_{H1}^2 + M_{1V}^{D^2})} = 3539,46 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

### 2.6.6 Димензионисање вратила

Димензионисање се врши на основу избора материјала, деловања резултујућих сила, момената савијања и увијања, итд.

Избор материјала за израду вратила и осовина се врши на основу захтева у погледу чврстоће, издржљивости, тврдоће, осетљивости на неравномерну расподелу оптерећења, обрадљивост, трошкова израде и др.

Усваја се материјал Č0460 [1]

$$\sigma_{D(-1)} = (190 \div 240) \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{D(-1)} = 215 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{D(0)} = (150 \div 180) \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{D(0)} = 165 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Степен сигурности:  $s = 1,5 \div 2,5$

$$s = 2$$

## 2.6.7 Дозвољени напон

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{k \cdot s}$$

Табела 2.1 Усвојени дозвољени напони

|    | Фактор k | Дозвољени напон $\sigma_{doz} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ |
|----|----------|--------------------------------------------------------------|
| S1 | 1,8      | 59,72                                                        |
| A  | 2,2      | 48,86                                                        |
| 1  | 2        | 53,73                                                        |
| B  | 2,2      | 48,86                                                        |

## 2.6.8 Еквивалентни момент

$$M_i = \sqrt{M^2 + \left( \frac{\sigma_{D(-1)}}{\tau_{D(0)}} \cdot \frac{k_A \cdot T_t}{2} \right)^2}$$

Табела 2.2 Усвојени еквивалентни моменти

|      | Момент савијања<br>M [Nmm] |         | Момент увијања<br>$T_t$ [Nmm] | Еквивалентни<br>момент $M_i$ [Nmm] |
|------|----------------------------|---------|-------------------------------|------------------------------------|
| S1=A | 0                          |         | 477460                        | 387936,25                          |
| 1    | L                          | 1319980 | 477460                        | 1375805,85                         |
|      | D                          | 3539460 |                               |                                    |
| B    | 0                          |         |                               |                                    |

### 2.6.9 Идеални пречници вратила

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

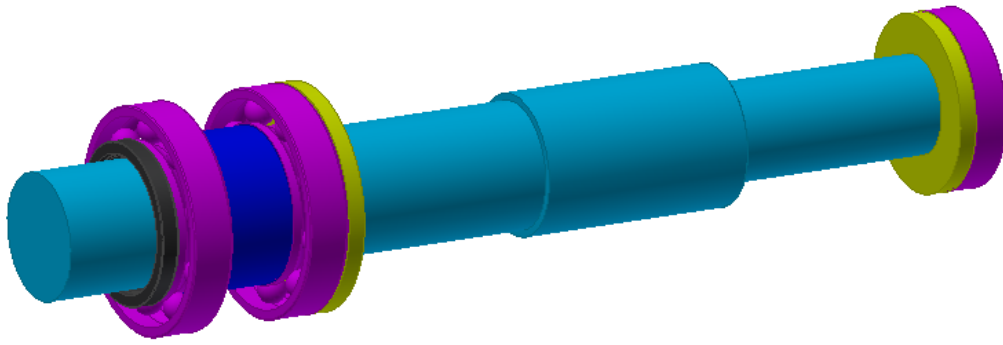
Табела 2.3 Усвојени идеални пречници

|    | Еквивалентни момент $M_i [Nmm]$ | Дозвољени напон $\sigma_{doz} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ | Идеални пречник $d_i [mm]$ |
|----|---------------------------------|--------------------------------------------------------------|----------------------------|
| S1 | 387936,25                       | 59,73                                                        | 43,25                      |
| A  | 1375805,85                      | 48,86                                                        | 65,95                      |
| 1  | 3560656,07                      | 53,73                                                        | 87,72                      |
| B  | 0                               | 48,68                                                        |                            |

### 2.6.10 Рачунски и стандардни пречници вратила

Табела 2.4 Усвојени стандардни пречници

|    | Идеални пречник $d_i [mm]$ | $d_{vr} = d_i$ | стандардни пречник $d_{st} [mm]$ |
|----|----------------------------|----------------|----------------------------------|
| S1 | 43,25                      | 43,25          | 45                               |
| A  | 65,95                      | 65,95          | 70                               |
| 1  | 87,72                      | 87,72          | 90                               |
| B  |                            |                | 80                               |



Сл.2.6 Изглед вратила са одговарајућим лежајевима и чаурама

#### 2.6.11 Отпори ослонаца вратила II



Сл.2.7 Вратло II

V-V

$$\sum M_D = 0$$

$$F_{r2} \cdot 144 + F_{a2} \cdot \frac{d_1}{2} + C_V \cdot 288 = 0$$

$$C_V = 10024,28 [N]$$

$$\sum M_c = 0$$

$$F_{r2} \cdot 144 - F_{a2} \cdot \frac{d_1}{2} - D_V \cdot 288 = 0$$

$$D_V = 5821,08 [N]$$

$$\text{Провера: } D_V - F_{r2} + C_V = 5821,08 - 15845,36 + 10024,28 = 0$$

H-H

$$\sum M_D = 0$$

$$F_{t2} \cdot 144 - C_H \cdot 288 = 0$$

$$C_H = 21571,47 [N]$$

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{t2} \cdot 144 + D_H \cdot 288 = 0$$

$$D_H = 21571,47 [N]$$

$$\text{Провера: } F_{t2} - C_H - D_H = 43142,94 - 21571,47 - 21571,47 = 0$$

2.6.12 Резултујући отпори ослонаца

$$F_D = \sqrt{(D_H^2 + D_V^2)} = 22343,08 [N]$$

$$F_C = \sqrt{(C_H^2 + C_V^2)} = 23786,86 [N]$$

2.6.13 Моменти савијања у хоризонталној равни

$$M_{DH} = 0$$

$$M_{2H} = D \cdot 0,144 = 3106,29 \cdot 10^3 [Nmm]$$

$$M_{CH} = 0$$

#### 2.6.14 Momenti savijanja u vertikalnoj ravni

$$M_{DV} = 0$$

$$M_{2V}^L = D_V \cdot 0,144 = 838,24 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{2V}^D = C_V \cdot 0,144 = 1443,5 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{CV} = 0$$

$$\text{provera: } |M_{2V}^L - M_{2V}^D| = F_{a2} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$605,26 = 605,26$$

#### 2.6.15 Резултујући моменти савијања

$$M_{L2} = \sqrt{(M_{H2}^2 + M_{2V}^{L2})} = 3217,4 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

$$M_{D2} = \sqrt{(M_{H2}^2 + M_{2V}^{D2})} = 3425,3 \cdot 10^3 \text{ [Nmm]}$$

#### 2.6.16 Димензионисање вратила

Материјал: Č0460 [1]

$$\sigma_{D(-1)} = (190 \div 240) \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{D(-1)} = 215 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{D(0)} = (150 \div 180) \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{D(0)} = 165 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Степен сигурности:  $s = 1,5 \div 2,5$

$$s = 2$$

### 2.6.17 Дозвољени напон

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{k \cdot s}$$

Табела 2.5 Усвојени дозвољени напони

|    | Фактор k | Дозвољени напон $\sigma_{doz} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ |
|----|----------|--------------------------------------------------------------|
| S2 | 1,8      | 59,72                                                        |
| D  | 2,2      | 48,86                                                        |
| 2  | 2        | 53,73                                                        |
| C  | 2,2      | 48,86                                                        |

### 2.6.18 Еквивалентни момент

$$M_i = \sqrt{M^2 + \left( \frac{\sigma_{D(-1)}}{\tau_{D(0)}} \cdot \frac{k_A \cdot T_t}{2} \right)^2}$$

Табела 2.6 Усвојени еквивалентни моменти

|      | Момент савијања M [Nmm] |         | Момент увијања $T_t$ [Nmm] | Еквивалентни момент $M_i$ [Nmm] |
|------|-------------------------|---------|----------------------------|---------------------------------|
| C    | 0                       |         |                            |                                 |
| 2    | L                       | 3217400 |                            | 3217400                         |
|      | D                       | 3425300 | 6902870                    | 6571824                         |
| D=S2 | 0                       |         | 6902870                    | 5608581,87                      |

### 2.6.19 Идеални пречници вратила

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

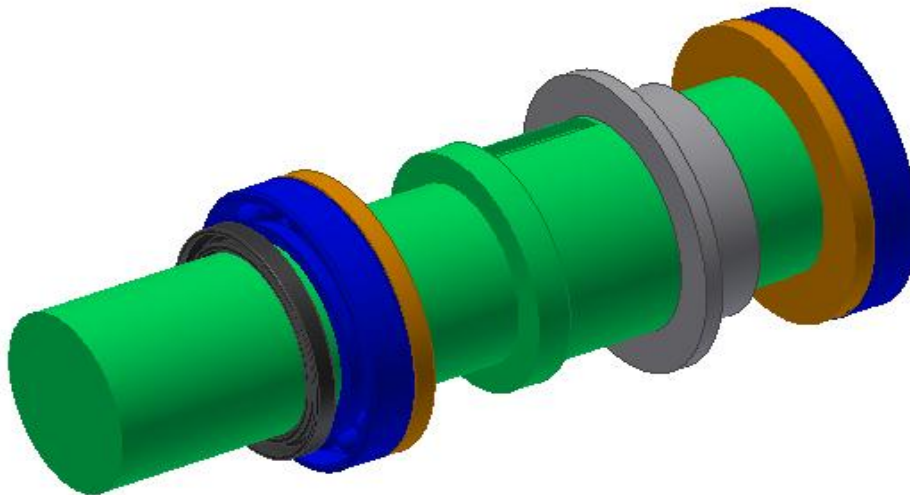
Табела 2.7 Усвојени идеални пречници

|    | Еквивалентни момент $M_i [Nmm]$ | Дозвољени напон $\sigma_{doz} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ | Идеални пречник $d_i [mm]$ |
|----|---------------------------------|--------------------------------------------------------------|----------------------------|
| C  |                                 | 48,86                                                        |                            |
| 2  | 3217400                         | 53,73                                                        | 84,8                       |
| D  | 6571824                         | 48,86                                                        | 111,06                     |
| S2 | 5608581,87                      | 59,72                                                        | 98,53                      |

### 2.6.20 Рачунски и стандардни пречници вратила

Табела 2.8 Усвојени стандардни пречници

|    | Идеални пречник $d_i [mm]$ | $t [mm]$ | $d_{vr} = d_i + t$ | Стандардни пречник $d_{st} [mm]$ |
|----|----------------------------|----------|--------------------|----------------------------------|
| C  |                            |          |                    | 110                              |
| 2  | 84,8                       | 8,5      | 93,3               | 120                              |
| D  | 111,06                     |          | 111,06             | 110                              |
| S2 | 98,53                      |          | 98,63              | 100                              |



*Сл.2.8 Изглед вратила са одговарајућим лежајевима и чаурама*

## **2.7 Прорачун и избор лежаја**

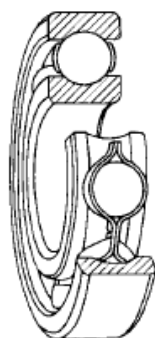
Код редуктора се користе у главном котрљајни лежајеви. Непокретни ослонац треба бирати тако да укупна аксијална сила на вратилу дејствује ка њему. За дати век преносника прорачунава се динамичка моћ ношења лежаја. Лежај се бира на основу препорука из [2].

Најчешће коришћени типови лежајева:

### **Лежајеви из серија 60, 62, 63, 64**

Ови лежајеви се користе за радијална и мања аксијална оптерећења. Уграђују се у пару или у комбинацији са неким другим типовима лежајева.

На месту непокретног ослонца осигуравају се са обе стране и на вратилу и у кућишту. На месту покретног ослонца осигурава се само један прстен (најчешће унутрашњи) са обе стране. На тај начин се омогућавају евентуална издужења вратила.



*Слика 2.9 – Лежај из серије 60,62,63,64*

### **Лежајеви из серија 70, 72, 73**

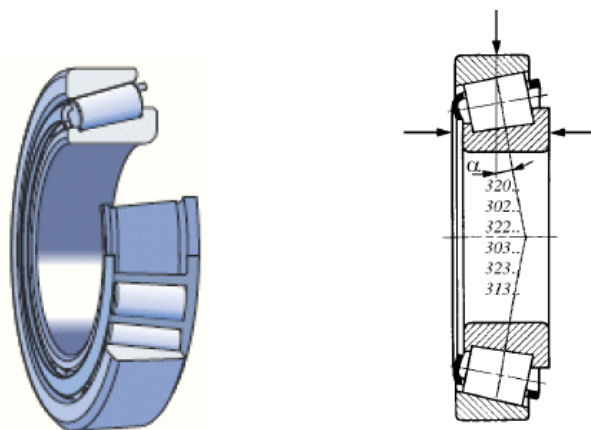
Ово су лежајеви са куглицама са косим додиром. Преносе радијална оптерећења и аксијалну силу само у једном смеру. Уграђују се обавезно у пару и монтирају се тако да могу да прихвате аксијалну силу и у једном и у другом смеру. Код ових лежајева потребно је омогућити подешавање аксијалног зазора.



*Слика 2.10 – Лежај из серија 70,72,73*

### **Лежајеви из серија 302, 322, 303, 313, 323**

Ово су лежајеви са конусним ваљцима. Преносе радијална оптерећења и аксијалну силу само у једном смеру. Уграђују се обавезно у пару и монтирају се тако да могу да прихвате аксијалну силу и у једном и у другом смеру. Код ових лежајева потребно је омогућити подешавање аксијалног зазора. Имају велику динамичку моћ ношења.



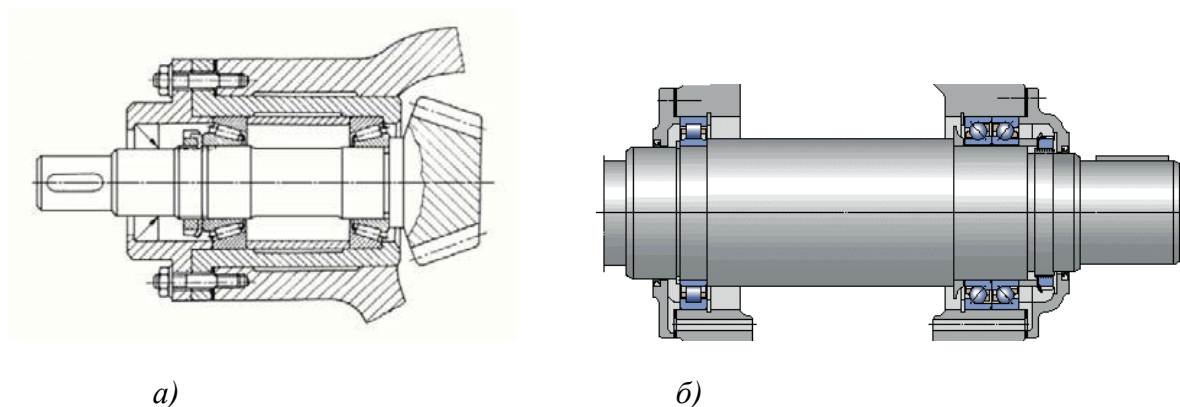
Слика 2.11 – Пресеци и скице лежајева из серије 302, 322, 303, 313, 323

### Основне препоруке за уградњу лежајева

Поред наведених, могу се користити и друге врсте лежајева. Аксијални лежајеви не преносе радијална оптерећења па се морају комбиновати са радијалним лежајевима. За осигурање аксијалног положаја лежаја могу се користити прстенасти ускочници (спољашњи и унутрашњи), навртке за осигурање лежајева на вратилу, степенasti прелази на вратилу и у лежишном гнезду, дистантне чауре, поклопци и др. Прстенасте ускочнике треба користити само на крајевима вратила јер жлеб за њихову уградњу изазива велику концентрацију напона. Из истих разлога треба на исти начин користити и навртке као и лимене осигураче.

Висине наслона елемената за уградњу лежајева дате су у литератури .

Да би се обезбедило правилно спрезање зупчаника потребно је обезбедити могућност подешавања аксијалног зазора. Подешавање аксијалног зазора се најчешће врши помоћу поклопача, челичних листића или неког допунског елемента на поклопцу кућишта. Примери улежиштења за разне врсте лежишта дати су у литератури [1].



а)

б)

Слика 2.12 – Пример уградње лежајева на вратилу а) за лежаје серије 302,322,303,313, 323, б) за лежаје серије 70 ,72, 73

### 2.7.1 Ослонац „А”

$$F_A = 5279,95 \text{ N}$$

$$A_a = 0$$

$$k_t = 1 \quad (t < 180^\circ) \quad [1]$$

Усваја се лежај са куглицама  $\alpha=3$  [1]

$$X=1, Y=0 \quad [1]$$

$$C \geq \frac{F}{k_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C \geq \frac{5279,95}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 7000}{10^6}}$$

$$C \geq 39,54 \text{ kN}$$

Усваја се лежај 7214В [1]

$$d_A = 70 \text{ mm}$$

$$C = 60,5 \text{ kN}$$

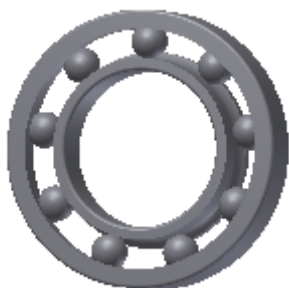
$$D = 125 \text{ mm}$$

$$B = 24 \text{ mm}$$

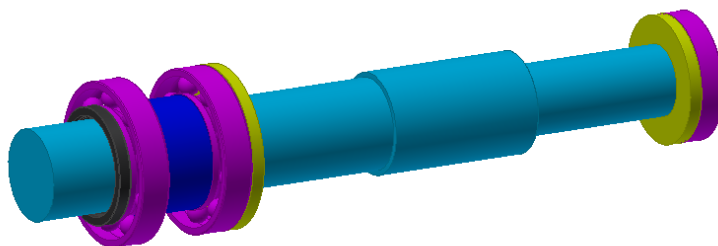
$$r = 1,5 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1 \text{ mm}$$

$$a = 53 \text{ mm}$$



Сл.2.13 Лежај 7214В



Сл.2.14 Вратило са лежајевима

### 2.7.2 Ослонац „В”

$$F_B = 14157,85 \text{ N}$$

$$B_a = 42541,74 \text{ N}$$

$$k_t = 1 \quad (t < 180^\circ) \quad [1]$$

Усваја се лежај са куглицама  $\alpha=3$  [1]

$$\frac{B_a}{F_B} = \frac{42541,74}{14157,85} = 3,004 > e = 1,14$$

$$X=0,35 \quad Y=0,57 \quad [1]$$

$$F = X \cdot F_B + Y \cdot B_a = 0,35 \cdot 14157,85 + 0,57 \cdot 42541,74 = 29204,04 \text{ N}$$

$$C \geq \frac{F}{k_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C \geq \frac{29204,04}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 7000}{10^6}}$$

$$C \geq 218,7 \text{ kN}$$

$$C_B = \frac{C}{2} = 109,35 \text{ N}$$

Усвајају се два лежаја 7316 В [1]

$$d_B=80\text{mm}$$

$$C=122 \text{ kN}$$

$$D=170 \text{ mm}$$

$$B=39 \text{ mm}$$

$$r=2,1 \text{ mm}$$



Сл.2.15 Лежај 2316 В

### 2.7.3 Ослонац „С”

$$F_C = 23786,86 \text{ N}$$

$$C_a = 0$$

$$k_t = 1 \quad (t < 180^\circ) \quad [1]$$

Усваја се лежај са куглицама  $\alpha=3$  [1]

$$X=1, Y=0 \quad [1]$$

$$C \geq \frac{F}{k_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C \geq \frac{23786,86}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 59,99 \cdot 7000}{10^6}}$$

$$C \geq 69,7 \text{ kN}$$

Усваја се лежај 7022С [1]

$$d_c = 110 \text{ mm}$$

$$C = 78 \text{ kN}$$

$$D = 170 \text{ mm}$$

$$B = 28 \text{ mm}$$

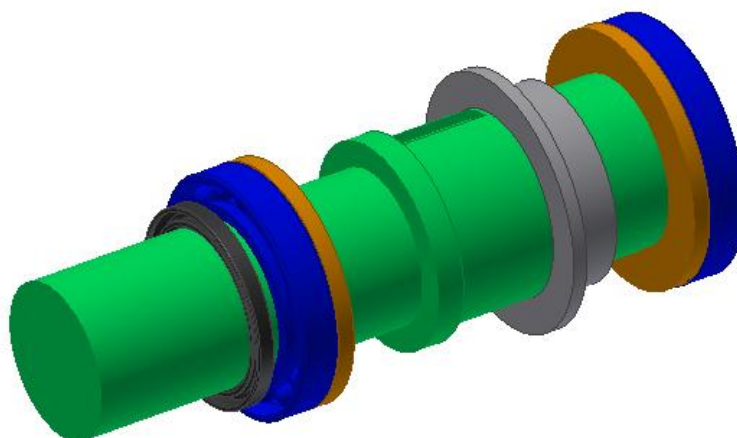
$$r = 3 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1,5 \text{ mm}$$

$$a = 33 \text{ mm}$$



Сл.2.16 Лежај 7022



Сл.2.17 Изглед вратила са лежајевима

#### 2.7.4 Ослонац „D”

$$F_D = 22343,08 \text{ N}$$

$$D_a = 9457,18 \text{ N}$$

$$k_t = 1 \quad (t < 180^\circ) \quad [1]$$

Усваја се лежај са куглицама  $\alpha = 3$  [1]

$$\frac{D_a}{F_D} = \frac{9457,18}{22343,08} = 0,42 \leq e = 1,14$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad [1]$$

$$F = F_D = 22343,08 \text{ N}$$

$$C \geq \frac{F}{k_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C \geq \frac{22343,08}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 59,99 \cdot 7000}{10^6}}$$

$$C \geq 65,5 \text{ kN}$$

Усваја се лежај 7022C [1]

$d_c=110\text{ mm}$

$C=78\text{ kN}$

$D=170\text{ mm}$

$B=28\text{ mm}$

$r=3\text{ mm}$

$r_1=1,5\text{ mm}$

$a=33\text{ mm}$



*Сл.2.18 Лежај 7022C*

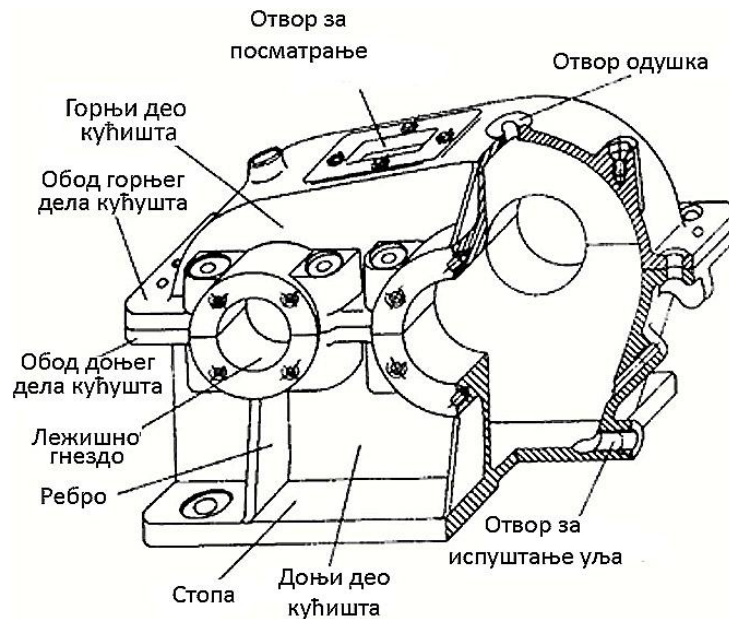
## 2.8 Прорачун и конструкција кућишта

Кућиште треба да обједини све елементе редуктора у једну целину, да их заштити од спољашњих утицаја, а истовремено да буде резервоар уља за подмазивање.

Кућишта се могу израђивати као:

- ливена
- заварена

Без обзира на начин израде, свако кућиште мора да има неке елементе да би могло да изврши своју функцију. Кућиште се у принципу састоји из горњег и доњег дела.



Слика 2.17– Основни елементи кућишта

Горњи и доњи део кућишта се везују вијцима. При пројектовању везе вијцима треба водити рачуна о следећим стварима:

Горњи и доњи део кућишта се везују са две врсте вијака: вијцима на лежишним гнездима и вијцима на ободу кућишта.

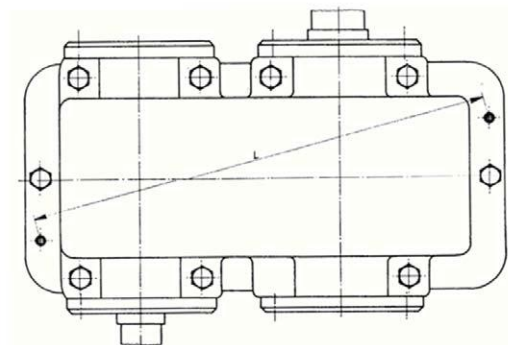
Пречници вијака и положаји отвора за њих одређују се прорачуном или према препорукама.

Треба користити неподешене вијке са навртком и треба водити рачуна о могућности постављања вијака у отворе и притезања навртки кључем. Вијке треба осигурати од одвртања подлошкама.

Површине по којима налажу главе вијака, навртки и подлошке треба да буду обрађене.

Тачан положај горњег у односу на доњи део кућишта се обезбеђује центрирањем помоћу чивија. Центрирање се остварује помоћу две чивије на ободу које се постављају на супротним странама. Бар једну чивију треба померити са симетрале да спречи могућност погрешног постављања горњег на доњи део кућишта.

Примери правилног и неправилног центрирања дати су у литератури [1].



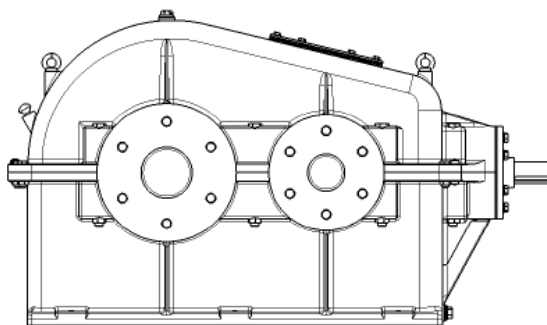
Слика 2.18 – Постављање отвора за чивије на обод кућишта

## Ливена кућишта

Ливена кућишта се израђују од сивог лива. Ливење се користи за серијску производњу редуктора. Могу се израђивати веома сложени облици. Приликом конструисања ливених кућишта треба водити рачуна о следећим чињеницама:

- Радијусима и нагибима
- Дебљинама зидова
- Спајању зидова
- Нагомилавању маса
- Напонским стањима (треба избегавати савијање и истезање)
- Конструисању контуре одливка (да би могао да се вади из калупа)
- Додацима за механичку обраду (истицању површина предвиђених за механичку обраду)

Правилно конструисање ливених објеката је објашњено у литератури [2], [4].

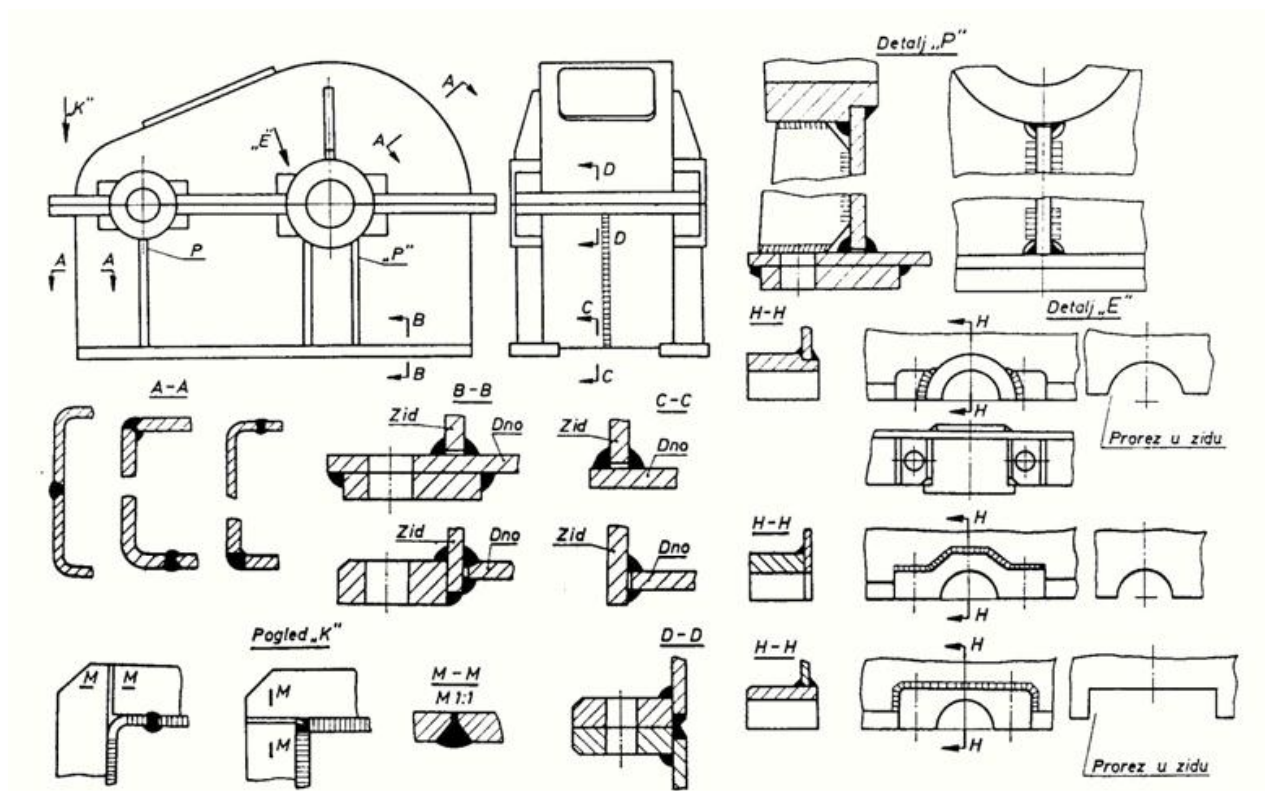


Слика 2.19 – Пример редуктора са ливеним кућиштем

## Заварена кућишта

Заварена кућишта се израђују заваривањем једноставних облика (плоча, шипки,...). Приликом конструисања заварених конструкција треба водити рачуна о правилима конструисања заварених конструкција:

- Све површине које се накнадно обрађују треба истаћи заваривањем додатних елемената
- Треба избегавати нагомилавање варова
- За угаоне варове треба правити преклопе
- Треба избегавати сложене облике елемената који се варе као и савијање истих
- Материјали који се најчешће користе за израду заварених кућишта су: Č0360, Č0270...
- Дебљина зида кућишта код заварених конструкција је мања него код ливених и може се одредити на основу одговарајућих израза.



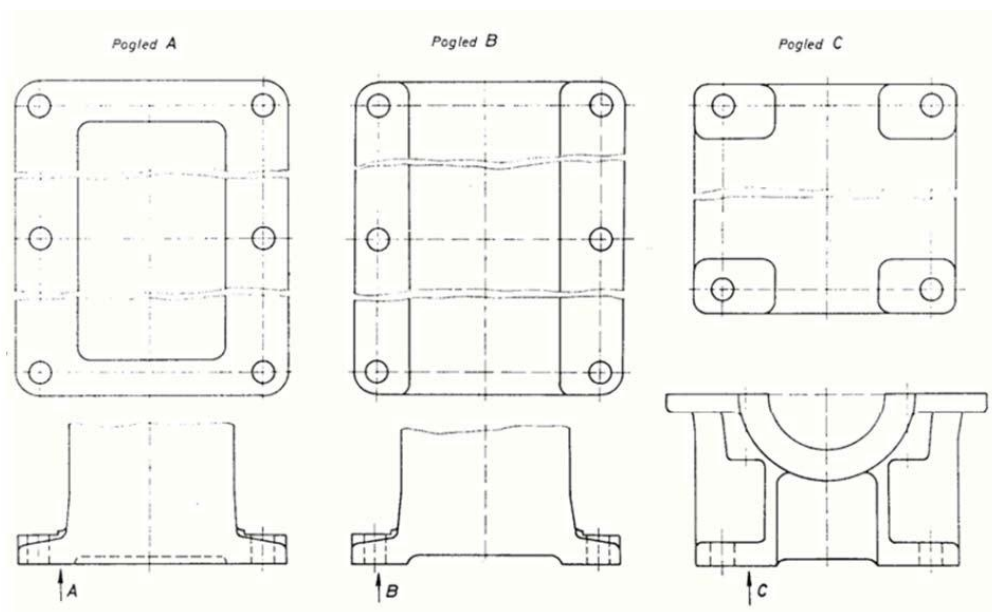
Слика 2.20 – Пример завареног кућишта

### Лежишта и ребра крутости

Лежишта се у кућишту монтирају у лежишна гнезда. Димензије лежишних гнезда се одређују на основу прорачуна или на основу таблица из литературе. Код пужних преносника пуж се монтира и вади кроз лежишно гнездо па треба водити рачуна о мерама лежишног гнезда. Ако је унутрашњи пречник лежишног гнезда мањи од теменог пречника пужа, потребно је уградити чауру. Ради укрућења кућишта потребно је конструисати и одговарајућа ребра крутости. Мере ребара крутости се одређују на основу прорачуна или препорука.

### Стопе кућишта

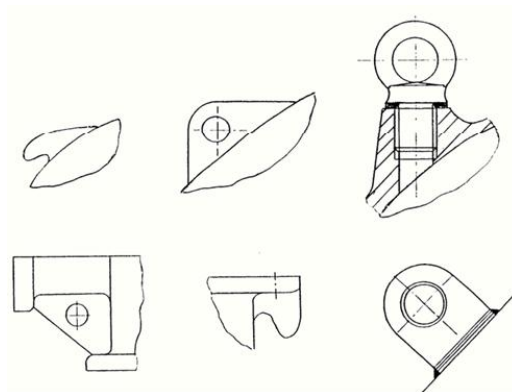
Редуктор се за подлогу везује фундаменталним вијцима преко стопа. Стопе редуктора треба да буду што мање, а да обезбеде стабилно постављање. Мере стопа као и мере и број фундаменталних вијака одређује се прорачуном или на основу препорука из литературе [1].



Слика 2.21 – Правилно постављање стопа редуктора

### Елементи за транспорт

Да би се омогућили транспорт и монтажа редуктора на оба дела редуктора треба предвидети елементе за транспорт. Ови елементи служе да омогуће транспорт помоћу дизалица. Ти елементи могу бити куке, ушке, вијци са прстеном главом, отвори на ребрима итд.

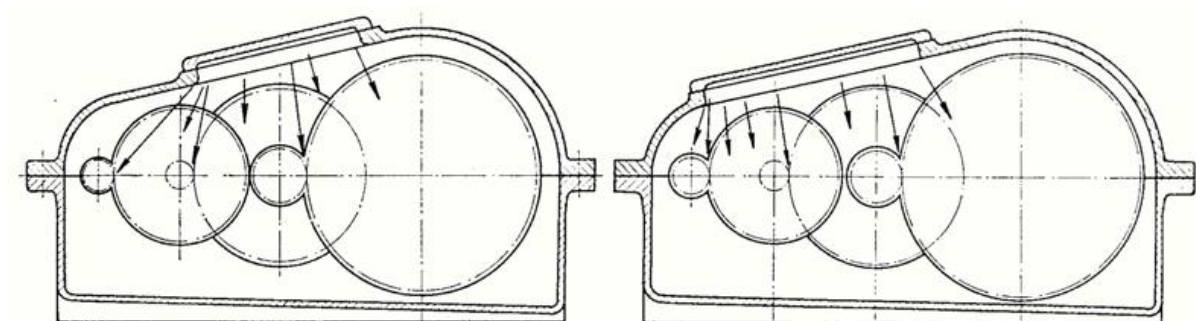


Слика 2.22– Могућа извођења елемената за транспорт

Димензије и облици елемената за транспорт дати су у литератури. Вијци са прстеном главом се користе само за горњи део кућишта и то су стандардни елементи. Ако рупа за унутрашњи навој није пролазна не мора се предвидети заптивање. Мере вијака се усвајају на основу масе коју треба транспортовати.

## Отвор за посматрање

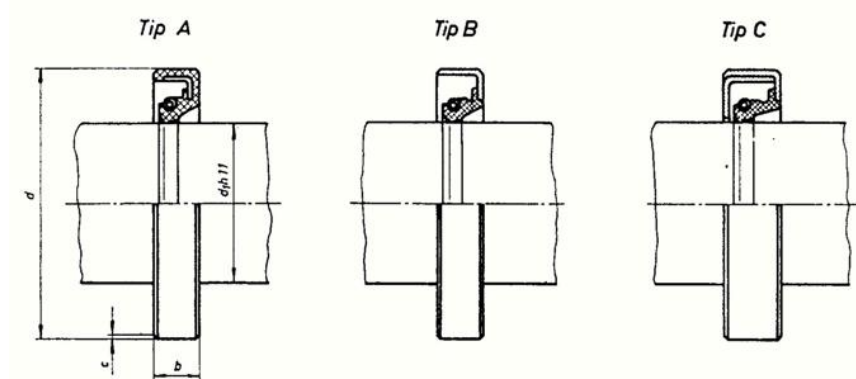
Сваки редуктор мора да има отвор за посматрање. Положај и величина овог отвора морају бити такви да омогуће неометано посматрање унутрашњости редуктора (зупчаника и спрега).



Слика 2.23 – Отвор за посматрање

## Заптиваче

Заптивање у редукторима има двојаку улогу: да спречи излажење уља из кућишта редуктора и да онемогући продирање нечистоћа у унутрашњост редуктора. Заптивање не треба предвидети само на месту спајања горњег и доњег дела кућишта. Заптивање на том месту се остварује фином обрадом и добрим притезањем површина које се премазују танким слојем графитне уљне пасте или неким другим средством. Нарочиту пажњу треба обратити на местима где улазно и излазно вратило излазе из кућишта. На овим местима се најчешће користе манжетни заптивачи. Мере ових заптивача дате су у литератури [1].



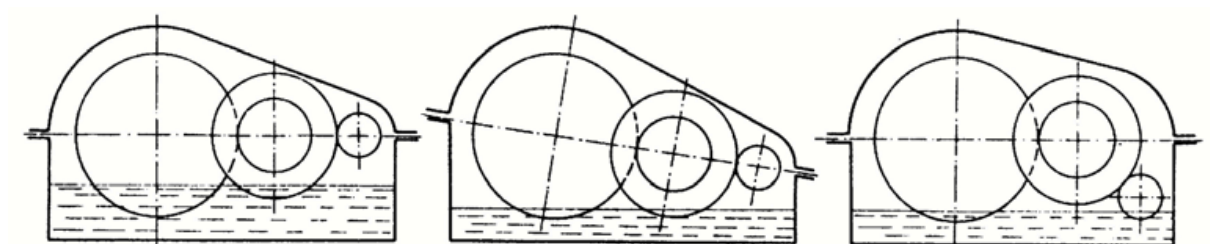
Слика 2.24 – Манжетни заптивачи

## Подмазивање

За правилан рад редуктора потребно је обезбедити Подмазивање елемената за пренос снаге. Подмазивање се врши уљем чији је избор извршен приликом прорачуна зупчаника.

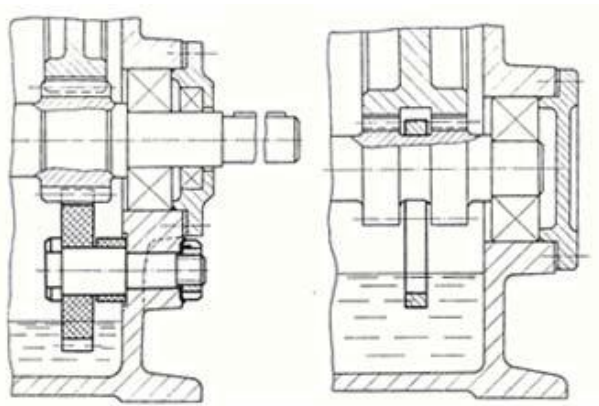
Подмазивање се врши на тај начин што зупци зупчаника захватају уље и доводе га у спрегу.

Количина уља у кућишту треба да буде толика да гоњени (већи) зупчаник зупчастог пара буде потопљен у уље на дубину  $1 \div 5$  модула, за цилиндричне зупчанике, а за коничне до половине или целе дужине зупца. Подмазивање редуктора је детаљно описано у литератури [1].



Слика 2.25– Ниво уља у кућишту

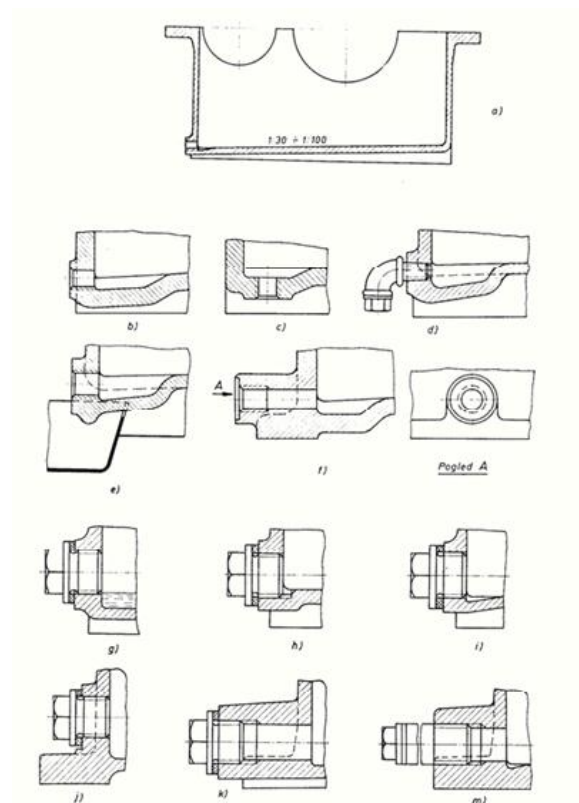
Ако је разлика у пречницима гоњених зупчаника велика, треба предвидети зупчаник од пластичне масе који доводи уље на мањи од гоњених зупчаника.



Слика 2.26– Уградња помоћног зупчаника за подмазивање

## Отвори за испуштање уља

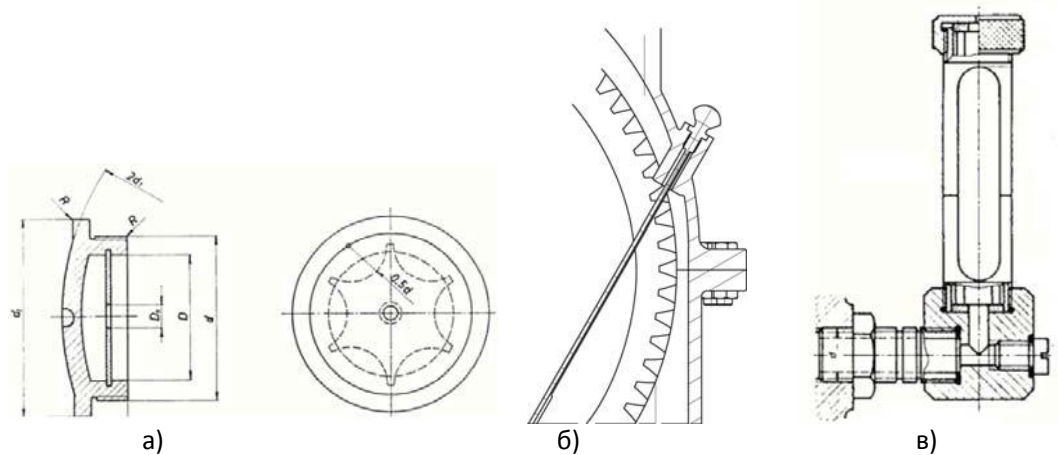
За промену уља у редуктору треба предвидети отворе за испуштање уља као и чепове за њихово затварање. Положај и облик отвора за испуштање уља треба да буду такви да омогуће неометано истицање целокупне количине уља, неометано вађење и постављање чепа, као и неометан прилаз посуде за прикупљање старог уља. Примери правилног конструисања отвора за испуштање уља дати су на слици.



Слика 2.27 – Отвори за испуштање уља и одговарајући чепови

## Елементи за показивање нивоа уља

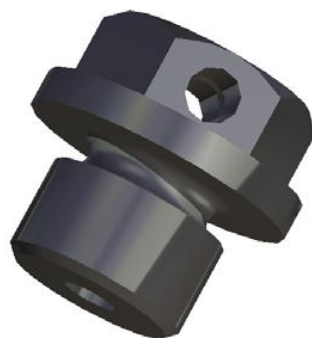
За показивање нивоа уља у кућишту треба предвидети показиваче нивоа уља. Мерење нивоа уља се може вршити на више начина. Треба водити рачуна о могућности постављања и вађења мерача. Округли показивач уља израдује се од провидне пластике и монтира тако да му се оса поклапа са нивоом уља.



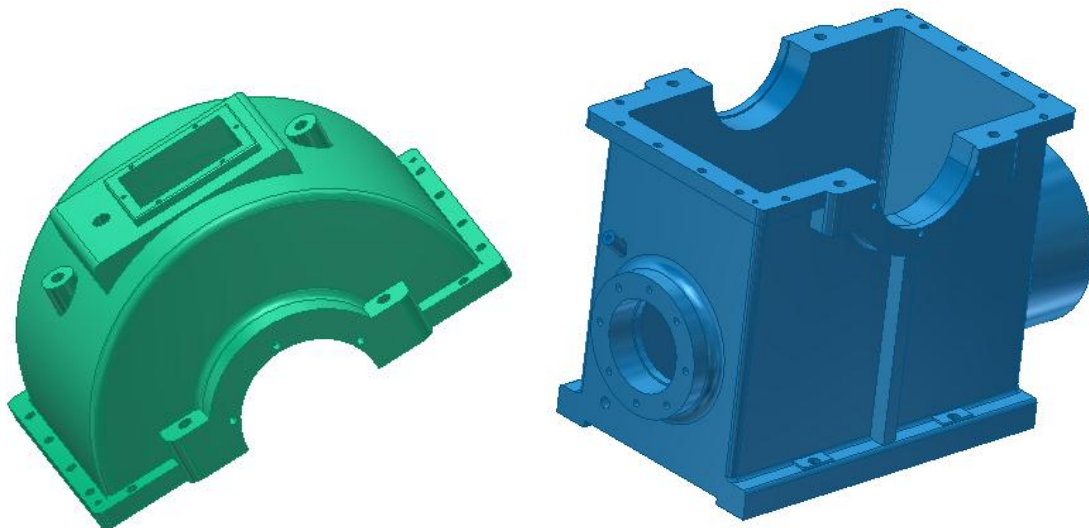
Слика 2.28 – Елементи за показивање нивоа уља  
 а) округли показивач уља, б) мерач са шупком, в) цевни показивач

## Одушак

Сваки редуктор треба да има одушак или уређај за вентилацију. Улога одушка је да омогући излазак паре и гасова из кућишта који настају услед загревања. Поставља се на горњи део кућишта или на поклопац отвора за посматрање. Детаљније о одушцима је дато у литератури [1].



Слика 2.29 – Одушак



Сл.2.30 Изглед поклопца и кућице

#### 2.8.1 Прорачун кућишта

Дебљина зида ливеног кућишта  $\delta = 1,04 \cdot a + 2,5 = 13,06 \text{ mm} \Rightarrow 14 \text{ mm}$

Дебљина зида поклопца  $\delta_1 = \delta = 14 \text{ mm}$

Дебљина горњег обода кућице  $b = 1,6 \cdot \delta = 22,4 \text{ mm} \Rightarrow 23 \text{ mm}$

Дебљина горњег обода поклопца  $b_1 = 1,6 \cdot \delta_1 = 23 \text{ mm}$

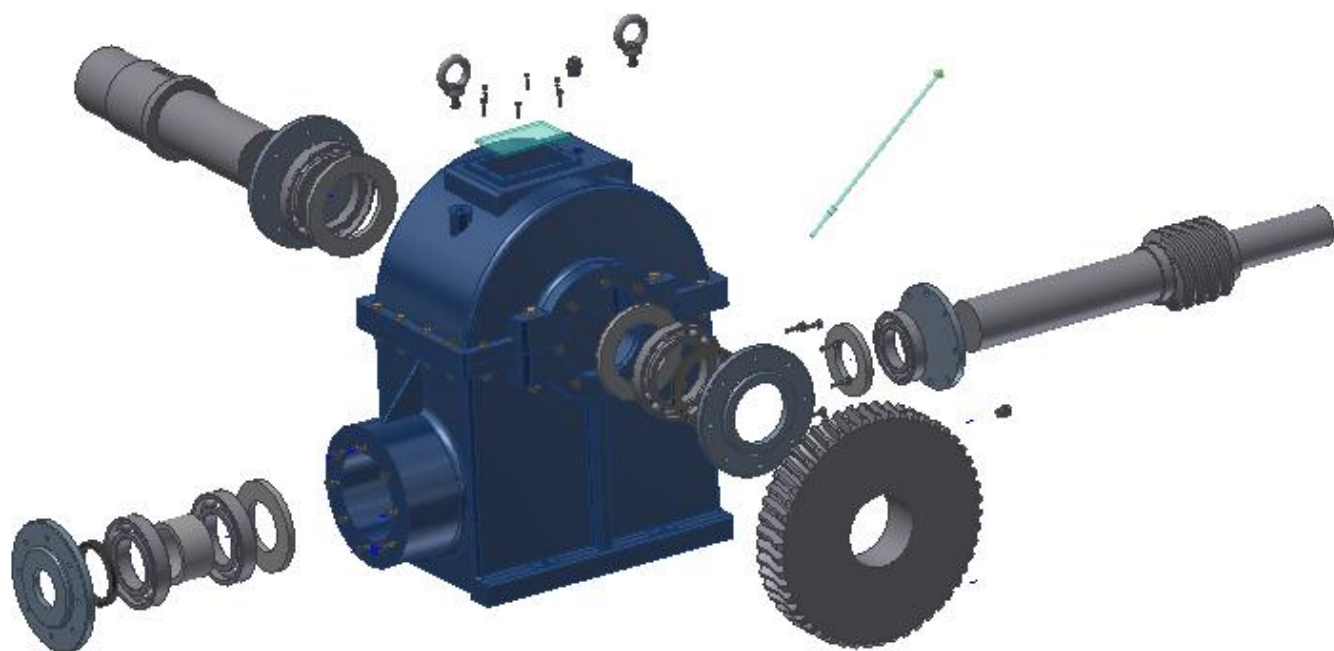
Дебљина стопала  $s = 2,35 \cdot \delta = 32,9 \text{ mm} \Rightarrow 33 \text{ mm}$

Пречник фундаменталних завртњева  $d_f = 0,036 \cdot a + 12 = 21,5 \text{ mm} \Rightarrow M24$

Пречник завртња за лежишно гнездо  $d_l = 0,7 \cdot d_f = 15,05 \Rightarrow M16$

Пречник завртња за везивање поклопца са кућицом  $d = 0,55 \cdot d_f = 11,82 \text{ mm} \Rightarrow M12$

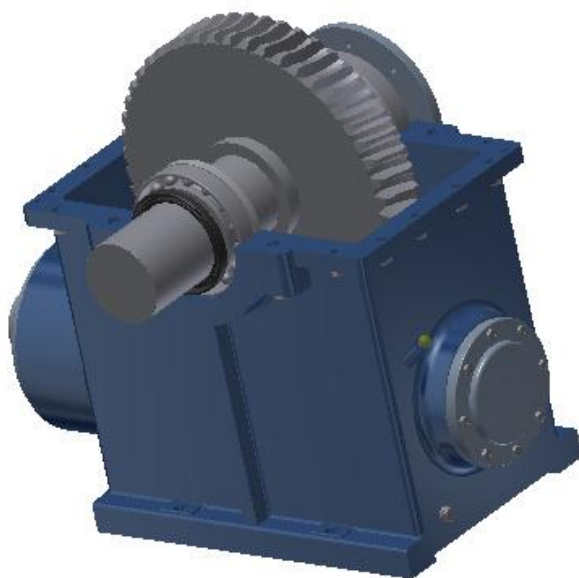
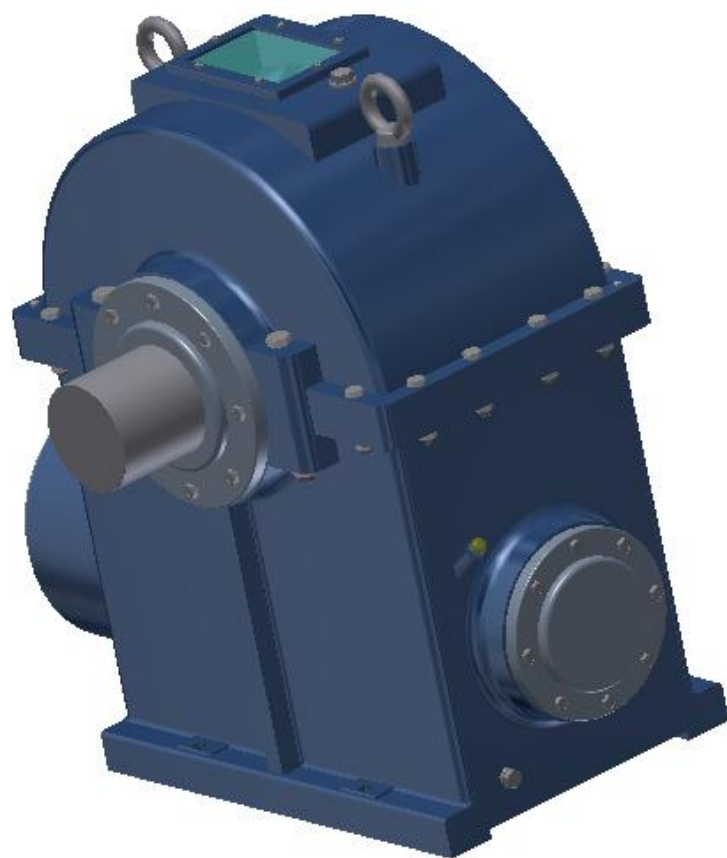
Пречник завртња за причвршћење поклопца лежишта  $d_p = 0,45 \cdot d_f = 9,67 \text{ mm} \Rightarrow M10$



2.31 Растављен редуктор



Сл.2.32 Изглед редуктора



*Сл.2.33 Изглед редуктора*

### 3.0 ТЕХНИЧКИ ОПИС РЕДУКТОРА, УПУТСТВО ЗА РУКОВАЊЕ И ОДРЖАВАЊЕ

#### Технички опис редуктора

Редуктор је пужни.

Техничке карактеристике редуктора:

- Снага погонске машине  $P = 50\text{kW}$
- Преносн однос  $u = 16,667$
- Улазни број обртаја  $n_1 = 1000\text{ min}^{-1}$
- Излазни број обртаја  $n_2 = 59,99\text{ min}^{-1}$
- Врста подмазивања Потапањем
- Врста уља ISO VG 220

Пренос снаге и обртног момента код пројектованог редуктора врши се пужног пара.

Кућиште редуктора је дводелно, израђено ливењем.

Сва вратила су улежиштена на котрљајним лежајевима, који се за време рада подмазују прскањем уља. Лежајеви су велике носивости и века трајања.

#### Провера нивоа уља

Ниво уља је неопходно проверити по уградњи редуктора, као и на недељној бази након тога (док искуствено се не закључи другачије). Увек вршити проверу нивоа уља када је редуктор стационаран (није у функцији). Ниво уља треба бити у дозвољеним границама на мерачу нивоа уља.

Уље у редуктору је неопходно мењати сваких 12 месеци. Чешће промене уља се предлажу у условима великог нивоа нечистоћа.

Провера нивоа уља се врши помоћу мерача са шипком.

#### Замена уља

Замена уља се врши тако што се уклони чеп за испуштање уља који се налази на дну доњег дела кућишта. Обавезно испустити сву количину уља из редуктора пре поновног доливања.

По испуштању уља вратити чеп, скинути одушак као и мерач нивоа уља. Уље допунити до потребног нивоа. Вратити одушак и мерачем поново проверити ниво уља.

Никако не доливати већу количину уља од предвиђене количине.

#### Постављање редуктора

Користити навртке M16 са шестоугаоном главом са еластичним прстенастим подлошкама. Површина на коју се поставља редуктор мора бити очишћена и фино обрађена.

При постављању редуктора потребно је :

1. Проверити површину на коју се монтира редуктор клизањем истог по површини. Проверити жлеб и лежиште за исти да ли долази до зазора. Користити добару синтетичку маст отпорну на високе температуре на вратилу и клину.

2. Повезати редуктор са радном машином. Ручно дотегнути завртње за причвршћивање редуктора са подлогом.
3. Уградити одстојну чауру на вратило 1.
4. Поравњати улазно вратило са погонском машином.
5. Подесити положај погонске машине како би се остварило поравнање.
6. Дотегнути завртње за лежишно гнездо момент кључем.
7. Пар сати по пуштању редуктора у рад проверити да ли су затегнути завртњи у лежишном гнезду и проверити поравнање елемената.
8. 40 сати од првог пуштања у рад поновити тачку 7 и дотегнути завртње по потреби.

#### 4.0 Закључак

Овај рад садржи ток прорачуна, пројектовање конкретног примера пужног редуктора, израду модела у CAD софтверу Autodesk Inventor.

Пужни преносници имају велику примену нарочито код транспортера, лифтова, моторних дизалица, текстилних машина, бродских кормила, погона бубнјева, роштиља, центрифуга, пумпи, алатних машина, шинских и друмских возила и др.

Најчешће се примењују за пренос снага од 100 до 150 kW, али у новије време се примрњују и за мење преносне односе (до 5) при чему се постиже пренос великих снага и високе вредности степена искоришћрња. Овакви пужни преносници се уграђују иза или испред цилиндричних зупчастих преносника па се тако постиже већи укупни преносни однос.

Предности пуђних преносника у односу на друге преноснике су: врло велики преносни однос, тихи рад и пригушивање динамичких удара и вибрација, велика носивост, већи век трајања, мала чврстоћа материјала пужних зупчаника, мањих су димензија, лакши и једноставнији...

## **Литература:**

[1]- М. Трбојевић, М. Јанковић,...: РЕДУКТОРИ, Научна књига – Београд, 1988. год.

[2] - В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Крагујевац, 2004. год.

[3]- Редуктори – Упутство за израду пројектног задатка, Машински факултет у Крагујевцу,  
Крагујевац 2009.год

[4] - С. Јовичић: ОСНОВИ КОНСТРУИСАЊА, Крагујевац, 2002. год.

# Dodatak

## Worm Gears Component Generator (Version: 2014 (Build 180170000, 170))

---

### ▣ Project Info

### ▣ Guide

Type of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

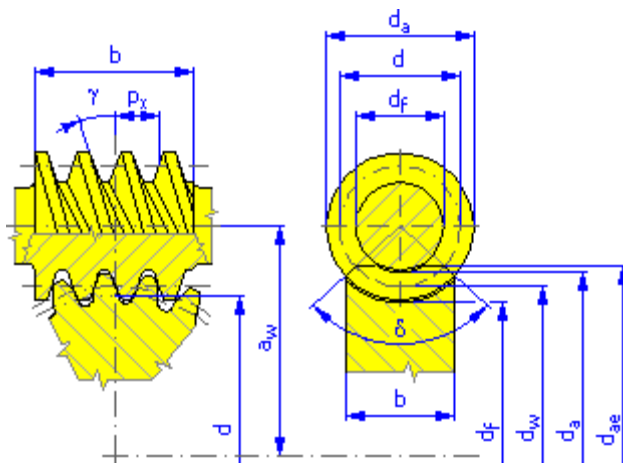
Method of Strength Calculation - Legacy ANSI

### ▣ Common Parameters

|                                    |                      |             |
|------------------------------------|----------------------|-------------|
| Gear Ratio                         | $i$                  | 16.6667 ul  |
| Module                             | $m$                  | 7.725 mm    |
| Axial Module                       | $m_x$                | 7.860 mm    |
| Helix Angle                        | $\gamma$             | 10.6197 deg |
| Pressure Angle                     | $\alpha$             | 19.6840 deg |
| Worm Diameter Factor               | $q$                  | 16.0000 ul  |
| Center Distance                    | $a_w$                | 259.380 mm  |
| Axis Circular Pitch                | $p_x$                | 24.6929 mm  |
| Circular Pitch                     | $p_n$                | 24.2700 mm  |
| Base Circular Pitch                | $p_b$                | 23.204 mm   |
| Lead                               | $p_z$                | 74.079 mm   |
| Worm Length                        | $b_1$                | 115.000 mm  |
| Worm gear Width                    | $b_2$                | 74.000 mm   |
| Axial Pressure Angle               | $\alpha_x$           | 20.0000 deg |
| Base Helix Angle                   | $\beta_b$            | 9.9925 deg  |
| Contact Ratio                      | $\varepsilon$        | 2.4296 ul   |
| Transverse Contact Ratio           | $\varepsilon_\alpha$ | 1.8677 ul   |
| Overlap Ratio                      | $\varepsilon_\beta$  | 0.5619 ul   |
| Limit Deviation of Shaft Angle     | $F_\beta$            | 0.0120 mm   |
| Guaranteed Backlash                | $j_{nmin}$           | 0.081 mm    |
| Limit Deviation of Center Distance | $f_a$                | 0.045 mm    |

## ☐ Gears

|                                |           | Worm       | Worm gear  |
|--------------------------------|-----------|------------|------------|
| Type of model                  |           | Component  | Component  |
| Number of Threads              | $z$       | 3.000 ul   |            |
| Number of Teeth                | $z$       |            | 50.000 ul  |
| Unit Correction                | $x$       | 0.0000 ul  | 0.0000 ul  |
| Pitch Diameter                 | $d$       | 125.760 mm | 393.000 mm |
| Outside Diameter               | $d_a$     | 141.480 mm | 408.720 mm |
| Root Diameter                  | $d_f$     | 106.896 mm | 374.136 mm |
| Outside Diameter               | $d_{ae}$  |            | 416.580 mm |
| Base Circle Diameter           | $d_b$     | 118.176 mm | 369.299 mm |
| Work Pitch Diameter            | $d_w$     | 125.760 mm | 393.000 mm |
| Worm gear Chamfer Angle        | $\delta$  |            | 31.54 deg  |
| Addendum                       | $a^*$     | 1.0000 ul  | 1.0000 ul  |
| Clearance                      | $c^*$     | 0.2000 ul  | 0.2000 ul  |
| Root Fillet                    | $r_f^*$   | 0.3000 ul  | 0.3000 ul  |
| Tooth Thickness                | $s$       | 12.135 mm  | 12.135 mm  |
| Axial Tooth Thickness          | $s_x$     | 12.346 mm  | 12.346 mm  |
| Limit Circumferential Run-out  | $F_r$     | 0.0180 mm  | 0.0450 mm  |
| Limit Deviation of Axial Pitch | $f_{pt}$  | 0.0120 mm  | 0.0160 mm  |
| Limit Deviation of Basic Pitch | $f_{pb}$  | 0.0110 mm  | 0.0150 mm  |
| Virtual Number of Teeth        | $z_v$     |            | 52.660 ul  |
| Min. Recommended Correction    | $x_{min}$ |            | -2.999 ul  |



## ☐ Loads

|        |     | Worm        | Worm gear    |
|--------|-----|-------------|--------------|
| Power  | $P$ | 50.000 kW   | 39.104 kW    |
| Speed  | $n$ | 1000.00 rpm | 60.00 rpm    |
| Torque | $T$ | 477.465 N m | 6223.534 N m |

|                       |        |                          |
|-----------------------|--------|--------------------------|
| Efficiency            | $\eta$ | 0.782 ul                 |
| Radial Force          | $F_r$  | -11636.734 N             |
| Tangential Force      | $F_t$  | -7593.270 N -31671.930 N |
| Axial Force           | $F_a$  | -31671.930 N -7593.270 N |
| Normal Force          | $F_n$  | 34547.607 N              |
| Circumferential Speed | $v$    | 6.585 mps 1.235 mps      |
| Slide Speed           | $v_k$  | 6.700 mps                |

## ☐ Material

|                                       | Worm<br>User material | Worm gear<br>User material |
|---------------------------------------|-----------------------|----------------------------|
| Ultimate Tensile Strength             | $S_u$                 | 500 MPa                    |
| Yield Strength                        | $S_y$                 | 180 MPa                    |
| Modulus of Elasticity                 | $E$                   | 206700 MPa 206000 MPa      |
| Poisson's Ratio                       | $\mu$                 | 0.270 ul 0.300 ul          |
| Bending Fatigue Strength              | $S_n$                 | 165.0 MPa                  |
| Contact Fatigue Strength              | $K_w$                 | 0.6 MPa                    |
| Bending Fatigue Limit                 | $\sigma_{Flim}$       | 170.0 MPa                  |
| Contact Fatigue Limit                 | $\sigma_{Hlim}$       | 200.0 MPa                  |
| Hardness in Tooth Side                | VHV                   | 110 ul                     |
| Base Number of Load Cycles in Bending | $N_{Flim}$            | 250000000 ul               |
| Base Number of Load Cycles in Contact | $N_{Hlim}$            | 250000000 ul               |
| Wöhler Curve Exponent for Bending     | $q_F$                 | 9.000 ul                   |
| Wöhler Curve Exponent for Contact     | $q_H$                 | 8.000 ul                   |
| Max. Slide Speed                      | $v_{max}$             | 12.000 mps                 |

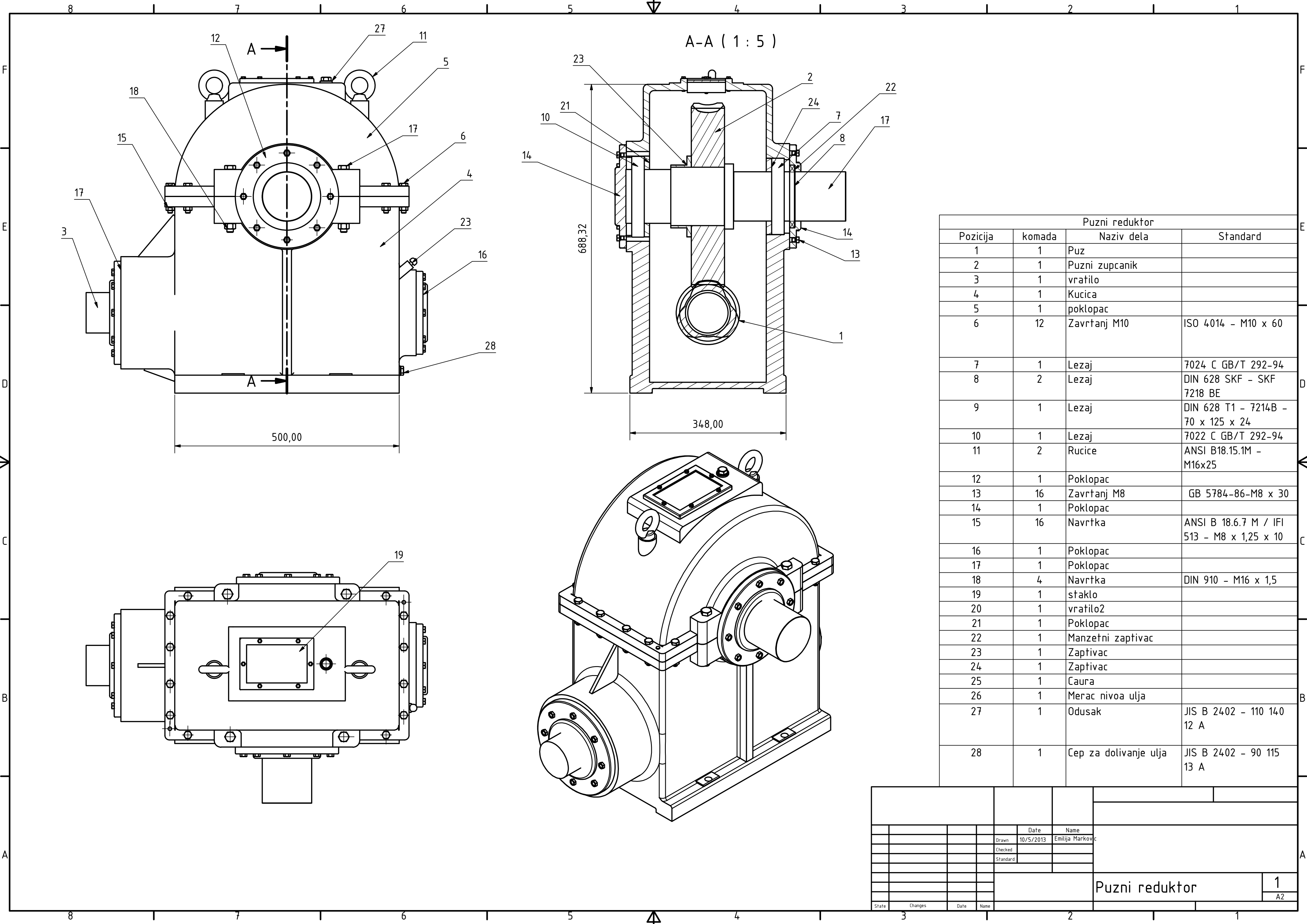
## ☐ Strength Calculation

### ☐ Factors of Additional Load

|                   |       |          |
|-------------------|-------|----------|
| Overload Factor   | $K_o$ | 1.250 ul |
| Dynamic Factor    | $K_v$ | 1.062 ul |
| Lewis Form Factor | $y$   | 0.125 ul |

### ☐ Results

|                               |       |              |
|-------------------------------|-------|--------------|
| Dynamic Load                  | $F_d$ | -42033.888 N |
| Surface-fatigue Limiting Load | $F_w$ | 18377.413 N  |
| Bending-fatigue Limiting Load | $F_s$ | 37687.566 N  |
| Lost Power                    | $P_z$ | 12.396 kW    |
| Max. Dissipated Heat          | $Q$   | 2.349 kW     |
| Check Calculation             |       | Positive     |



| Puzni reduktor |        |                       |                                               |
|----------------|--------|-----------------------|-----------------------------------------------|
| Pozicija       | komada | Naziv dela            | Standard                                      |
| 1              | 1      | Puz                   |                                               |
| 2              | 1      | Puzni zupcanik        |                                               |
| 3              | 1      | vratilo               |                                               |
| 4              | 1      | Kucica                |                                               |
| 5              | 1      | poklopac              |                                               |
| 6              | 12     | Zavrtnj M10           | ISO 4014 - M10 x 60                           |
| 7              | 1      | Lezaj                 | 7024 C GB/T 292-94                            |
| 8              | 2      | Lezaj                 | DIN 628 SKF - SKF<br>7218 BE                  |
| 9              | 1      | Lezaj                 | DIN 628 T1 - 7214B -<br>70 x 125 x 24         |
| 10             | 1      | Lezaj                 | 7022 C GB/T 292-94                            |
| 11             | 2      | Rucice                | ANSI B18.15.1M -<br>M16x25                    |
| 12             | 1      | Poklopac              |                                               |
| 13             | 16     | Zavrtnj M8            | GB 5784-86-M8 x 30                            |
| 14             | 1      | Poklopac              |                                               |
| 15             | 16     | Navrtka               | ANSI B 18.6.7 M / IFI<br>513 - M8 x 1,25 x 10 |
| 16             | 1      | Poklopac              |                                               |
| 17             | 1      | Poklopac              |                                               |
| 18             | 4      | Navrtka               | DIN 910 - M16 x 1,5                           |
| 19             | 1      | staklo                |                                               |
| 20             | 1      | vratilo2              |                                               |
| 21             | 1      | Poklopac              |                                               |
| 22             | 1      | Manzetni zaptivac     |                                               |
| 23             | 1      | Zaptivac              |                                               |
| 24             | 1      | Zaptivac              |                                               |
| 25             | 1      | Caura                 |                                               |
| 26             | 1      | Merac nivoa ulja      |                                               |
| 27             | 1      | Oduzak                | JIS B 2402 - 110 140<br>12 A                  |
| 28             | 1      | Cep za dolivanje ulja | JIS B 2402 - 90 115<br>13 A                   |

|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|-------|---------|------|------|----------|-----------|----------------|--|--|--|------------------|
|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      | Date     | Name      |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      | Drawn    | 10/5/2013 |                |  |  |  | Emilija Markovic |
|       |         |      |      | Checked  |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      | Standard |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           | Puzni reduktor |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           |                |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           | 1              |  |  |  |                  |
|       |         |      |      |          |           | A2             |  |  |  |                  |
| State | Changes | Date | Name |          |           |                |  |  |  |                  |