

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Сузана З. Обрадовић

**ПРОЈЕКТОВАЊЕ КОНИЧНОГ РЕДУКТОРА СА
КОСИМ ЗУПЦИМА**

завршни рад

Крагујевац, 2013.

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: 6/2010

Сузана З. Обрадовић

ПРОЈЕКТОВАЊЕ КОНИЧНОГ РЕДУКТОРА СА КОСИМ ЗУПЦИМА

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Мирко Благојевић, доцент - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру задатка неопходно је да се:

- Објасни принцип рада двостепеног редуктора са једним паром коничних зупчаника са косим зупцима,
- Изврши прорачун двостепеног редуктора са једним паром коничних зупчаника са косим зупцима и нацрта 3Д модел.

Препоручена литература:

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

Крагујевац, 25.10.2013.

ментор:

Др Мирко Благојевић, доцент

Резиме:

Пројектовање редуктора је вршено према прорачунатим вредностима из препоручене литературе и прописаних стандарда. Сви елементи редуктора су прорачунати посебно и задовољавају основне критеријуме, водећи рачуна о њиховој монтажи.

У овом раду је дат прорачун и 3D модел двостепеног редуктора са једним паром коничних зупчаника са косим зупцима, чија је снага 2,912 kW. Модел је рађен у два CAD софтверска пакета, AutoDesk Inventor и Dassault Systems CATIA

Кључне речи: редуктор, конични зупчаник, коси зупци.

Abstract:

Design of the transmission is done in compliance with the suggested literature and standards. All transmission elements are calculated separately and they satisfy the basic criteria while maintaining the possibility of assembly.

This thesis gives the calculation and 3D model of a two-stage geared speed reducer with one pair of bevel gears with angled tooth lines, whose input power is 2.912kW. The model is done in two software packs, AutoDesk Inventor and Dassault Systems CATIA.

Key words: transmission, bevel gears, angled tooth lines.

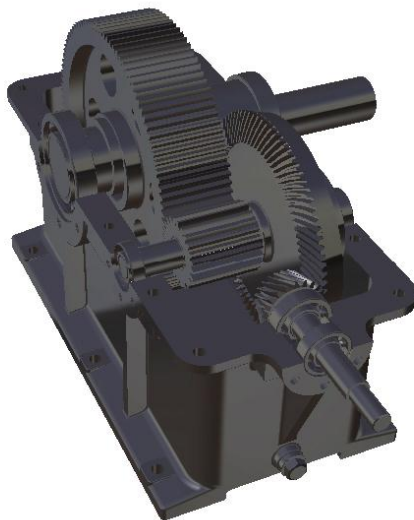
САДРЖАЈ

1.0 УВОДНА РАЗМАТРАЊА	1
1.1 Основни параметри редуктора	2
1.2 Подела редуктора.....	2
2.0 ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА РЕДУКТОРА.....	3
2.1 Полазни подаци.....	3
2.2 Избор основне концепције редуктора	4
2.3 Одређивање преносних односа и бројева зубаца зупчаника	4
2.3.1 Одређивање преносних односа.....	4
2.3.2 Одређивање бројева зубаца зупчаника.....	4
2.3.3 Одређивање стварних преносних односа	5
2.3.4 Одређивање грешке преносног односа.....	5
2.4 Прорачун основних параметара редуктора	5
2.4.1 Избор степена искоришћења за зупчасте парове	5
2.4.2 Прорачун снаге на елементима редуктора	5
2.4.3 Прорачун бројева обртаја и угаоних брзина на елементима редуктора	6
2.4.4 Прорачун обртног момента на елементима редуктора	6
2.5 Претходни прорачун зупчаника	6
2.5.1 Избор материјала зупчаника и вратила	6
2.5.2 Избор модула.....	6
2.5.3 Прорачун основних димензија зупчаника.....	8
2.6 Прорачун носивости зупчаника	16
2.6.1 Прорачун носивости коничних зупчаника z_1 и z_2	16
2.6.2 Прорачун носивости цилиндричних зупчаника z_3 и z_4	22
2.7 Прорачун вратила	27
2.7.1 Силе и оперећења вратила	28
2.8 Прорачун и избор лежаја	41
2.8.1 Најчешће коришћени типови лежаја	42
2.8.2 Прорачун лежаја.....	43
2.8.3 Уградња котрљајних лежаја.....	44

2.9 Прорачун и конструкција кућишта	44
2.9.1 Прорачун кућишта	56
3.0 Израда модела редуктора	57
4.0 Технички опис редуктора,упутство за руковање и одржавање.....	61
5.0 Закључак	63
Литература.....	64

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 погонске машине на одређену радну машину уз одговарајућу промену обртног момента. При том се, најчешће, брзина обртања умањује, редукује. [1]



Слика 1.1 Изглед двостејеног редуктора са једним паром коничних зупчаника

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 редуктори 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. [1]

Редуктори су у већини случајева у индустријској производњи обавезни посредници између погонских и радних машина, па им се зато јако поклања пажња. Могу бити мањих димензија, јефтинији за израду, издржљивији на преоптерећење, са омогућеним добрим и ефикасним подмазивањем преносника, добро заптивени и лаки за транспорт. Кућица редуктора мора да има довољну крутост да обезбеди несметан рад зупчастих парова. Оне штите преноснике од спољашњих утицаја: влаге, прашине, повишене и снижене температуре и других агресивних материја. Кућица редуктора штити и радно особље од евентуалних повреда. [2]

Најважније радне карактеристике редуктора су:

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

1.1 Основни параметри редуктора

Основни параметри редуктора су:

- Преносни однос

Преносни однос редуктора је однос бројева обрта улазног и излазног вратила. Код редуктора је преносни однос увек већи од један и по правилу је стандардни број.

- Међуосно растојање

Међуосно растојање редуктора са паралелним вратилима је растојање оса улазног и излазног вратила. Код редуктора са вратилима која се секу даје се само међуосно растојање оса цилиндричних зупчаника. Код пужних редуктора то је најкраће растојање оса пужног и завртња и пужног зупчаника.

- Снага редуктора

Под снагом редуктора подразумева се номинална снага која одговара оном максималном оптерећењу, константног интензитета, које редуктор може трајно да преноси.

- Избор редуктора

Избор редуктора врши се на основу номиналне снаге P_n , која се у конкретном случају прорачунава на основу снаге конзумне машине P_k , карактера рада погонске и радне машине, и дневног трајања погона. Утицај карактера рада погонске и радне машине и дневног трајања погона обухваћен је фактором радних услова K . [1]

1.2 Подела редуктора

- 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° преносници су тада конични зупчаници са правим или завојним зубима.

В) Редуктори чије се осе вратила мимоилазе (пужни редуктори)



Слика 1.2 Врсте редуктора

- Подела редуктора према броју степени преноса:
 - Једностепени (имају само један пар зупчаника)
 - Двостепени (имају два пара зупчаника)
 - Вишестепени (имају више парова зупчаника)
- Према броју преносника на:
 - Једностепене (обично пужни редуктор)
 - Двостепене и вишестепене
- Према положају преносника у редуктору:
 - Хоризонталне
 - Вертикалне
 - Косе редукторе

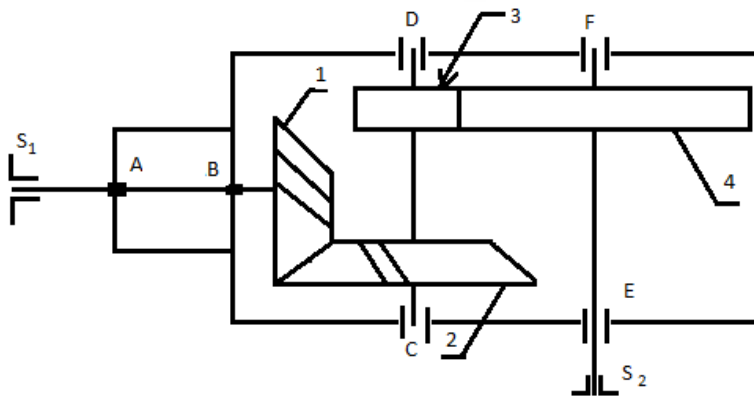
2.0 ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА РЕДУКТОРА

2.1 Полазни подаци

- Улазна снага : $P_u = 4 \text{ KS}$
- Улазни број обртаја : $n_u = 1000 \text{ o/min}$
- Излазни број обртаја : $n_i = 58.5 \text{ o/min}$
- Преносни однос редуктора : $i_R = 17.1$

2.2 Избор основне концепције редуктора

Према датим подацима за снагу, број обртаја и преносни однос са дијаграма на слици 23, [2] усвојен је двостепени конично-цилиндрични редуктор чији је рад најекономичнији за ове дате параметре. Изглед ове концепције редуктора дата је на слици 2.1.



Слика 2.1 Изабрана концепција редуктора

Преносни однос ових редуктора је у границама : $i_R = 5 \div 40$

2.3 Одређивање преносних односа и бројева зубаца зупчаника

2.3.1 Одређивање преносних односа

$$i_R = 17.1$$

$$i_R = i_{1,2} \cdot i_{3,4}$$

$$i_{1,2} = (0.22 \div 0.28) i_R$$

$$\text{усваја се : } i_{1,2} = 0.23 i_R$$

$$i_{1,2} = 3.9$$

$$i_{3,4} = 4.4$$

2.3.2 Одређивање бројева зубаца зупчаника

$$z_1 = 20 \div 25$$

$$\text{усваја се : } z_1 = 22$$

$$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 85.8$$

$$\text{усваја се : } z_2 = 86$$

$$z_3 = 20 \div 25$$

$$\text{усваја се : } z_3 = 24$$

$$z_4 = i_{3,4} \times z_3 = 105.6$$

$$\text{усваја се : } z_4 = 106$$

Напомена : Бројеви зубаца се заокружују на прву ближу целобројну вредност

2.3.3 Одређивање стварних преносних односа

$$i_{1,2stv} = z_2 / z_1 = 3.91$$

$$i_{3,4stv} = z_4 / z_3 = 4.42$$

$$i_{Rstv} = i_{1,2stv} \cdot i_{3,4stv} = 17.28$$

2.3.4 Одређивање грешке преносног односа

$$\Delta i = \frac{|i_R - i_{Rstv}|}{i_R} \times 100 \leq 5\%$$

$$\Delta i = 1,05 \% \leq 5 \%$$

2.4 Прорачун основних параметара редуктора

Погонски зупчаник има мањи број зубаца, мањи пречник, мањи обртни момент и већу угаону брзину од гоњеног зупчаника и обрнуто. Услед ових разлика, зупчасти парови, при преносу кретања и оптерећења, мењају њихове карактеристике, тј. врше одређену трансформацију тих величина. Трансформација је сразмерна преносном односу.

2.4.1 Избор степена искоришћења за зупчасте парове

Степен искоришћења у току захвата зубаца није константан. Зато се за прорачун користи средња вредност. Веће вредности степена искоришћења усвајају се код подмазаних бокова зубаца.

- Конични зупчаници са косим зупцима

$$\eta_{1,2} = 0.98$$

- Цилиндрични зупчаници са правим зупцима

$$\eta_{3,4} = (0.95 \div 0.97)$$

$$\text{усваја се : } \eta_{3,4} = 0.96$$

напомена : сви остали губици снаге се занемарују

2.4.2 Прорачун снаге на елементима редуктора

$$P_u = P_I = P_{II} = 4 \text{ KS} = 2.912 \text{ kW}$$

$$P_2 = P_3 = P_{II} = P_I \cdot \eta_{1,2} = 2.854 \text{ kW}$$

$$P_4 = P_{III} = P_{iz} = P_2 \cdot \eta_{3,4} = 2.739 \text{ kW}$$

2.4.3 Прорачун бројева обртаја и угаоних брзина на елементима редуктора

$$n_u = n_1 = n_I = 1000 \text{ o/min}$$

$$n_2 = n_3 = n_{II} = n_1 / i_{1,2stv} = 255.75 \text{ o/min}$$

$$n_4 = n_{III} = n_{iz} = n_3 / i_{3,4stv} = 57.86 \text{ o/min}$$

$$\omega_u = \omega_1 = \omega_I = (\pi \cdot n_u) / 30 = 104.719 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \omega_{II} = (\pi \cdot n_2) / 30 = 26.782 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_4 = \omega_{III} = \omega_{iz} = (\pi \cdot n_4) / 30 = 6.059 \text{ s}^{-1}$$

2.4.4 Прорачун обртног момента на елементима редуктора

$$T_u = T_1 = T_I = P_u / \omega_u = 28.09 \text{ Nm}$$

$$T_2 = T_3 = T_{II} = P_2 / \omega_2 = 106.56 \text{ Nm}$$

$$T_4 = T_{III} = T_{iz} = P_4 / \omega_4 = 452.05 \text{ Nm}$$

2.5 Претходни прорачун зупчаника

2.5.1 Избор материјала зупчаника и вратила

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.

- За зупчанике z_1, z_2, z_3, z_4 , усвајам Č 5432
- За вратила I, II, III, усвајам Č 0545

2.5.2 Избор модула

- Подеони пречник малог зупчаника z_1

$$d_{e1} \geq \sqrt[3]{\frac{32600 \cdot T_1 \cdot K_A}{K \cdot i_{1,2stv}}}$$

K_A – фактор радних услова [3]

$$K_A = 1.1$$

$K, N/mm$ – фактор који се усваја у зависности од материјала [3]

$$K = 1.2 N/mm$$

$$d_{e1} \geq 60.45 mm$$

- Модул у спољашњој чеоној равни

$$m_{1,2} = \frac{d_{e1}}{z_1} = 2.75 mm$$

усваја се прва већа стандардна вредност $m_{1,2} = 3 mm$

- Подеони пречник малог зупчаника Z_3

$$d_{e3} \geq \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot T_3 \cdot K_A}{K \cdot \psi_{bd}} \cdot \frac{i_{3,4stv} + 1}{i_{3,4stv}}}$$

ψ_{bd} – однос ширине и пречника подеоног круга малог зупчаника који се усваја на основу препоручених вредности из табеле 2.9.1 [1]

$$\psi_{bd} = 1.1$$

$$d_{e3} \geq 60.13 mm$$

- Модул у чеоној равни

$$m_{3,4} = \frac{d_{e3}}{z_3} = 2.51 mm$$

Усваја се прва већа стандардна вредност : $m_{3,4} = 3 mm$

2.5.3 Прорачун основних димензија зупчаника

2.5.3.1 Прорачун основних димензија зупчаника Z_1 и Z_2

За прорачун кинематских и геометријских величина коничних зупчаника са косим зупцима могу се користити исти изрази као и за праве из табеле 2.4.1 [1], с тим што се модули на средини зупца и у спољашњем чеоном пресеку рачунају као :

$$m_{1,2} = \frac{d_{el}}{z_1} \quad m_{m1,2} = \frac{d_{m1}}{z_1} \cdot \cos \beta_m$$

β_m – угао нагиба косих зубаца

$\beta_m = (20 \div 30)^\circ$ на основу препоруке [1]

Усваја се : $\beta_m = 25^\circ$

- Преносни однос

$$i_{1,2} = n_2 / n_1 = 3.9$$

- Бројеви зубаца

$$z_1 = 22$$

$$z_2 = 86$$

- Кинематски преносни однос

$$i_{1,2stv} = z_2 / z_1 = 3.91$$

- Осни угао

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

- Углови кинематских конуса

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{i_{1,2}}$$

$$\delta_2 = \arctg i_{1,2}$$

$$\delta_1 = 14,35^\circ$$

$$\delta_2 = 75.65^\circ$$

- Стандардни модул

$$m = 3mm$$

- Угао нагиба профила алата

$$\alpha = 20^\circ$$

- Корак на подеоном кругу

$$p = m \cdot \pi = 9.428mm$$

- Пречници спољашњих подеоних кругова

$$d_{e1} = m \cdot z_1 = 66mm$$

$$d_{e2} = m \cdot z_2 = 258mm$$

- Спољашње конично растојање

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = 133.15mm$$

- Ширина зупчаника

$$b = 0.15 \cdot d_{m1} \cdot \sqrt{u^2 + 1} = 32.47mm$$

- Модул у средњем пресеку

$$m_m = 2.21mm$$

- Пречници средњих подеоних кругова

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 48.62mm$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 190.06mm$$

- Темени зазор

$$c = (0.1 \div 0.3) \cdot m = 0.6mm$$

- Укупна висина зупца

$$h_1 = h_2 = h_a + h_f = 6.6mm$$

- Висина главе зупца

$$h_{a1} = h_{a2} = m = 3mm$$

- Висина ноге зупца

$$h_{f1} = h_{f2} = m + c = 3.6mm$$

- Пречници темених кругова

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{a1} \cdot \cos \delta_1 = 78.81mm$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{a2} \cdot \cos \delta_2 = 259.48mm$$

- Пречници подножних кругова

$$d_{f1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{f1} \cdot \cos \delta_1 = 59.02mm$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{f2} \cdot \cos \delta_2 = 256.51 \text{ mm}$$

- Угао главе зупца

$$\operatorname{tg} \Theta_{a1} = \frac{h_{a1}}{R_e} \quad \operatorname{tg} \Theta_{a2} = \frac{h_{a2}}{R_e}$$

$$\Theta_{a1} = \arctg \frac{h_{a1}}{R_e} \quad \Theta_{a2} = \arctg \frac{h_{a2}}{R_e}$$

$$\Theta_{a1} = 1.29^\circ \quad \Theta_{a2} = 1.29^\circ$$

- Угао ноге зупца

$$\operatorname{tg} \Theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R_e} \quad \operatorname{tg} \Theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R_e}$$

$$\Theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R_e} \quad \Theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R_e}$$

$$\Theta_{f1} = 1.55^\circ \quad \Theta_{f2} = 1.55^\circ$$

- Угао теменог конуса

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1} = 15.64^\circ$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2} = 76.94^\circ$$

- Угао подножног конуса

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \Theta_{f1} = 12.8^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 + \Theta_{f2} = 74.1^\circ$$

Прорачун еквивалентног цилиндричног пара :

- Број зубаца

$$z_{v1} = z_1 \cdot \sqrt{(u_{1,2}^2 + 1) / u_{1,2}^2} = 23.44$$

$$z_{v2} = z_2 \cdot i_{1,2}^2 = 358.34$$

- Угао нагиба профила алата

$$\alpha_v = \alpha_n = 20^\circ$$

- Кинематски преносни однос

$$i_{1,2v} = i_{1,2}^2 = 15.29$$

- Модул

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

$$m_{vm} = 2.21mm$$

- Обимна брзина

$$\pi \cdot d_{vm} \cdot n_v = \pi \cdot d_m \cdot n$$

- Ширина зупчаника

$$b_v = b = 33mm$$

- Пречници подеоних кругова средњих еквивалентних зупчаника

$$d_{vm1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = 50.18mm$$

$$d_{vm2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = 766.85mm$$

- Пречници основних кругова

$$d_{vbm1} = d_{vm1} \cdot \cos \alpha_v = 47.15mm$$

$$d_{vbm2} = d_{vm2} \cdot \cos \alpha_v = 720.6mm$$

- Померање профила

$$x_{m1} = x_{m2} = 0 mm$$

- Пречници темених кругова

$$d_{vam1} = d_{vm1} + 2 \cdot h_{am1} = 54.6mm$$

$$d_{vam2} = d_{vm2} + 2 \cdot h_{am2} = 771.27mm$$

- Осно растојање

$$a_{vm} = \frac{d_{vm1} + d_{vm2}}{2} = 408.51mm$$

- Корак на кругу d_{vm}

$$p_{vm} = m_m \cdot \pi = 6.94mm$$

- Корак на кругу d_{vbm}

$$p_{vbm} = m_m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_v = 6.52mm$$

- Дужина активног дела додирнице-додирног лука

$$g_{v\alpha m} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{vam1}^2 - d_{vbm1}^2} + \sqrt{d_{vam2}^2 - d_{vbm2}^2} \right) - a_{vm} \cdot \sin \alpha_v = 11.51mm$$

- Степен спрезања профила

$$\varepsilon_{vam} = \frac{g_{vam}}{p_{vbm}} = 1.77$$

- Пречници подеоних кругова

$$d_{ve1} = m \cdot z_{v1} = 70.32mm$$

$$d_{ve2} = m \cdot z_{v2} = 1075.02mm$$

- Пречници основних кругова

$$d_{vb1} = d_{ve1} \cdot \cos \alpha_v = 66.08mm$$

$$d_{vb2} = d_{ve2} \cdot \cos \alpha_v = 1010.19mm$$

- Висина главе

$$h_{a2} = h_{a1} = m = 3mm$$

- Пречници темених кругова

$$d_{va1} = d_{ve1} + 2 \cdot h_{a1} = 76.32mm$$

$$d_{va2} = d_{ve2} + 2 \cdot h_{a2} = 1081.02mm$$

- Осно растојање

$$a_v = \frac{(d_{ve1} + d_{ve2})}{2} = 572.67mm$$

- Корак на кругу d_v

$$p_v = m \cdot \pi = 9.424mm$$

- Корак на основном кругу

$$p_{vb} = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_v = 8.856mm$$

- Дужина активног дела додирнице-додирног лука

$$g_{va} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \cdot \sin \alpha_v = 15.69mm$$

- Степен спрезања профила

$$\varepsilon_{va} = \frac{g_{va}}{p_{vb}} = 1.77$$

2.5.3.2 Прорачун основних димензија зупчаника Z_3 и Z_4

- Стандардни модул

$$m_{3,4} = 3 \text{ mm}$$

- Стандардни профил

$$\alpha_p = 20^\circ$$

$$u_p = 1$$

$$c_p = (0,2 \div 0,3) m_{3,4} = 0,25 \cdot m_{3,4} = 0,75 \text{ mm}$$

$$h_{fp} = m_{3,4} + c_p = 2,5 + 0,625 = 3,75 \text{ mm}$$

$$h_{ap} = m_{3,4} = 3 \text{ mm}$$

$$h_p = h_{fp} + h_{ap} = 3,125 + 2,5 = 6,75 \text{ mm}$$

$$z_3 = 24$$

$$z_4 = 106$$

- Угао нагиба профила алата

$$\alpha_n = \alpha_p = 20^\circ$$

- Кинематски преносни однос

$$i_{3,4st} = 4.42$$

- Корак на подеоном кругу

$$p = m_{3,4} \cdot \pi = 9,425 \text{ mm}$$

- Корак на основном кругу

$$p_t = p \cdot \cos \alpha_t = 8.856 \text{ mm}$$

- Пречници подеоних кругова

$$d_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 72 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 318 \text{ mm}$$

- Ширина зупчаника

$$b = \varphi \cdot d_3 = 79,2 \text{ mm}$$

$$\varphi = 1.1 \text{ (Табела 2.9.1., [1])}$$

$$\text{усваја се : } b = 80 \text{ mm}$$

- Пречници основних кругова

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 67.66 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 298.82 \text{ mm}$$

- Нулто осно растојање

$$a_d = \frac{d_3 + d_4}{2} = 195 \text{ mm}$$

- Коефицијент померања профила

Усвојен је нулти зупчасти пар, па је $x_3 = x_4 = 0 \text{ mm}$

- Померање профила

$$v_1 = v_2 = 0 \text{ mm}$$

- Угао додирнице

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t$$

$$\alpha_{wt} = \alpha_t = 20^\circ$$

- Осно растојање

$$a = a_d = 195 \text{ mm}$$

- Пречници кинематских кругова

$$d_{w3} = d_3 = 72 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = d_4 = 318 \text{ mm}$$

- Пречници подножних кругова

$$d_{f3} = d_3 - 2h_{fp} + 2x_3m_{3,4} = 64.5 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{fp} + 2x_4m_{3,4} = 310.5 \text{ mm}$$

- Пречници темених кругова

$$d_{a3} = 2a - d_{f4} - 2c = 78 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = 2a - d_{f3} - 2c = 324 \text{ mm}$$

- Скраћење главе зупца

$$k_m = a_d + m_n(x_3 + x_4) - a = 0 \text{ mm}$$

- Лучна дебљина зупца на подеоном кругу

$$S_3 = m_{3,4} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) = 4.71 \text{ mm}$$

$$S_4 = m_{3,4} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) = 4.71 \text{ mm}$$

- Лучна ширина међузубља

$$e_3 = p - S_3 = 4.715 \text{ mm}$$

$$e_4 = p - S_4 = 4.715 \text{ mm}$$

- Темени зазор

$$c_{\min} = 0,12 \cdot m_{3,4} = 0,12 \cdot 3 = 0,36 \text{ mm}$$

$$c = a - \frac{d_{a3} + d_{f4}}{2} = 0,75 \text{ mm}$$

$$c = 0,75 \text{ mm} > c_{\min} = 0,36 \text{ mm}$$

- Парцијалне дужине додирнице

$$r_{w3} = \frac{d_3}{2} = 36 \text{ mm}$$

$$r_{w4} = \frac{d_4}{2} = 159 \text{ mm}$$

$$g_a = \frac{1}{2} \sqrt{d_{a3}^2 - d_{b4}^2} - r_{w3} \cdot \sin \alpha_w = 7.1 \text{ mm}$$

$$g_f = \frac{1}{2} \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - r_{w4} \cdot \sin \alpha_w = 8.22 \text{ mm}$$

- Дужина активног дела додирнице

$$g_a = g_a + g_f = 15.32 \text{ mm}$$

- Парцијални степен спрезања

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_b} = 0.8$$

$$\varepsilon_f = \frac{g_f}{p_b} = 0.93$$

- Степен спрезања профила

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_a + \varepsilon_f = 1.73$$

- Провера интерференце при спрезању

$$r_{w1} \cdot \sin \alpha_w > g_f$$

$$\frac{d_{w1}}{2} \cdot \sin \alpha_w = 12.3 \text{ mm}$$

$$r_{w2} \cdot \sin \alpha_w > g_a$$

$$\frac{d_{w2}}{2} \cdot \sin \alpha_w = 54.39 \text{ mm}$$

2.5.3.3 Провера положаја вратила и зупчаника

Пречници темених кругова d_{a2} и d_{a4} треба да буду што приближнијих димензија због подједнаког потапања у уље. Да не би дошло до додиривања зупчаника 2 и вратила III мора бити испуњен следећи услов:

$$\frac{d_{a2}}{2} + (\approx 50 \text{ mm}) \leq a_{3,4}$$

2.6 Прорачун носивости зупчаника

2.6.1 Прорачун носивости коничних зупчаника Z_1 и Z_2

Обимне силе :

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = 1155.49 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = 1121.33 \text{ N}$$

Радијалне силе :

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 407.44 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 101.15 \text{ N}$$

Аксијалне силе :

$$F_{a1} = F_{r2} = 101.15 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 407.44 \text{ N}$$

2.6.1.1 Прорачун носивости по критеријуму чврстоће бокова зубаца

Напомена : прорачунава се само за мали зупчаник

- **Прорачун радног напона**

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{d_{m1} b} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = 781.97 \text{ MPa}$$

- Фактор облика бока зубаца [3]

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}} = 2.49$$

- Фактор еластичности материјала [3]

$$Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$$

- Фактор степена спрезања бока зубаца [3]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = 0.87$$

- Фактор угла нагиба зубаца [3]

$$Z_\beta = \sqrt{\beta_m} = 5$$

- Фактор коничних зупчаника [3]

$$Z_K = 0.85$$

- Фактор једноструке спреге [3]

$$\text{За } z_3 = 25 > 20 \quad Z_B = 1$$

- Фактор унутрашњих динамичких сила [3]

$$K_V = f_F \cdot K_{350} N + 1$$

Усваја се квалитет 5

Јединично оптерећење $K_A \cdot F_t / b < 100 \text{ N/mm}$ па се усваја $K_A \cdot F_t / b = 100 \text{ N/mm}$

Фактор корекције оптерећења : $f_F = 2.52$

$$K_{350} N = 0,1$$

$$K_V = f_F \cdot K_{350} N + 1 = 1.252$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца, $K_{H\beta}$ [3]

$$K_{H\beta} = 1.65$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца, $K_{H\alpha}$ [3]

$$K_{H\alpha} = 1.34$$

- **Прорачун критичног напона бокова зубаца**

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X = 927.36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim} = 630 \text{ N/mm}^2 [3]$$

- Фактор радног века [3]

$$Z_{NT} = 1.6$$

- Фактор подмазивања, фактор обимне брзине и фактор храпавости [3]

$$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = 0.92$$

- Фактор утицаја разлике тврдоћа спрегнутих бокова [3]

$$Z_W = 1$$

- Фактор величине зубаца [3]

$$Z_X = 1$$

- **Степен сигурности против разарања бокова зубаца**

$$S_H = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} = 1.18$$

- **Дозвољени напон**

$$\sigma_{Hd} = \frac{[\sigma_H]}{S_{H \min}} = 843.05 \text{ MPa}$$

$$S_{Hmin} = 1.0 \div 1.2 [1]$$

Стварни радни напон, σ_H , треба да је мањи или једнак дозвољеном напону, $\sigma_H \leq \sigma_{Hd}$

2.6.2.1 Прорачун носивости по критеријуму чврстоће подножја зубаца

За погонски зупчаник

- **Радни напон у подножју зубаца**

$$\sigma_F = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_{t3}}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 50.38 \text{ MPa}$$

- Фактор концентрације напона Y_{Sa} и фактор облика зубаца Y_{Fa}

Пошто ови фактори зависе од истих параметара, замењујемо их фактором Y_{FS} [3]

$$Y_{FS} = 2.825$$

- Фактор степена спрезања [3]

$$Y_\varepsilon = 0.67$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца [3]

$$K_{Fa} = 1$$

- **Критични напон подножја зубаца**

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{Rrel T} \cdot Y_X = 658.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim} = 315 \text{ N/mm}^2 [3]$$

- Фактор радног века [3]

$$Y_{NT} = 1$$

- Фактор концентрације напона опитног зупчаника [3]

$$Y_{ST} = 2$$

- Релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона [3]

$$Y_{\delta rel T} = 0.95$$

- Релативни фактор храпавости [3]

$$Y_{Rel T} = 1.1$$

- Фактор величине пресека [3]

$$Y_X = 1$$

- **Степен сигурности подножја зубаца**

$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} = 13$$

- **Дозвољени напон**

$$\sigma_{Fd} = \frac{[\sigma_F]}{S_{F \min}} = 548.62 \text{ MPa}$$

$$S_{Hmin} = 1.1 \div 1.3 [3]$$

Стварни радни напон, σ_F , треба да је мањи или једнак дозвољеном напону, $\sigma_F \leq \sigma_{Fd}$

За гоњени зупчаник

- **Радни напон у подножју зубаца**

$$\sigma_F = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_{t3}}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 55.73 \text{ MPa}$$

- Фактор концентрације напона Y_{Sa} и фактор облика зубаца Y_{Fa}

Пошто ови фактори зависе од истих параметара, замењујемо их фактором Y_{FS} [3]

$$Y_{FS} = 2.825$$

- Фактор степена спрезања [3]

$$Y_{\varepsilon} = 0.67$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца [3]

$$K_{Fa} = 1$$

- **Критични напон подножја зубаца**

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{Rel T} \cdot Y_X = 730.85 MPa$$

$$\sigma_{Flim} = 315 N/mm^2 [3]$$

- Фактор радног века [3]

$$Y_{NT} = 1$$

- Фактор концентрације напона опитног зупчаника [3]

$$Y_{ST} = 2$$

- Релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона [3]

$$Y_{\delta rel T} = 1.05$$

- Релативни фактор храпавости [3]

$$Y_{Rel T} = 1.1$$

- Фактор величине пресека [3]

$$Y_X = 1$$

- **Степен сигурности подножја зубаца**

$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} = 14$$

- **Дозвољени напон**

$$\sigma_{Fd} = \frac{[\sigma_F]}{S_{F \min}} = 609.04 MPa$$

$$S_{Hmin} = 1.1 \div 1.3 [3]$$

Стварни радни напон, σ_F , треба да је мањи или једнак дозвољеном напону, $\sigma_F \leq \sigma_{Fd}$

2.6.2 Прорачун носивости цилиндричних зупчаника Z_3 и Z_4

Обимне силе :

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{w3}} = 2960 \text{ N}$$

Радијалне силе :

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \tan \alpha = 1077.35 \text{ N}$$

2.6.2.1 Прорачун носивости по критеријуму чврстоће бокова зубаца

Напомена : прорачунава се само за мали зупчаник

- **Прорачун радног напона**

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_3 b} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = 411.26 \text{ MPa}$$

- Фактор облика бока зубаца [3]

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_w}} = 2.49$$

- Фактор еластичности материјала [3]

$$Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$$

- Фактор степена спрезања бока зубаца [3]

$$Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha)/3} = 0.87$$

- Фактор једноструке спреге [3]

$$\text{За } z_3 = 25 > 20 \quad Z_B = 1$$

- Фактор унутрашњих динамичких сила [3]

$$K_V = f_F \cdot K_{350}N + 1$$

Усваја се квалитет 5

Јединично оптерећење $K_A \cdot F_t / b < 100 \text{ N/mm}$ па се усваја $K_A \cdot F_t / b = 100 \text{ N/mm}$

Фактор корекције оптерећења : $f_F = 2.25$

$$V_3 = \omega_3 \cdot d_3 = 0.96 \text{ m/s}$$

$$\frac{Z_3 \cdot V_3}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 0.425 \text{ m/s}$$

$$K_{350}N = 0.06$$

$$K_V = f_F \cdot K_{350}N + 1 = 1.13$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ [3]

$$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta - 1) \cdot f_w \cdot f_p \cdot f_1$$

$$K_{F\beta} = 1.187$$

$$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1.39} = 1.27$$

- Прорачун критичног напона бокова зубаца

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X = 512.04 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim} = 630 \text{ N/mm}^2 [3]$$

- Фактор радног века [3]

$$Z_{NT} = 0.9$$

- Фактор подмазивања [3]

$$Z_R = 0.95$$

- Фактор обимне брзине [3]

$$Z_V = 0.97$$

- Фактор храпавости [3]

$$Z_R = 0.98$$

- Фактор утицаја разлике тврдоћа спрегнутих бокова [3]

$$Z_W = 1$$

- Фактор величине зубаца [3]

$$Z_X = 1$$

- **Степен сигурности против разарања бокова зубаца**

$$S_H = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} = 1.24$$

- **Дозвољени напон**

$$\sigma_{Hd} = \frac{[\sigma_H]}{S_{H \min}} = 465.49 \text{ MPa}$$

$$S_{Hmin} = 1.0 \dots 1.2 \quad [3]$$

Стварни радни напон, σ_H , треба да је мањи или једнак дозвољеном напону, $\sigma_H \leq \sigma_{Hd}$

2.6.2.2 Прорачун носивости по критеријуму чврстоће подножја зубаца

За погонски

- **Радни напон у подножју зубаца**

$$\sigma_F = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_{t3}}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 42.38 \text{ MPa}$$

- Фактор концентрације напона Y_{Sa} и фактор облика зубаца Y_{Fa} [3]

Пошто ови фактори зависе од истих параметара, замењујемо их фактором Y_{FS}

$$Y_{FS} = 4.524$$

- Фактор степена спрезања [3]

$$Y_{\epsilon} = 0.68$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца [3]

$$K_{Fa} = 1$$

- **Критични напон подножја зубаца**

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RelT} \cdot Y_X = 1181.25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim} = 315 \text{ N/mm}^2 [3]$$

- Фактор радног века [3]

$$Y_{NT} = 1$$

- Фактор концентрације напона опитног зупчаника [3]

$$Y_{ST} = 2$$

- Релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона [3]

$$Y_{\delta relT} = 2.5$$

- Релативни фактор хрпавости [3]

$$Y_{RelT} = 1.05$$

- Фактор величине пресека [3]

$$Y_X = 1$$

- **Степен сигурности подножја зубаца**

$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} = 27.87$$

- **Дозвољени напон**

$$\sigma_{Fd} = \frac{[\sigma_F]}{S_{F \min}} = 630 \text{ MPa}$$

$$S_{Hmin} = 1.25 \div 2.5 [3]$$

Стварни радни напон, σ_F , треба да је мањи или једнак дозвољеном напону, $\sigma_F \leq \sigma_{Fd}$

За гоњени

- **Радни напон у подножју зубаца**

$$\sigma_F = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_{t3}}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 46.53 \text{ MPa}$$

- Фактор концентрације напона Y_{Sa} и фактор облика зубаца Y_{Fa} [3]

Пошто ови фактори зависе од истих параметара, замењујемо их фактором Y_{FS}

$$Y_{FS} = 4.524$$

- Фактор степена спрезања [3]

$$Y_\varepsilon = 0.68$$

- Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца [3]

$$K_{Fa} = 1$$

- **Критични напон подножја зубаца**

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{Rel T} \cdot Y_X = 1284.56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim} = 315 \text{ N/mm}^2 [3]$$

- Фактор радног века [3]

$$Y_{NT} = 1$$

- Фактор концентрације напона опитног зупчаника [3]

$$Y_{ST} = 2$$

- Релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона [3]

$$Y_{\delta rel T} = 2.5$$

- Релативни фактор храпавости [3]

$$Y_{Rel T} = 1.25$$

- Фактор величине пресека [3]

$$Y_X = 1$$

- **Степен сигурности подножја зубаца**

$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} = 32.4$$

- **Дозвољени напон**

$$\sigma_{Fd} = \frac{[\sigma_F]}{S_{F \min}} = 658,75 \text{ MPa}$$

$$S_{Hmin} = 1.25 \div 2.5 [3]$$

Стварни радни напон, σ_F , треба да је мањи или једнак дозвољеном напону, $\sigma_F \leq \sigma_{Fd}$

2.7 Прорачун вратила

Вратила су носачи обртних машинских делова као што су: зупчаници, каишници, ланчаници, фрикциони точкови, спојнице и др. Омогућавају обртање делова који се налазе на њима, спајање у функционалну целину и преношење оптерећења. Вратила, поред уздужних и попречних сила, преносе и снагу, односно обртни момент, па су изложена сложенем напрезању.

Вратила могу бити оптерећена унутрашњим силама (центрифугалне силе и силе од сопствене тежине) или спољашњим силама које се јављају на местима спрегнутих зупчаника, или на месту каишника. Центрифугалне силе се занемарују, јер се води рачуна о томе да маса зупчаника, односно тежиште буде у центру ротације. Оптерећење услед сопствене тежине је око (1 ÷ 2) % и зато се не узима у обзир приликом прорачуна код мањих редуктора. На основу задатих података и усвојене концепције конструкције одређују се активне силе које делују на вратило и то обимна, аксијална и радијална сила на месту сваког елемента.

Пошто се код вратила јављају моменти и концентрисане силе, потребно је вратило прорачунати помоћу идеалног момента који обухвата утицај савијања и увијања вратила и врсту материјала. У овом прорачуну дати су и дијаграми момената савијања у обе равни, резултујућег момента савијања, момента увијања и еквивалентног момента.

Ако су материјали вратила сличних механичких карактеристика, пречници вратила II треба да буду већи од пречника вратила I, а пречници вратила III већи од пречника вратила II.

2.7.1 Силе и оперећења вратила

2.7.1.1 Вратило I

- Обртни момент на вратилу I

$$T_I = 28.09 \text{ Nm}$$

- Обимна сила на зупчанику z_1

$$F_{t1} = 1155.49 \text{ N}$$

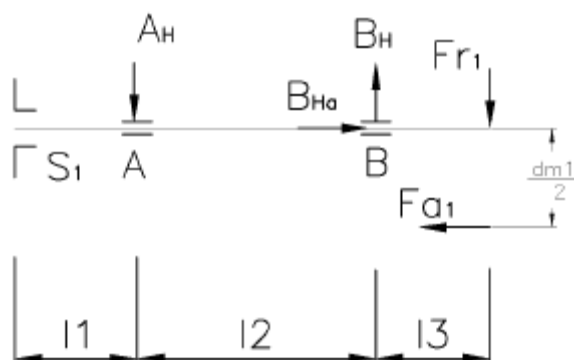
- Радијална сила на зупчанику z_1

$$F_{r1} = 407.44 \text{ N}$$

- Аксијална сила на зупчанику z_1

$$F_{a1} = 101.15 \text{ N}$$

- Силе на вратилу I у Н-Н равни



$$l_1 = 50 \text{ mm}$$

$$l_2 = 100 \text{ mm}$$

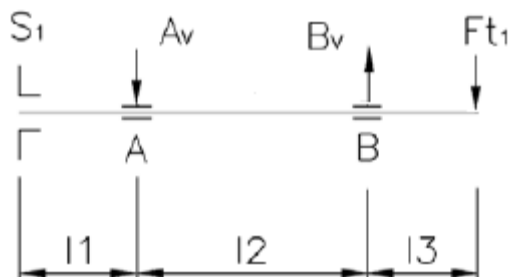
$$l_3 = 50 \text{ mm}$$

- Отпори ослонаца у Н-Н равни

$$A_H = 179.13 \text{ N}$$

$$B_H = 586.57 \text{ N}$$

- Силе на вратилу I у V-V равни



- Отпори ослонаца у V-V равни

$$A_v = 577.75 \text{ N}$$

$$B_v = 1733.24 \text{ N}$$

- Резултујући отпори ослонаца

$$F_A = 604.88 \text{ N}$$

$$F_B = 1829.79 \text{ N}$$

2.7.1.2 Димензионисање вратила I

- Моменти савијања у H-H равни

$$M_{S1H} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{AH} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{BH} = -17.91 \text{ Nm}$$

$$M_{1HL} = 2.46 \text{ Nm}$$

$$M_{1HD} = 0 \text{ Nm}$$

- Моменти савијања у V-V равни

$$M_{S1V} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{AV} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{BV} = -57.77 \text{ Nm}$$

$$M_{1V} = 0 \text{ Nm}$$

- Резултујући моменти савијања

$$M_{S1} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_A = 0 \text{ Nm}$$

$$M_B = 60.49 \text{ Nm}$$

$$M_{1L} = 2.46 \text{ Nm}$$

$$M_{1D} = 0 \text{ Nm}$$

- Моменти увијања вратила I

$$T_{tS1} = 28.09 \text{ Nm}$$

$$T_{tA} = 28.09 \text{ Nm}$$

$$T_{tB} = 28.09 \text{ Nm}$$

$$T_{t1L} = 28.09 \text{ Nm}$$

$$T_{t1D} = 28.09 \text{ Nm}$$

- Избор материјала вратила I

У тачки 2.5.1 усвојен је материјал Č 0545.

$$\sigma_{Ds(-1)} = (220 \div 270) \text{ МПа}$$

$$\text{Усвојено: } \sigma_{Ds(-1)} = 250 \text{ МПа}$$

- Избор степена сигурности [3]

Препоручене вредности: $S = 1.5 \div 2.5$

$$\text{Усвојено: } S = 2$$

- Фактор К [3]

Фактор К узима у обзир концентрацију напона.

$$K_{S1} = K_1 = 1.7$$

$$K_A = K_B = 2.7$$

- Дозвољени напон при савијању σ_{doz}

$$\sigma_{dozi} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K_i \cdot S}$$

МЕСТО	K	σ_{doz} [MPa]
S1	1.7	73.53
A	2.7	46.29
B	2.7	46.29
1	1.7	73.53

- Еквивалентни моменти

$$M_i = \sqrt{M_{s1}^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)}}{\tau_{DV(0)}} \cdot \frac{K_A \cdot T_{ti}}{2} \right)^2}$$

- Идеални пречници вратила I у карактеристичним пресецима

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

МЕСТО	M_i [Nm]	d_i [mm]
S1	19.312	13.88
A	19.312	16.19
B	63.496	24.08
1	19.468	13.92

- Рачунски и стандардни пречници вратила I у карактеристичним пресецима

Стандардна вредност, t, се усваја из Табеле 6.8.1., литература [3]

Стандардна вредност пречника вратила, d_{st} , се усваја из Табеле 6.5.7., литература [3], водећи рачуна о унутрашњим пречницима лежаја који се постављају на ослонцима.

МЕСТО	d_i [mm]	t [mm]	$d_{vr}=d_i + t$ [mm]	d_{st} [mm]
S1	13.88	2.9	16.78	20
A	16.19	0	16.19	25
B	24.08	0	24.08	30
1	13.93	2.9	16.82	20

- Провера пречника вратила I на чврстоћу

Сви рачунски степени сигурности морају бити већи од усвојеног степена сигурности.

$$W_{ra\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{vr}^3}{32}$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_{ra\check{c}}}$$

$$\sigma_{i\max} = \sigma_i \cdot K_i$$

$$S = \frac{\sigma_{DS(-1)}}{\sigma_{i\max}}$$

МЕСТО	d_{st} [mm]	d_{vr} [mm]	$W_{ra\check{c}}$ [mm ³]	σ_i [MPa]	$\sigma_{i\max}$ [MPa]	$S_{ra\check{c}}$
S1	20	17.1	490.89	39.34	66.88	3.74
A	25	25	1533.98	12.59	33.99	7.37
B	30	30	1650.72	23.95	64.67	3.86
1	20	17.1	490.89	39.66	67.42	3.7

2.7.1.3 Вратило II

- Обртни момент на вратилу II

$$T_{II} = 106.56 \text{ Nm}$$

- Обимне силе на зупчаницима z_2 и z_3

$$F_{t2} = 1121.33 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 2960 \text{ N}$$

- Радијалне силе на зупчаницима z_2 и z_3

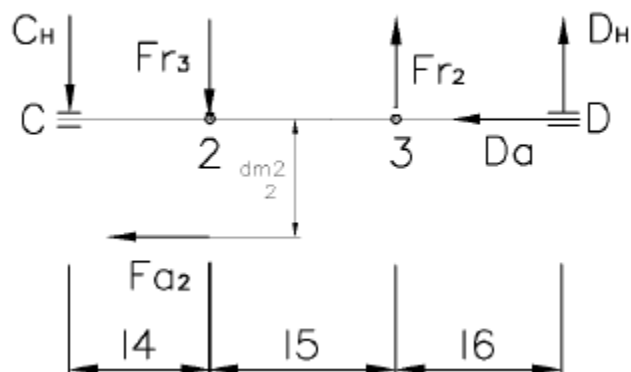
$$F_{r2} = 101.15 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 1077.35 \text{ N}$$

- Аксијална сила на зупчанику z_2

$$F_{a2} = 407.44 \text{ N}$$

- Силе на вратилу II у Н-Н равни



$$l_4 = 100 \text{ mm}$$

$$l_5 = 100 \text{ mm}$$

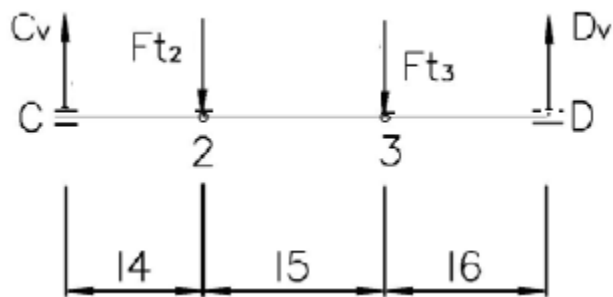
$$l_6 = 100 \text{ mm}$$

- Отпори ослонаца у Н-Н равни

$$C_H = 813.59 \text{ N}$$

$$D_H = 162.62 \text{ N}$$

- Силе на вратилу II у V-V равни



- Отпори ослонаца у V-V равни

$$C_V = 2347.11 \text{ N}$$

$$D_V = 1734.22 \text{ N}$$

- Резултујући отпори ослонаца

$$F_C = 2484.12 \text{ N}$$

$$F_D = 1741.83 \text{ N}$$

2.7.1.4 Димензионисање вратила II

- Моменти савијања у Н-Н равни

$$M_{CH} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{2H} = 81.36 \text{ Nm}$$

$$M_{3HL} = 54.98 \text{ Nm}$$

$$M_{3HD} = 16.26 \text{ Nm}$$

$$M_{DH} = 0 \text{ Nm}$$

- Моменти савијања у V-V равни

$$M_{CV} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{2V} = 234.71 \text{ Nm}$$

$$M_{3V} = 173.42 \text{ Nm}$$

$$M_{DV} = 0 \text{ Nm}$$

- Резултујући моменти савијања

$$M_C = 0 \text{ Nm}$$

$$M_2 = 248.41 \text{ Nm}$$

$$M_{3L} = 181.93 \text{ Nm}$$

$$M_{3D} = 174.18 \text{ Nm}$$

$$M_D = 0 \text{ Nm}$$

- Моменти увијања вратила II

$$T_{tC} = 0 \text{ Nm}$$

$$T_{t2L} = 0 \text{ Nm}$$

$$T_{t2D} = 106.56 \text{ Nm}$$

$$T_{t3L} = 106.56 \text{ Nm}$$

$$T_{t3D} = 0 \text{ Nm}$$

$$T_{tD} = 0 \text{ Nm}$$

- Избор материјала вратила II

У тачки 2.5.1 усвојен је материјал Č 0545.

$$\sigma_{Ds(-1)} = (220 \div 270) \text{ МПа}$$

$$\text{Усвојено: } \sigma_{Ds(-1)} = 250 \text{ МПа}$$

- Избор степена сигурности [3]

Препоручене вредности: $S = 1.5 \div 2.5$

$$\text{Усвојено: } S = 2$$

- Фактор К [3]

Фактор К узима у обзир концентрацију напона.

$$K_C = K_D = 2.7$$

$$K_2 = K_3 = 1.7$$

- Дозвољени напон при савијању σ_{doz}

МЕСТО	К	$\sigma_{doz} \text{ [МПа]}$
C	2.7	46.29
2	1.7	73.53
3	1.7	73.53
D	2.7	46.29

- Еквивалентни моменти
- Идеални пречници вратила II у карактеристичним пресецима

МЕСТО	M_i [Nm]	d_i [mm]
C	0	0
2	258.99	35.87
3	196.12	27.18
D	0	0

- Рачунски и стандардни пречници вратила II у карактеристичним пресецима

Стандардна вредност, t , се усваја из Табеле 6.8.1., литература [3]

Стандардна вредност пречника вратила, d_{st} , се усваја из Табеле 6.5.7., литература [3], водећи рачуна о унутрашњим пречницима лежаја који се постављају на ослонцима.

МЕСТО	d_i [mm]	t [mm]	$d_{vr}=d_i + t$ [mm]	d_{st} [mm]
C	0	0	0	25
2	35.87	4.7	40.57	45
3	27.18	4.1	31.28	35
D	0	0	0	25

- Провера пречника вратила II на чврстоћу

Сви рачунски степени сигурности морају бити већи од усвојеног степена сигурности.

МЕСТО	d_{st} [mm]	d_{vr} [mm]	$W_{rač}$ [mm ³]	σ_i [MPa]	σ_{imax} [MPa]	$S_{rač}$
C	25	25	1533.98	0	0	/
2	45	40.3	6425.62	40.31	68.53	3.65
3	35	30.9	2896.51	67.72	115.13	2.17
D	25	25	1533.98	0	0	/

2.7.1.5 Вратило III

- Обртни момент на вратилу III

$$T_{III} = 452.05 \text{ Nm}$$

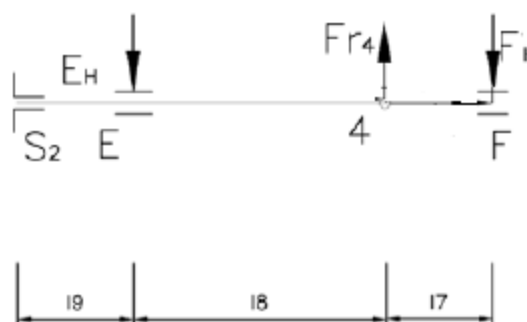
- Обимна сила на зупчанику z_4

$$F_{t4} = 2960 \text{ N}$$

- Радијална сила на зупчанику z_4

$$F_{r1} = 1077.35 \text{ N}$$

- Силе на вратилу III у Н-Н равни



$$l_7 = 50 \text{ mm}$$

$$l_8 = 150 \text{ mm}$$

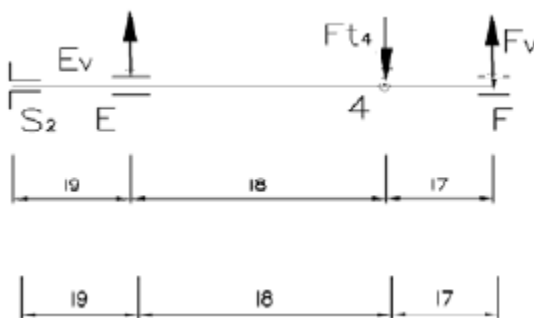
$$l_9 = 100 \text{ mm}$$

- Отпори ослонаца у Н-Н равни

$$E_H = 430.94 \text{ N}$$

$$F_H = 646.41 \text{ N}$$

- Силе на вратилу III у V-V равни



- Отпори ослонаца у V-V равни

$$E_V = 1184 \text{ N}$$

$$F_V = 1776 \text{ N}$$

- Резултујући отпори ослонаца

$$F_E = 1259.98 \text{ N}$$

$$F_F = 1889.87 \text{ N}$$

2.7.1.6 Димензионисање вратила III

- Моменти савијања у H-H равни

$$M_{S2H} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{EH} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{4H} = -64.64 \text{ Nm}$$

$$M_{FH} = 0 \text{ Nm}$$

- Моменти савијања у V-V равни

$$M_{S2V} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{EV} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{4V} = -177.6 \text{ Nm}$$

$$M_{FV} = 0 \text{ Nm}$$

- Резултујући моменти савијања

$$M_{S2} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_E = 0 \text{ Nm}$$

$$M_4 = 188.99 \text{ Nm}$$

$$M_F = 0 \text{ Nm}$$

- Моменти увијања вратила III

$$T_{tS2} = 452.05 \text{ Nm}$$

$$T_{tE} = 452.05 \text{ Nm}$$

$$T_{t4} = 452.05 \text{ Nm}$$

$$T_{tF} = 0 \text{ Nm}$$

- Избор материјала вратила III

У тачки 2.5.1 усвојен је материјал $\check{C}$ 0545.

$$\sigma_{Ds(-1)} = (220 \div 270) \text{ МПа}$$

$$\text{Усвојено: } \sigma_{Ds(-1)} = 250 \text{ МПа}$$

- Избор степена сигурности [3]

$$\text{Препоручене вредности: } S = 1.5 \div 2.5$$

$$\text{Усвојено: } S = 2$$

- Фактор К [3]

Фактор К узима у обзир концентрацију напона

$$K_{S2} = 1.6$$

$$K_4 = 1.7$$

$$K_E = K_F = 2.7$$

- Дозвољени напон при савијању σ_{doz}

МЕСТО	К	$\sigma_{doz} \text{ [МПа]}$
S2	1.6	78.13
E	2.7	46.29
4	1.7	73.53
F	2.7	46.29

- Еквивалентни моменти
- Идеални пречници вратила III у карактеристичним пресецима

МЕСТО	M_i [Nm]	d_i [mm]
S2	310.78	40.52
E	310.78	68.03
4	363.74	80.03
F	0	0

- Рачунски и стандардни пречници вратила III у карактеристичним пресецима

Стандардна вредност, t , се усваја из Табеле 6.8.1., литература [3]

Стандардна вредност пречника вратила, d_{st} , се усваја из Табеле 6.5.7., литература [3], водећи рачуна о унутрашњим пречницима лежаја који се постављају на ослонцима.

МЕСТО	d_i [mm]	t [mm]	$d_{vr}=d_i + t$ [mm]	d_{st} [mm]
S2	40.52	4.9	45.42	50
E	68.38	0	68.38	70
4	80.03	8.5	88.53	90
F	0	0	0	70

- Провера пречника вратила III на чврстоћу

Сви рачунски степени сигурности морају бити већи од усвојеног степена сигурности.

МЕСТО	d_{st} [mm]	d_{vr} [mm]	$W_{rač}$ [mm ³]	σ_i [MPa]	σ_{imax} [MPa]	$S_{rač}$
S2	50	45.1	9005.95	34.5	55.2	4.53
E	70	70	33673.9	9.23	24.9	10.03
4	90	81.5	53146.26	6.84	11.63	21.49
F	70	70	33673.9	0	0	0

2.8 Прорачун и избор лежаја

Лежаји који се применљују код редуктора могу бити клизни и котрљајни. Клизни лежаји се углавном применљују за велике и гломазне редукторе, за чије пречнике не постоје стандардни котрљајни лежаји и где се јављају врло велики удари, док се код савремених редуктора првенствено применљују котрљајни лежаји.

Редуктори са котрљајним лежајима имају мање габаритне мере од редуктора са клизним лежајима. Главно преимућство котрљајних лежаја је мало трење које се јавља при раду лежаја. То је један од главних услова због чега се котрљајни лежаји данас често примењују код већег броја савремених машина.

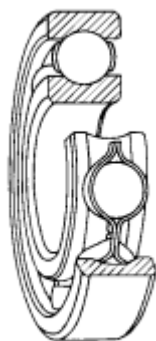
У овом раду користиће се котрљајни лежаји. Котрљајни лежаји су машински склопови који се најчешће уграђују у ослонце вратила и осовина. Основна улога лежаја је преношење оптерећења, са покретних на непокретне делове машина и обезбеђење услова за релативно кретање обртних делова.

Под претпоставком да је уграђивање беспрекорно тачно и подмазивање добро, коефицијент трења котрљања износи 0.001 до 0.003. Вишеструка могућност подмазивања, мала потрошња средстава за подмазивање и лака заменљивост су даља преимућства котрљајних лежаја. Поред тога у односу на остале лежаје, котрљајни лежаји имају велику предност у томе што су им спољне димензије омотача, пречник унутрашњег прстена, као и ширина лежаја интернационално стандардизоване. Прецизност израде омогућује коришћење лежаја разних произвођача, без накнадне дораде кућишта и вратила редуктора.

2.8.1 Најчешће коришћени типови лежаја[3]

- Лежаји из серија 60, 62, 63, 64

Ови лежаји се користе за радијална и мања аксијална оптерећења. Уграђују се у пару или у комбинацији са неким другим типовима лежаја. 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 2.2 Лежај из серије 60, 62, 63, 64

- Лежаји из серија 70, 72, 73

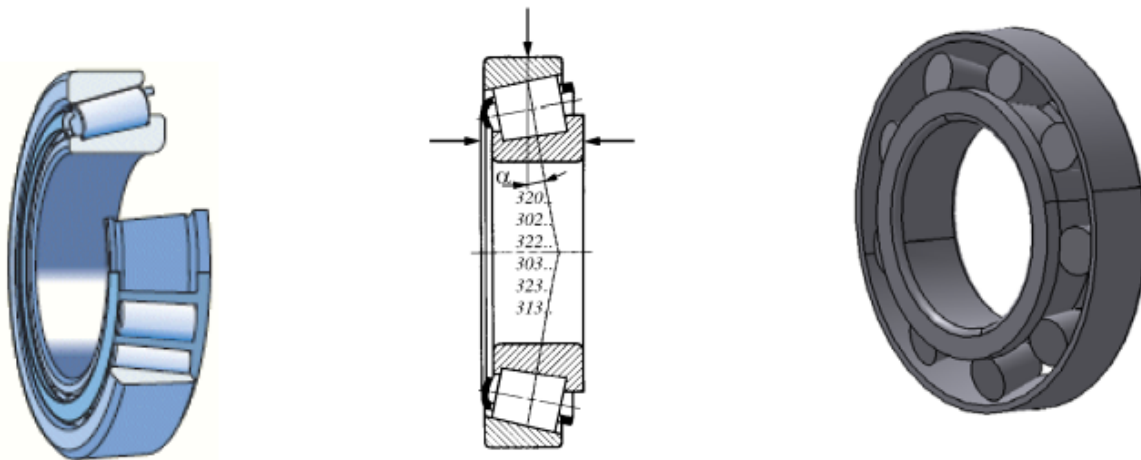
Ово су лежајеви са куглицама са косим додиром. Преносе радијална оптерећења и аксијалну силу само у једном смеру. Уграђују се обавезно у пару и монтирају се тако да могу да прихвате аксијалну силу и у једном и у другом смеру. Код ових лежаја потребно је омогућити подешавање аксијалног зазора.



Слика 2.3 Лежај из серије 70, 72, 73

- Лежаји из серија 302, 322, 303, 313, 323

Ово су лежаји са конусним ваљцима. Преносе радијална оптерећења и аксијалну силу 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 лежаја потребно је омогућити подешавање аксијалног зазора. Имају велику динамичку моћ ношења.



Слика 2.4 Пресеци и скице лежајева из серије 302, 322, 303, 313, 323

2.8.2 Прорачун лежаја

Динамичка моћ ношења:

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

$$k_t = 1[3]$$

$$F = X \cdot F_{rd} + Y \cdot F_{ad}$$

За усвојене стандардне пречнике вратила и динамичке моћи ношења усвајају се лежаји прстенасти куглични једноредни лежаји на местима ослањања:

- A: 6205
- B: 6206
- C,D: 6205
- E,F: 6214

2.8.3 Уградња котрљајних лежаја

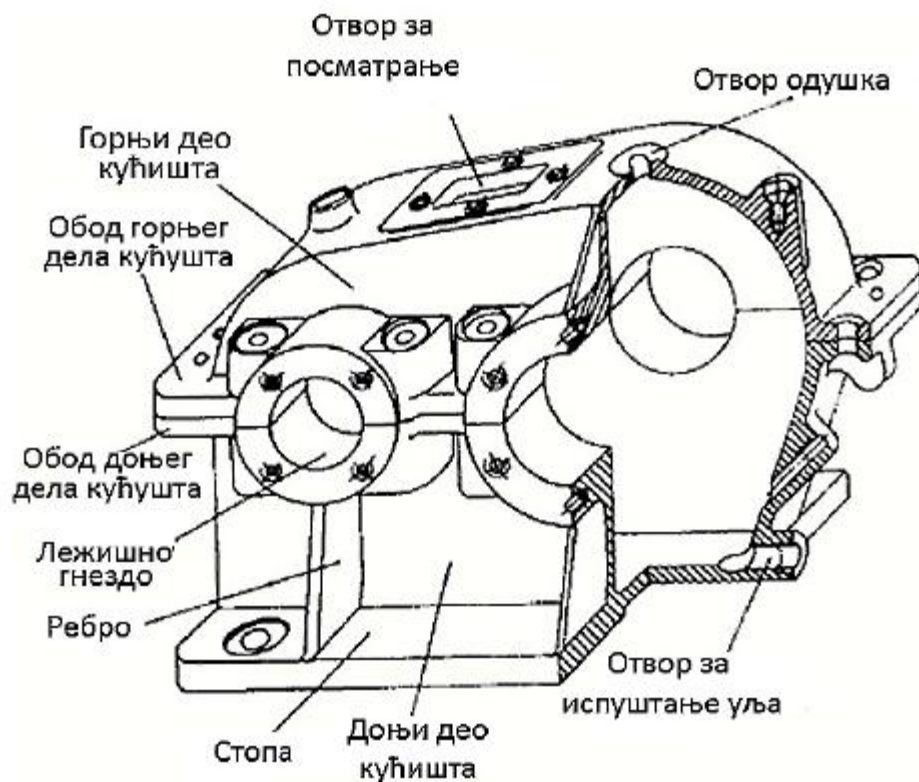
Поред наведених лежаја у тачки 2.8.1, могу се користити и друге врсте лежајева. Аксијални лежајеви не преносе радијална оптерећења па се морају комбиновати са радијалним лежајевима. За осигурање аксијалног положаја лежаја могу се користити прстенасти ускочници (спољашњи и унутрашњи), навртке за осигурање лежајева на вратилу, степенасти 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].

2.9 Прорачун и конструкција кућишта

Кућишта се могу израђивати као:

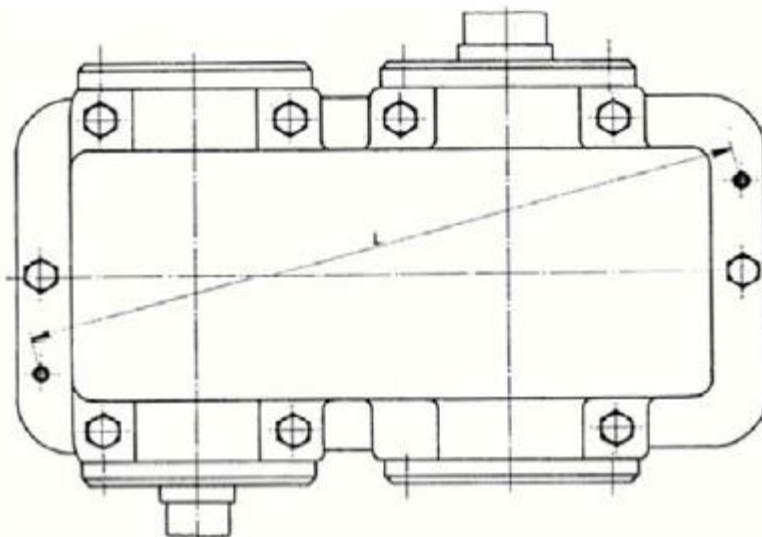
- ливена
- заварена

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. 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 належу главе вијака, навртки и подлошке треба да буду обрађене.



Слика 2.6 Основни елементи кућишта

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].

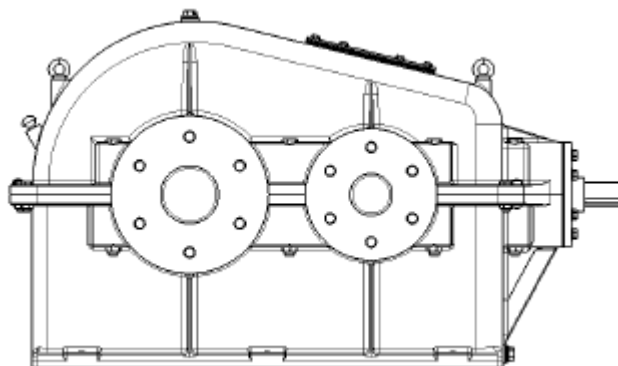


Слика 2.7 Постављање ојивора за чивије на обод кућишта [1]

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 [3], [5].



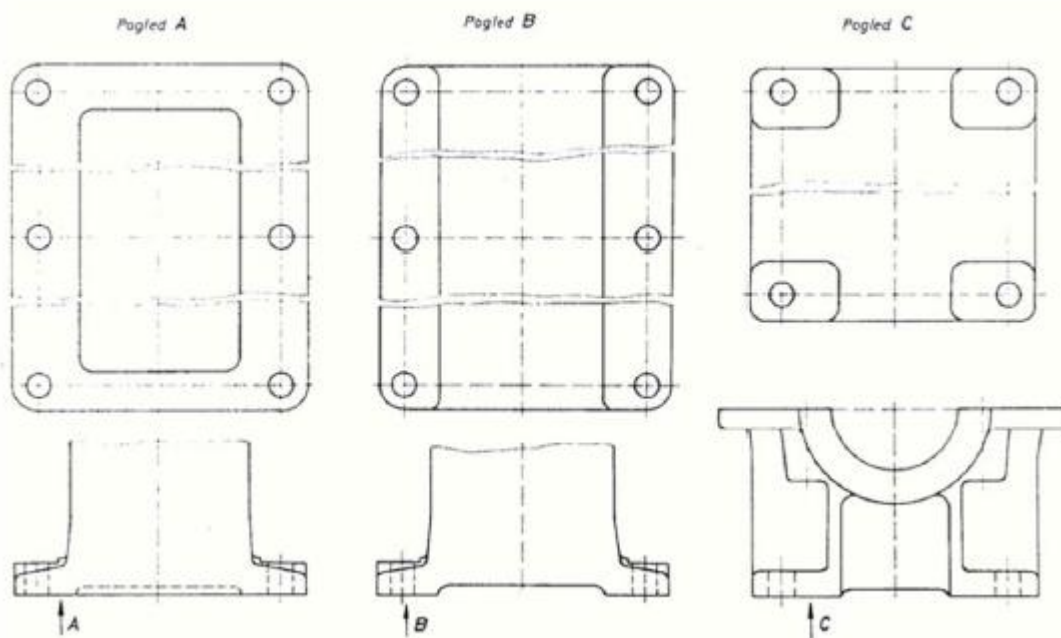
Слика 2.8 Пример редуктора са ливеним кућиштем [1]

- **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[2].

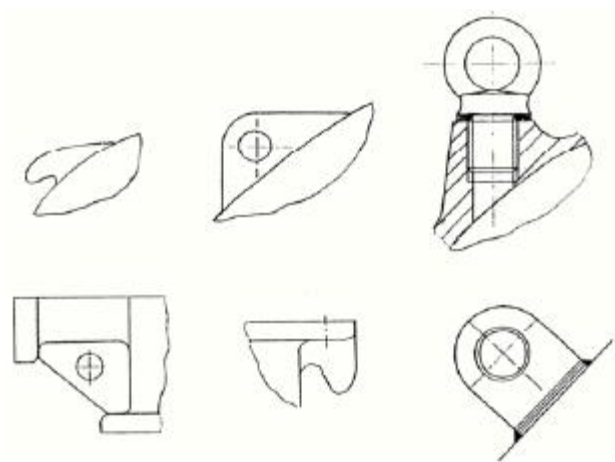


Слика 2.9 Правилно постављање стопа редуктора [1]

- **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 прстенастом главом, отвори на ребрима итд

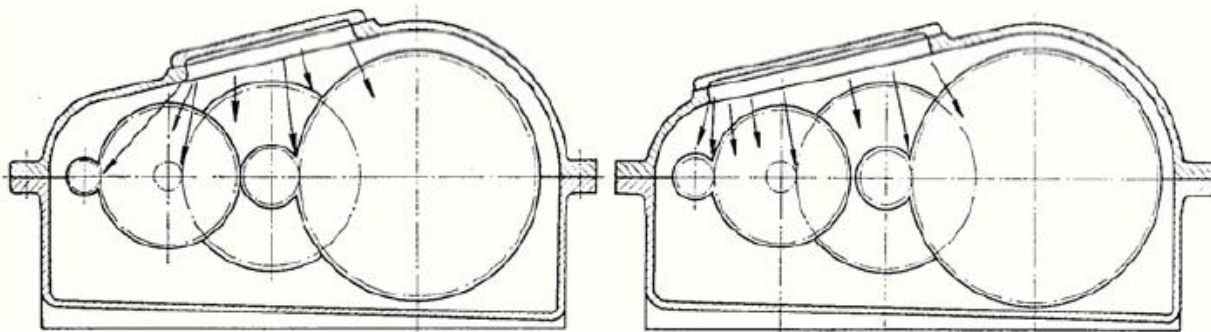
Димензије и облици елемената за транспорт дати су у литератури. Вијци са прстенастом главом се користе само за горњи део кућишта и то су стандардни елементи. Ако рупа за унутрашњи навој није пролазна не мора се предвидети заптивање. Мере вијака се усвајају на основу масе коју треба транспортовати.



Слика 2.10 Могућа извођења елемената за транспорт [1]

- **Отвор за посматрање**

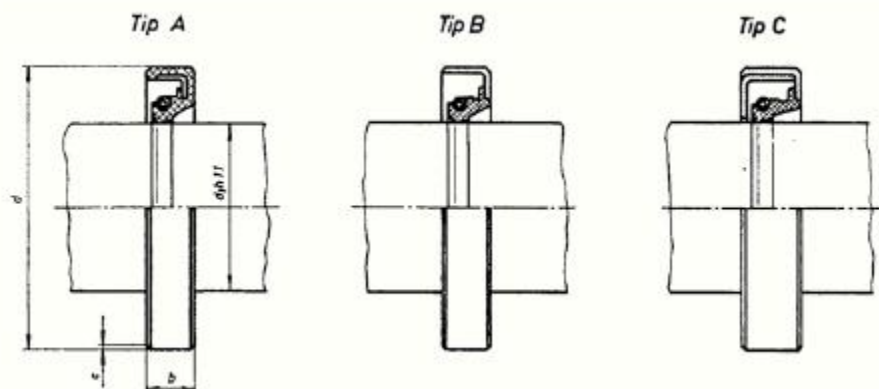
Сваки редуктор мора да има отвор за посматрање. Положај и величина овог отвора морају бити такви да омогуће неометано посматрање унутрашњости редуктора (зупчаника и спрега).



Слика 2.11 Омотач за пољмаљрање [1]

- **Заптиване**

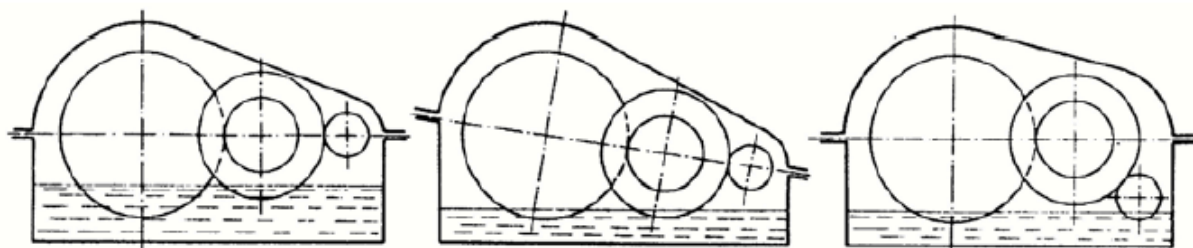
Заптиване у редукторима има двојаку улогу: да спречи излажење уља из кућишта редуктора и да онемогући продирање нечистоћа у унутрашњост редуктора. Заптиване не треба предвидети само на месту спајања горњег и доњег дела кућишта. Заптиване на том месту се остварује фином обрадом и добрим притезањем површина 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 2.12 Манжетни заптивачи

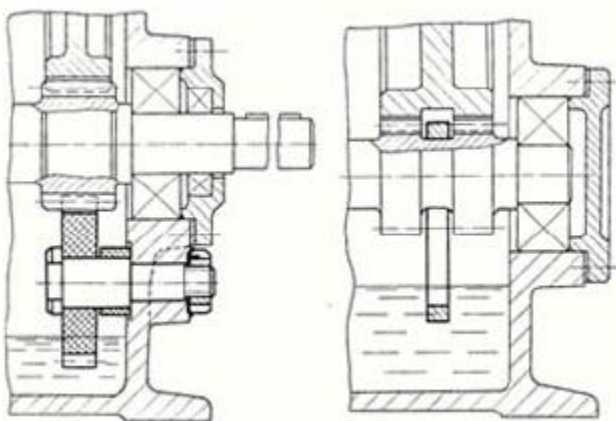
- **Подмазивање**

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 2.13 Ниво уља у кућишту

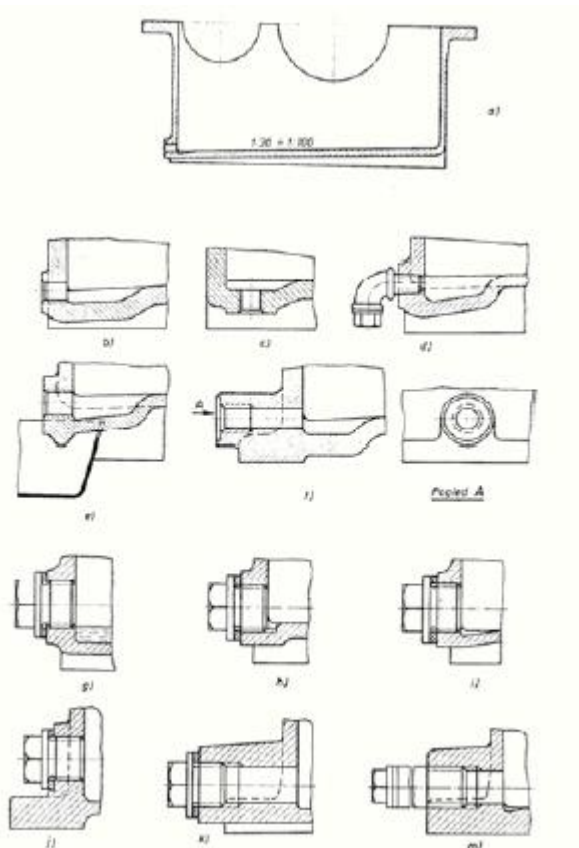
Ако је разлика у пречницима гоњених зупчаника велика, треба предвидети зупчаник од пластичне масе који доводи уље на мањи од гоњених зупчаника.



Слика 2.14 Уградња помаћних зупчаника за подмазивање

- **Отвори за испуштање уља**

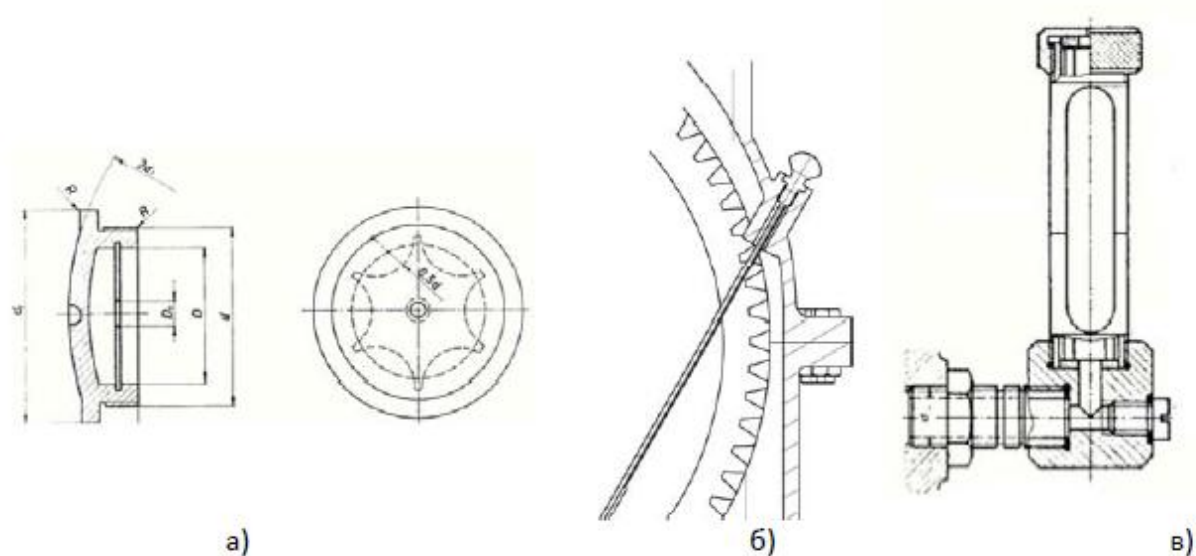
За промену уља у редуктору треба предвидети отворе за испуштање уља као и чепове за њихово затварање. Положај и облик отвора за испуштање уља треба да буду такви да омогуће неометано истицање целокупне количине уља, неометано вађење и постављање чепа, као и неометан прилаз посуде за прикупљање старог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



Слика 2.15 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 2.16 Елементи за показивање нивоа уља

- 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].

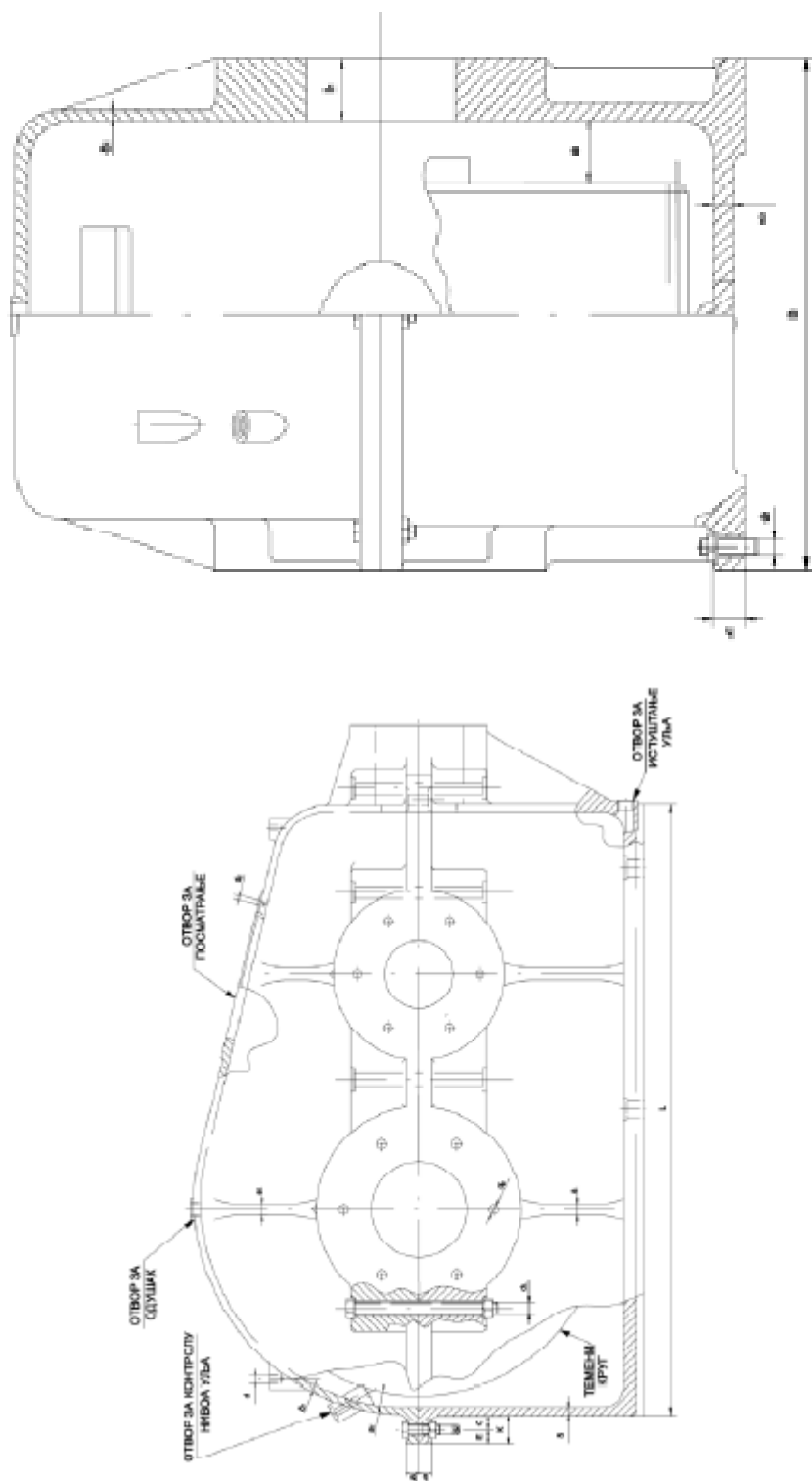


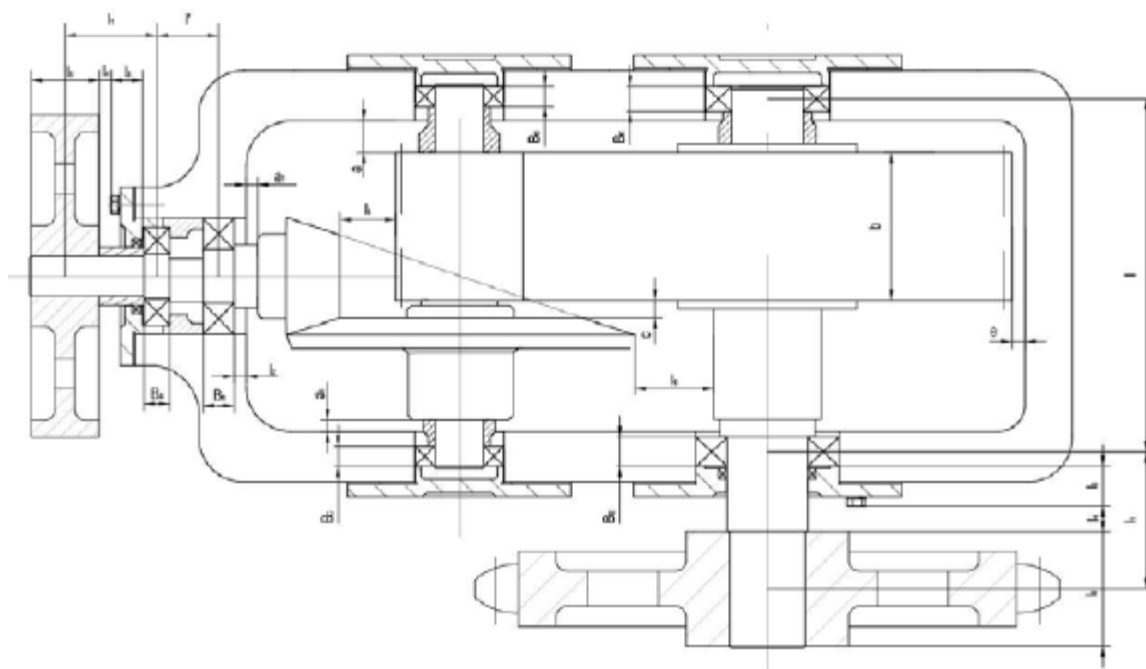
Слика 2.17 Одушак

- Међусобни односи димензија основних делова кућишта

ОЗНАКА	ПРЕПОРУКЕ	НАЗИВ
$\delta =$	а) $\delta = 0,025 A + 1$ - не мање од 7,5 mm б) $\delta = 0,025 A_5 + 3$ - не мање од 8 mm в) $\delta = 0,025 A_5 + 5$ - не мање од 8 mm	ДЕБЉИНА ЗИДА КУЋИЦЕ РЕДУКТОРА а) једностепеног б) двостепеног в) тростепеног
$\delta_1 =$	а) $\delta_1 = 0,02 A + 1$ - не мање од 7,5 mm б) $\delta_1 = 0,02 A_5 + 3$ - не мање од 8 mm в) $\delta_1 = 0,02 A_5 + 5$ *	ДЕБЉИНА ЗИДА ПОКЛОПЦА РЕДУКТОРА а) једностепеног б) двостепеног в) тростепеног
$b =$	$(1,5 - 1,75) \delta$	ДЕБЉИНА ГОРЊЕГ ПОЈАСА КУЋИЦЕ
$b_1 =$	$(1,5 - 1,75) \delta_1$	ДЕБЉИНА ДОЊЕГ ПОЈАСА ПОКЛОПЦА КУЋИЦЕ
$h =$	$(2,25 - 2,25) \delta$	ДЕБЉИНА СТОПАЛА
$e =$	$(0,85 - 1) \delta$	ДЕБЉИНА РЕБРА КРУТОСТИ КУЋИЦЕ
$e_1 =$	$(1,5 - 1,75) \delta_1$	ДЕБЉИНА РЕБРА КРУТОСТИ ПОКЛОПЦА КУЋИЦЕ
$d_r =$	$d_r = 0,036 A + 12$	ПРЕЧНИК ФУНДАМЕНТАЛНИХ ЗАВРТАЊА
$d_i =$	$(0,7 - 0,75) d_r$	ПРЕЧНИК ЗАВРТАЊА ЗА ЛЕЖИШНО ГНЕЗДО
$d_k =$	$(0,5 - 0,6) d_r$	ПРЕЧНИК ЗАВРТАЊА ЗА ВЕЗИВАЊЕ ПОКЛОПЦА СА КУЋИЦОМ
$d_r =$	$(0,4 - 0,5) d_r$	ПРЕЧНИК ЗАВРТАЊА ЗА ПРИЧВРШЋИВАЊЕ ПОКЛОПЦА ЛЕЖИШТА
$d_z =$	$(0,3 - 0,4) d_r$	ПРЕЧНИК ЗАВРТАЊА ЗА ПРИЧВРШЋИВАЊЕ ПОКЛОПЦА ОТВОРА ЗА ПОСМАТРАЊЕ
$d =$	Узима се из таблице 4.30 и сл. 4.93	ПРЕЧНИК ЗАВРТАЊА СА ПРСТЕНАСТОМ ГЛАВОМ
$L =$	Конструктивно у односу на прорачунате вредности	ДУЖИНА ОСНОВЕ КУЋИЦЕ
$B =$	Конструктивно у односу на прорачунате вредности	ШИРИНА ОСНОВЕ КУЋИЦЕ
$n =$	$n = \frac{L + B}{200 + 300}$	БРОЈ ФУНДАМЕНТАЛНИХ ЗАВРТАЊА
$E =$	$1,2 d + (5 - 8)$	РАСТОЈАЊЕ ОД ОСЕ ЗАВРТАЊА ДО ИВИЦЕ ОБОДА
$C =$	$E + (5 - 8)$	РАСТОЈАЊЕ ОД СПОЉ. ПОВРШ. ЗИДА КУЋИЦЕ ДО ОСА ЗАВРТАЊА
$K =$	$E + C$	ШИРИНА ГОРЊЕГ И ДОЊЕГ ПОЈАСА ОБОДА КУЋИЦЕ
$a =$	$1,2 \delta$	МИНИМАЛНИ ЗАЗОР ИЗМЕЂУ ЗУПЧАНИКА И ЗИДА КУЋИЦЕ
$a_1 =$	δ	МИНИМАЛНИ ЗАЗОР ИЗМЕЂУ ЗУПЧАНИКА И ЗИДА ПОКЛОПЦА
$l_1 =$	$E + R_0 + (2 - 3)$ $l_1 > K_{38} (2 \div 3) \text{ mm}$	ШИРИНА ЛЕЖИШНОГ ГНЕЗДА
$t =$	$120 \div 150$ или $(12 \div 15) d_k$	РАСТОЈАЊЕ ИЗМЕЂУ ЗАВРТАЊА КОЈИ ВЕЗУЈУ ПОКЛОПАЦ СА КУЋИЦОМ
$c =$	$10 \div 20$	МИНИМАЛНО РАСТОЈАЊЕ ИЗМЕЂУ ОБРТНИХ ЕЛЕМЕНАТА

Табела 2.1 Међусобни односи димензија елемената кућишта





Слика 2.18 Шема двостійеїної редуїїїора са једним їаром конїчних зуйїаника

Ознака	Назив	Величина
a ; a1	Растојање чеоних површина обртних елемената и унутрашњег зида кућице	a = 10 ÷ 15 mm за већередукторе величина a се узима или већа. Узима се у зависности од тачности израде и монтажередуктора.
b	Ширина зупчаника	Одређује се прорачуном
BA; BB; BC; BD; BE; BF	Ширина лежишта	Избор лекаја се бира у зависности од оптерећења
c	Растојање између обртних елемената	c = 10 ÷ 15 mm
e	Најмањи зазор између највећег пречника зупчаника и унутрашње ивице кућице редуктора	e ≥ 1,2 δ, где је δ – дебелина зида кућице редуктора. Зависи од тачности израде редуктора
r	Растојање између лежишта конзолног вратила	r = (2,5 ÷ 3) d ; где је d пречник вратила
l	Прорачунска растојања између елемената	Величина l приказана је на слици
l1	Прорачунско растојање обртних делова на излазном - улазном вратилу и лежишта	l1 = B/2 + l3 + l4 + l5/2
l2	Растојање од чеоне површине котрљајног лежишта од унутрашње стране кућишта	l2 = 5 ÷ 10 mm при подмазивању лежишта уљем из самог кућишта редуктора или l2 = 10 ÷ 15 mm за подмазивање лежишта мащ.
l3	Висина поклопца са висинам главе завртња	Узима се у зависности од врсте и конструкције поклопца
l4	Растојање обртних елемената до непокретног поклопца	l4 = 15 ÷ 20 mm
l5	Дужина дела вратила на којем се налази обртни елемент према слици	l5 = (1,2 ÷ 1,2) d где је d пречник вратила. Зима се у зависности од дужине главчине и начина наглављивања елемената на вратило
l6	Растојање између највећег пречника зупчаника на првом или другом вратилу и пречника трећег вратила	l6 ≥ 20 mm

Табела 2.2 Основне препоруке за двостејени редуктор паралелним осама вратила као и са једним паром коничних зупчаника

2.8.2 Прорачун кућишта

Дебелина зида ливеног кућишта $\delta = 0,025 \cdot a + 3 = 8 \text{ mm}$

Дебелина зида поклопца $\delta_1 = 0,02 \cdot a + 3 = 8 \text{ mm}$

Дебелина горњег обода кућице $b = 1,375 \cdot \delta = 13 \text{ mm}$

Дебелина горњег обода поклопца $b_1 = 1,375 \cdot \delta_1 = 13 \text{ mm}$

Дебелина стопала $h = 2,25 \cdot \delta = 18 \text{ mm}$

Пречник фундаменталних завртњева $d_f = 0,036 \cdot a + 12 = 19 \text{ mm} \Rightarrow M12$

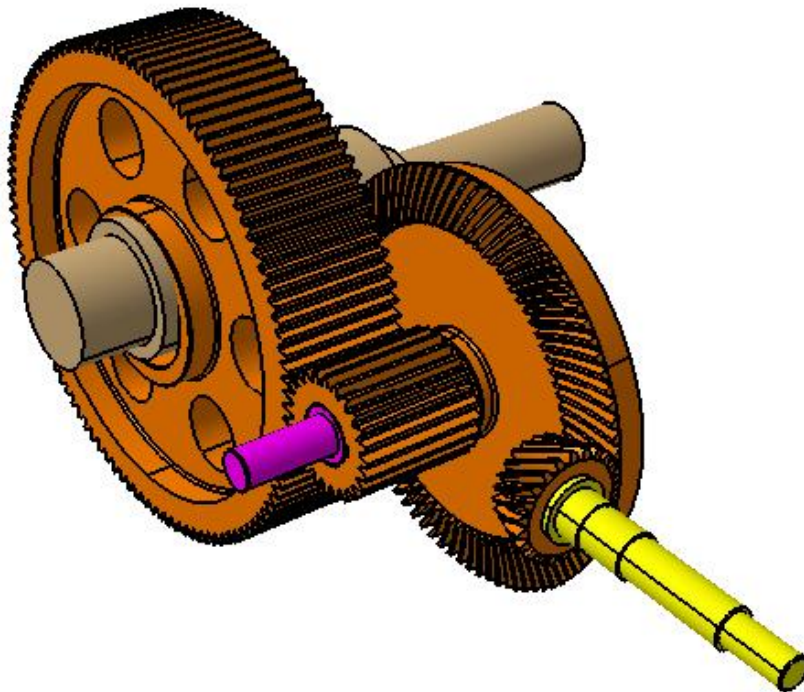
Пречник завртња за лежишно гнездо $d_l = 0,7 \cdot d_f = 14 \text{ mm} \Rightarrow M12$

Пречник завртња за везивање поклопца са кућицом $d_K = 0,55 \cdot d_f = 13 \text{ mm} \Rightarrow M12$

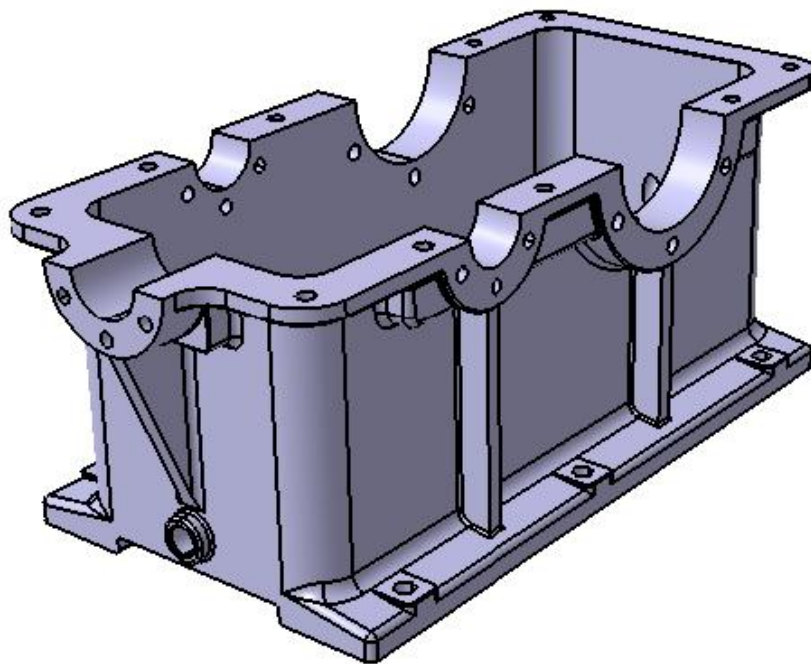
Пречник завртња за причвршћење поклопца лежишта $d_p = 0,45 \cdot d_f = 13 \text{ mm} \Rightarrow M12$

3.0 Израда модела редуктора

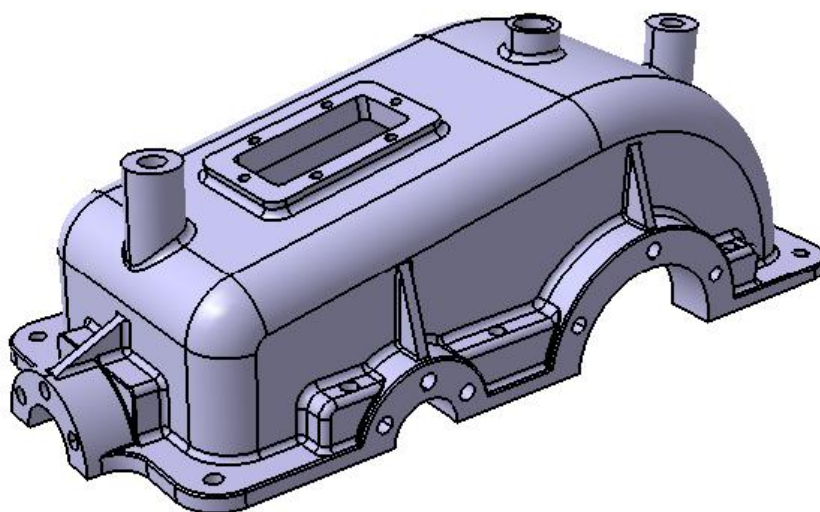
За израду модела редуктора коришћена је комбинација два CAD софтверска пакета, Dassault Systems CATIA и Autodesk Inventor. Сви делови су рађени у програму CATIA, осим зупчаника који су увезени у програм CATIA из Autodesk Inventor-a јер он омогућава параметарску израду зупчаника која олакшава израду модела основног облика зупчаника.



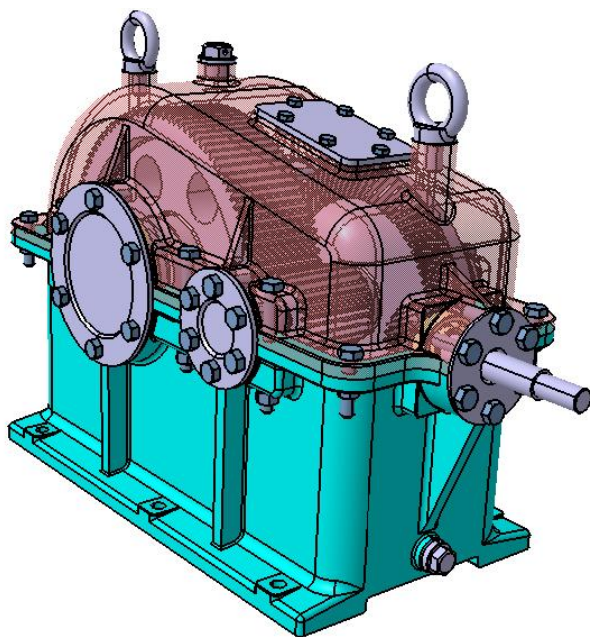
Слика 3.1 Вртлила са зупчаницима



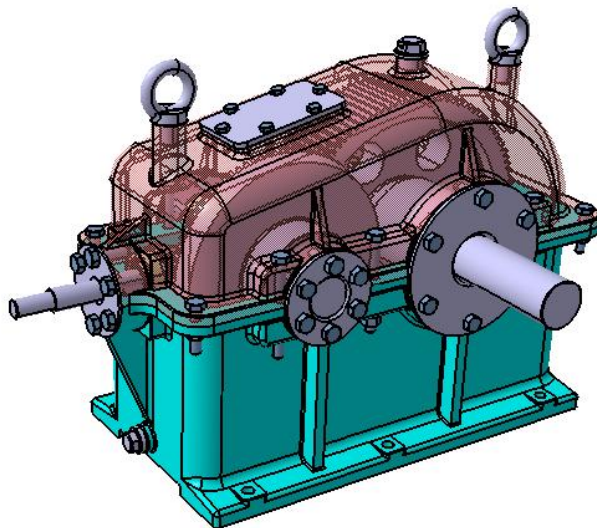
Слика 3.2 доњи део кућишта



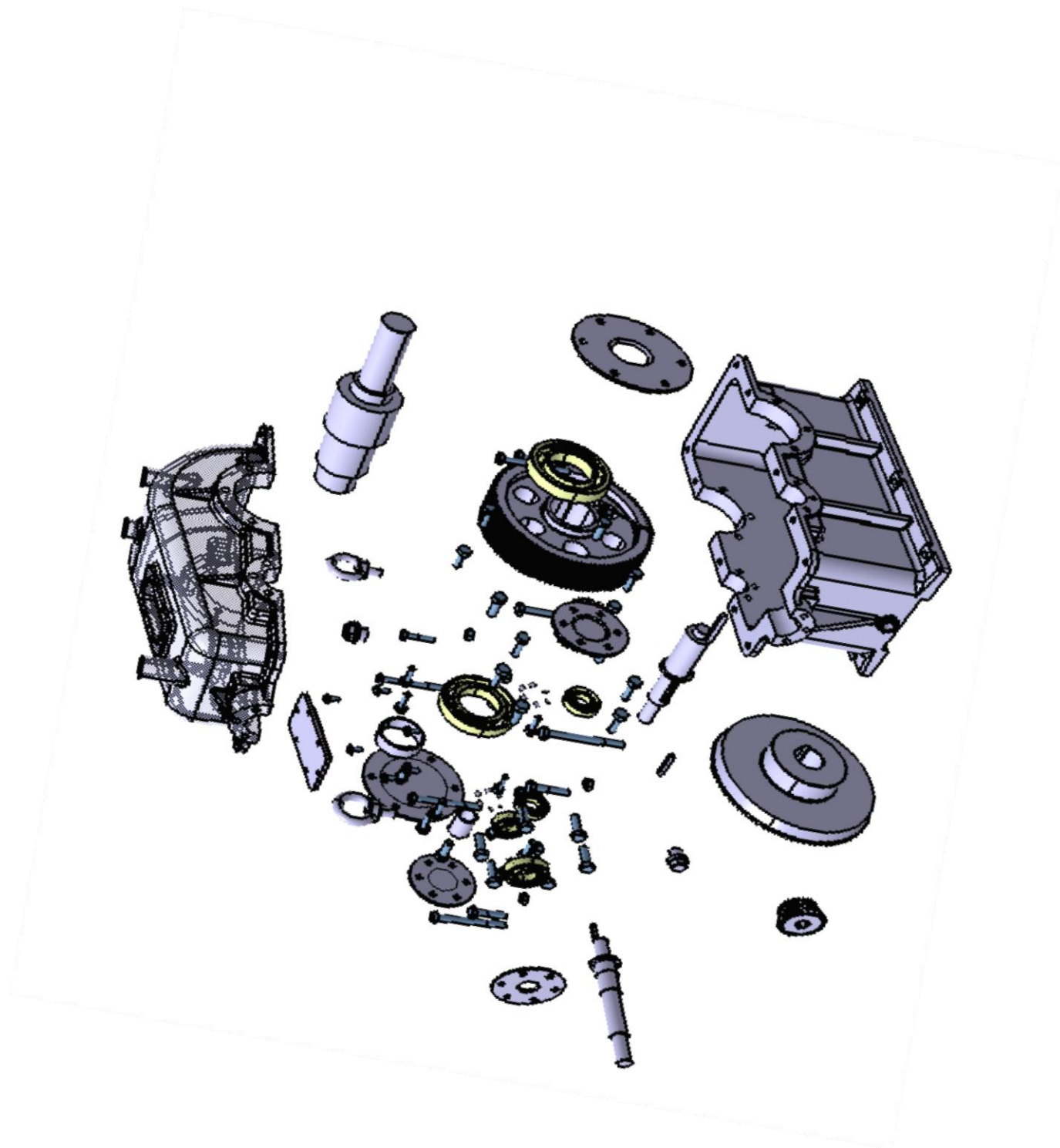
Слика 3.3 горњи део кућишта



Слика 3.4 изглед редуктора



Слика 3.5 изглед редуктора



Слика 3.6 Расстављени редуктор

4.0 Технички опис редуктора, упутство за руковање и одржавање

Технички опис редуктора:

Редуктор је двостепени са једним паром коничних зупчаника.

Техничке карактеристике редуктора:

- Снага погонске машине $P = 2.912\text{kW}$
- Преноси однос $i = 17.1$
- Улазни број обртаја $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$
- Излазни број обртаја $n_2 = 58.5 \text{ min}^{-1}$
- Врста подмазивања : Потапањем
- Врста уља ISO VG 220

Пренос снаге и обртног момента код пројектованог редуктора врши се преко једног пара коничних и једног пара цилиндричних зупчаника. Кућиште редуктора је дводелно, израђеноливењем.

Сва вратила су улежиштена на котрљајним лежајима са конусним ваљцима, који се за време рада подмазују прскањем уља. Лежаји су велике носивости и века трајања.

Редуктор је направљен за рад у затвореним просторијама на температурама до 50°C

Ниво уља је неопходно проверити по уградњи редуктора, као и на недељној бази након тога, док се искуствено не закључи другачије. Увек вршити проверу нивоа уља када је редуктор стационаран. Ниво уља треба бити у дозвољеним границама 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 се врши тако што се уклони чеп за испуштање уља који се налази на дну доњег дела кућишта са стране улазног вратила. 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 M18 са шестоугаоном главом са еластичним прстенастим подлошкама. Површина на коју се постаља редуктор мора бити очишћена и фино обрађена.

При постављању редуктора потребно је :

- 1.Проверити површину на коју се монтира редуктор клизањем истог по површини.
- 2.Проверити жљеб и лежиште за исти да ли долази до зазора. Користити добру синтетичку маст отпорну на високе температуре на вратилу и клину.
- 3.Повезати редуктор са радном машином. Ручно дотегнути завртње за причвршћавање редуктора са подлогом.
- 4.Уградити одстојну чауру на вратило I
- 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.

5.0 Закључак

Овај рад садржи ток прорачуна, пројектовање конкретног примера двостепеног редуктора са једним паром коничних зупчаника са косим зупцима, израду његовог модела, технички опис датог редуктора и упутство за његово руковање и одржавање.

Напони који су добијени на елементима редуктора налазе се у дозвољеним границама што обезбеђује поуздан рад овог редуктора у предвиђеном радном веку.

Тродимензионални модел конкретног редуктора је израђен у CAD софтверима AutoDesk Inventor и Dassault Systems CATIA.

Редуктори су у већини случајева у индустријској производњи обавезни посредници између погонских и радних машина, па им се зато јако поклања пажња. Могу бити мањих димензија, јефтинији за израду, издржљивији на преоптерећење, са омогућеним добрим и ефикасним подмазивањем преносника, добро заптивени и лаки за транспорт.

Литература

- [1]. М. Трбојевић, М. Јанковић,...: РЕДУКТОРИ, Научна књига – Београд, 1988. год.
- [2]. Ј. Јевтић: РЕДУКТОРИ, Привредни преглед – Београд
- [3]. В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Крагујевац, 2004. год.
- [4]. Редуктори-Упутство за израду редуктора, Машински факултет у Крагујевцу 2009
- [5]. С. Јовичић: ОСНОВИ КОНСТРУИСАЊА, Крагујевац, 2002. год.