

Ovjesni mosni granik

Osmakčić, Josip

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:806870>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-07**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRANJE

ZAVRŠNI RAD

Josip Osmakčić

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRANJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Student:

Josip Osmakčić

Zagreb, 2015.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio sam pomoću znanja stečenog tijekom studija te navedene literature.

Zahvaljujem prof. dr. sc. Zvonku Heroldu na pristanku za mentorstvo ovog završnog rada.

Zahvaljujem mojim roditeljima Marini i Tihomiru, sestri Katarini bez čije pomoći nikad ne bih uspio riješiti sve prepreke koje su se našle predamnom. Baki i djedu na svemu što su učinili za mene da me podrže tijekom studija te teki i tetku.

I veliko hvala mojim prijateljima i poznanicima koji su vjerovali u mene.

Josip Osmakčić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

| | |
|-------------------------------------|--------|
| Sveučilište u Zagrebu | |
| Fakultet strojarstva i brodogradnje | |
| Datum: 5-02-2015 | Prilog |
| Klasa: 602-04/15-6/3 | |
| Ur.broj: 15-1703-15-43 | |

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Josip Osmakčić**

Mat. br.: 0035181488

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **OVJESNI MOSNI GRANIK**

Naslov rada na engleskom jeziku: **UNDERSLUNG CRANE**

Opis zadatka:

Proračunati i konstrukcijski oblikovati ovjesni mosni granik koji se giba obostrano na kotačima, po donjem pojasu nosača vozne staze. Nosači vozne staze su oslonjeni na četiri stupa i povezani u okvirnu nosivu konstrukciju. Stupovi su spojeni temeljnim vijcima u betonski pod hale. Podizanje tereta obavlja se elektro-vitlom, a vožnja glavnog nosača s vitlom duž vozne staze izvodi se elektromotornim pogonom.

Projektne parametri su:

- nosivost: $Q_t = 1,6$ t,
- raspon mosta: $L_m = 6$ m,
- raspon stupova portala: $L_p = 12$ m,
- visina dizanja tereta: $h = 6$ m,
- brzina dizanja: $v_1 = 20$ m/min,
- brzina vožnje: $v_2 = 10$ m/min,
- pogonska grupa: 2m.

Rad treba sadržavati:

1. Uvodno o mosnim granicama s detaljnijim osvrtom na ovjesne granike.
2. Proračun nosive konstrukcije granika i dijelova za pogon i prijenos snage (uz uredne proračunske i konstrukcijske skice).
3. Proračun stupova i njihovog temeljenja na betonsku podlogu hale.
4. Proračun i odabir svih elemenata u sklopu uređaja za dizanje (kuka, čelično uže, bubanj, kotači,..)
5. Sklopni crtež mosnog granika na portalno ovješenoj stazi s potrebnim presjecima i detaljima.
6. Radioničku dokumentaciju svih nestandardnih dijelova.

Pri projektiranju treba rabiti važeće tehničke propise za transportne uređaje.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
25. studenog 2014.

Rok predaje rada:
1. rok: 26. veljače 2015.
2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.
2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SAŽETAK

Tema ovog završnog rada glasi "Ovjesni mosni granik". U radu je obrađen kratak osvrt na mosne granike i ovjesne mosne granike, proračun elemenata dizanja, elemenata vožnje te nosiva konstrukcija. Uz proračun elemenata napravljen je model granika u 3D i tehnička dokumentacija sa sklopnim crtežima i radioničkim crtežima svih nestandardnih elemenata.

Ključne riječi: ovjesni mosni granik; nosiva konstrukcija; elektro-vitlo; čvrstoća

SADRŽAJ

| | |
|---|-----|
| SAŽETAK..... | I |
| SADRŽAJ | II |
| POPIS SLIKA | IV |
| POPIS TABLICA..... | VI |
| POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE | VII |
| POPIS OZNAKA | IX |
| 1.UVOD | 1 |
| 2.PRORAČUN | 3 |
| 2.1. MEHANIZAM ZA DIZANJE | 3 |
| 2.1.1. Sila u užetu | 3 |
| 2.1.2. Promjer užeta..... | 4 |
| 2.1.3. Promjeri užnica, bubnja i skretnih užnica | 5 |
| 2.1.4. Brzina vrtnje bubnja | 6 |
| 2.1.5. Potrebna snaga za dizanje..... | 6 |
| 2.1.6. Izbor kuke..... | 7 |
| 2.1.7. Kontrola kuke | 8 |
| 2.1.8. Promjer osovine kuke | 11 |
| 2.1.9. Kontrola trajnosti ležaja užnice | 12 |
| 2.1.10. Debljina nosivih limova kuke..... | 13 |
| 2.1.11. Dimenzije i čvrstoća bubnja | 14 |
| 2.1.12. Kontrola trajnosti samoudesivog ležaja ležajne jedinice bubnja..... | 21 |
| 2.2. MEHANIZAM ZA POPREČNU VOŽNJU | 23 |
| 2.2.1Potrebna snaga za ustaljenu vožnju | 23 |
| 2.2.2. Potrebna snaga za pokretanje | 23 |
| 2.2.3. Promjer kotača..... | 24 |
| 2.2.4.Brzina vrtnje kotača poprečnog vozička | 25 |
| 2.2.5. Provjera nosivosti kotača..... | 25 |

| | |
|--|----|
| 2.2.6. Motor za poprečnu vožnju..... | 25 |
| 2.2.7. Idealni prijenosni omjer..... | 25 |
| 2.2.8. Stvarni prijenosni omjer | 26 |
| 2.2.9. Ukupni prijenosni odnos poprečnog mehanizma za vožnju..... | 26 |
| 2.2.10. Provjera pri pokretanju | 27 |
| 2.2.11. Svornjak za ležajeve | 28 |
| 2.2.12. Provjera vijeka trajanja ležaja | 28 |
| 2.3. MEHANIZAM ZA UZDUŽNU VOŽNJU | 29 |
| 2.3.1. Potrebna snaga za ustaljenu vožnju | 29 |
| 2.3.2. Potrebna snaga za pokretanje | 29 |
| 2.3.3. Promjer kotača..... | 30 |
| 2.3.4. Brzina vrtnje kotača uzdužnog vozička..... | 31 |
| 2.3.5. Motor za poprečnu vožnju..... | 31 |
| 2.3.6. Idealni prijenosni omjer..... | 31 |
| 2.3.7. Stvarni prijenosni omjer | 31 |
| 2.3.8. Ukupni prijenosni odnos uzdužnog mehanizma za vožnju | 31 |
| 2.3.9. Provjera pri pokretanju | 32 |
| 2.3.10. Svornjak za ležajeve | 33 |
| 2.3.11. Provjera vijeka trajanja ležaja | 34 |
| 2.4. NOSIVA KONSTRUKCIJA..... | 35 |
| 2.4.1. Provjera poprečnog nosača..... | 35 |
| 2.4.2. Provjera uzdužnog nosača | 38 |
| 2.4.3. Provjera stupa nosive konstrukcije | 41 |
| 2.4.4. Iznos sila i momenata spojeva uzdužnog nosača i stupova nosive konstrukcije:..... | 43 |
| 2.4.5. Kontrola vijaka za spoj uzdužnog nosača i stupa..... | 46 |
| 2.4.6. Kontrola sidrenih vijaka temeljne ploče..... | 48 |
| ZAKLJUČAK | 49 |
| LITERATURA..... | 50 |
| PRILOZI..... | 51 |

POPIS SLIKA

| | |
|--|----|
| Slika 1. Podjela transportne tehnike | 1 |
| Slika 2. Mosni granici s jednim i s dva nosača..... | 2 |
| Slika 3. Mosni granik nosivosti 200t..... | 2 |
| Slika 4. Shematski prikaz ovjesnog mosnog granika | 2 |
| Slika 5. Primjer ovjesnog mosnog granika..... | 2 |
| Slika 6. Izometrija mehanizma za dizanje..... | 3 |
| Slika 7. Shema faktorskog koloturnika | 3 |
| Slika 8. Broj pregiba užeta udvojenog faktorskog koloturnika..... | 5 |
| Slika 9. Tablica iz norme DIN 15400..... | 7 |
| Slika 10. Zamjenski trapez | 9 |
| Slika 11. Opterećenje osovine kuke | 11 |
| Slika 12. Prikaz dimenzija provrta nosećih limova sklopa kuke..... | 13 |
| Slika 13. Prikaz ožljebljena s dimenzijama, [1] | 14 |
| Slika 14. Prikaz naprezenja elemnta stijenke bubnja | 15 |
| Slika 15. Prikaz čeone ploče bubnja i proračunskih dimenzija | 16 |
| Slika 16. Prikaz spoja motora za dizanje s nosivom konstrukcijom bubnja..... | 19 |
| Slika 17. Prikaz sila koje djeluju na bubanj | 20 |
| Slika 18. Prikaz rukavca bubnja i ležajne jedinice sa samoudesivim ležajem | 21 |
| Slika 19. INA/FAG SNV110-DH1212..... | 21 |
| Slika 20. Izometrija mehanizma za poprečnu vožnju, a) samostalni prikaz, b) prikaz u sklopu..... | 23 |
| Slika 21. Prikaz kotača s dimenzijama | 24 |
| Slika 22. Prikaz zupčaničkog pogona poprečnog vozička | 26 |
| Slika 23. Izometrija mehanizma za uzdužnu vožnju, a) samostalni prizaz, b) prizkaz u sklopu..... | 29 |
| Slika 24. Prikaz kotača s dimenzijama | 30 |
| Slika 25. Prikaz zupčaničkog pogona uzdužnog vozička..... | 32 |

| | |
|---|----|
| Slika 26. Prikaz najnepovoljnijeg slučaja opterećenja poprečnog nosača..... | 35 |
| Slika 27. Proračunska shema iz nosač | 36 |
| Slika 28. Proračunski model savijanja nosača..... | 37 |
| Slika 29. Prikaz najgoreg slučaja opterećenja uzdužnog nosača..... | 38 |
| Slika 30. Proračunska shema za nosač | 38 |
| Slika 31. Proračunski model savijanja nosača..... | 40 |
| Slika 32. Najgori slučaj za izvijanje stupova..... | 41 |
| Slika 33. Forma izvijanja..... | 41 |
| Slika 34. Profil stupa | 42 |
| Slika 35. Primjer vijčanog spoja segmenata nosive konstrukcije..... | 43 |
| Slika 36. Proračunski model okvirnog nosač i opterećenja grede AB | 43 |
| Slika 37. Prikaz vertikalnog štapa i raspodjele momenata na okvir | 44 |
| Slika 38. Gornja ploča stupa..... | 46 |
| Slika 39. Izometrija i proračunske dimenzije temeljne ploče stupa | 48 |

POPIS TABLICA

| | |
|---|----|
| Tablica 1. Parametri dizanja | 3 |
| Tablica 2. Parametri motora za dizanje | 7 |
| Tablica 3. Proračunske dimenzije kuke..... | 8 |
| Tablica 4. Proračunski parametri ležaja 6208-2Z..... | 12 |
| Tablica 5. Parametri bešavne cijevi bubnja..... | 14 |
| Tablica 6. Parametri metričkog navoja M8 | 17 |
| Tablica 8. Parametri metričkog navoja M12..... | 18 |
| Tablica 9. Parametri samoudesivog ležaja | 21 |
| Tablica 10. Parametri zadani za vožnju..... | 23 |
| Tablica 11. Parametri motora NORD SK 92072VF-63 S/4 Bre5 TW | 25 |
| Tablica 12. Proračunski parametri ležaja 6206-2Z..... | 28 |
| Tablica 13. Parametri zadani za vožnju..... | 29 |
| Tablica 14. Parametri motora NORD SK 02VF-63 S/4 Bre5 TW | 31 |
| Tablica 15. Proračunski parametri ležaja 6206-2Z..... | 34 |
| Tablica 16. Parametri nosive konstrukcije | 35 |
| Tablica 17. Parametri profila IPE270..... | 35 |
| Tablica 18. Parametri profila IPE400..... | 38 |

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

| Broj crteža | Naziv iz sastavnice |
|---------------------------|--------------------------------|
| ZR-OMG-01-00-000 List 1/2 | Sklop ovjesnog mosnog granika |
| ZR-OMG-01-00-000 List 2/2 | Sklop ovjesnog mosnog granika |
| ZR-OMG-01-01-000 | Stup nosive konstrukcije |
| ZR-OMG-01-02-000 | Uzdužni nosač |
| ZR-OMG-01-03-000 | Poprečni nosač |
| ZR-OMG-01-04-000 | Poprečna ukruta |
| ZR-OMG-01-05-000 | Vozičak za poprečnu vožnju |
| ZR-OMG-01-06-000 | Vozičak za uzdužnu vožnju |
| ZR-OMG-01-07-000 | Elektro-vitlo |
| ZR-OMG-01-08-000 | Sklop kuke |
| ZR-OMG-01-016-000 | Pričvrtni lim poprečnog nosača |
| ZR-OMG-01-05-002 | Nosivi lim PV-PD |
| ZR-OMG-01-05-003 | Nosivi lim PV-ND |
| ZR-OMG-01-05-004 | Nosivi svornjak PV |
| ZR-OMG-01-05-005 | Distantni svornjak PV |
| ZR-OMG-01-05-006 | Kotač pogonski PV |
| ZR-OMG-01-05-007 | Kotač PV |
| ZR-OMG-01-05-008 | Pogonski zupčanik PV |
| ZR-OMG-01-05-013 | Osigurač zupčanika PV |
| ZR-OMG-01-06-002 | Nosivi lim UV-PD |
| ZR-OMG-01-06-003 | Nosivi lim UV-ND |
| ZR-OMG-01-06-004 | Nosivi svornjak UV |
| ZR-OMG-01-06-005 | Distantni svornjak UV |
| ZR-OMG-01-06-006 | Kotač pogonski UV |
| ZR-OMG-01-06-007 | Kotač UV |

| | |
|---------------------|---------------------------|
| ZR-OMG-01-06-008 | Pogonski zupčanik UV |
| ZR-OMG-01-06-013 | Osigurač zupčanika UV |
| ZR-OMG-01-05:06-UP | Učvrсна pločica |
| ZR-OMG-01-05:06-DPM | Distantni prsten kotača-M |
| ZR-OMG-01-05:06-DPV | Distantni prsten kotača-V |
| ZR-OMG-01-05:06-NSK | Nosivi svornjak kotača |
| ZR-OMG-01-07-002 | Nosiva konstrukcija vitla |
| ZR-OMG-01-07-003 | Bubanj |
| ZR-OMG-01-07-004 | Čeona ploča s glavčinom |
| ZR-OMG-01-07-005 | Nosač vitla |
| ZR-OMG-01-07-006 | Skretna užnica |
| ZR-OMG-01-07-007 | Centralni svornjak SU |
| ZR-OMG-01-07-008 | Nosivi lim SU |
| ZR-OMG-01-07-009 | Nosivi svornjak SU |
| ZR-OMG-01-07-010 | Matica SU |
| ZR-OMG-01-07-011 | Distantni prsten SU |
| ZR-OMG-01-07-012 | Držać užeta |
| ZR-OMG-01-08-005 | Pločica za osiguranje |
| ZR-OMG-01-08-006 | Nosivi lim kuke |
| ZR-OMG-01-08-007 | Zaštitni lim kuke |
| ZR-OMG-01-08-008 | Užnica kuke |
| ZR-OMG-01-08-012 | Distantni prsten užnice-V |
| ZR-OMG-01-08-013 | Distantni prsten užnice-U |
| ZR-OMG-01-08-014 | Kapa |
| ZR-OMG-01-08-015 | Osovina |

POPIS OZNAKA

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|-------------------------------------|-----------------|--|
| $\left(\frac{D}{d}\right)_{min,B}$ | - | minimalan dozvoljeni odnos za bubanj |
| $\left(\frac{D}{d}\right)_{min,U}$ | - | minimalan dozvoljeni odnos za užnicu |
| $\left(\frac{D}{d}\right)_{min,SU}$ | - | minimalan dozvoljeni odnos za skretnu užnicu |
| $\left(\frac{D}{d}\right)_{min}$ | - | minimalan dozvoljeni odnos |
| a | mm | udaljenost od sredine nosećeg lima do sredine užnice |
| a_1 | mm | provjer sjedišta kuke |
| a_I | mm | vanjska duljina profila stupa |
| A_I | mm ⁴ | površina poprečnog presjeka profila stupa |
| A_{PN} | mm ² | površina profila poprečnog nosača |
| A_t | mm ² | površina zamjenskog trapeza |
| a_{TP} | mm | dužina ploče |
| A_{UN} | mm ² | površina uzdužnog nosača |
| A_{VB} | mm ² | površina korijena navoja vijka |
| b | mm | širina kotača |
| $B_{,V1}$ | mm | širina promjera ležaja vozička 1 |
| b_1 | mm | širina glavnog presjeka kuke |
| b_{1t} | mm | veća širina zamjenskog trapeza |
| b_{2t} | mm | manja širina zamjenskog trapeza |
| B_{LU} | mm | širina ležaja užnice |
| b_{PN} | mm | širina profila poprečnog nosača |
| B_{SL} | mm | širina samoudesivog ležaja |
| b_{UN} | mm | širina uzdužnog nosača |
| $C_{0r,LU}$ | N | statička nosivost ležaja užnice |
| $C_{0r,SL}$ | N | statička nosivost samoudesivog ležaja |
| $C_{0r,V1}$ | N | statička nosivost ležaja vozička 1 |
| c_1 | - | koeficijent materijala tračnice |
| c_2 | - | koeficijent brzine vrtnje |
| c_3 | - | koeficijent pogonske grupe 2m |
| c_p | - | koeficijent pregiba užeta |
| $C_{r,LU}$ | N | dinamička nosivost ležaja užnice |
| $C_{r,SL}$ | N | dinamička nosivost samoudesivog ležaja |

| | | |
|--------------|----|--|
| $C_{r,V1}$ | N | dinamička nosivost ležaja vozička 1 |
| $C_{r,V2}$ | N | dinamička nosivost ležaja vozička 2 |
| $d_{,V1}$ | mm | unutarnji promjer ležaja vozička 1 |
| $D_{,V1}$ | mm | vanjski promjer ležaja vozička 1 |
| d_1 | mm | promjer vrata kuke nakon kovanja |
| $d_{1,M12}$ | mm | promjer korijena metričkog navoja M12 |
| $d_{1,M8}$ | mm | promjer korijena metričkog navoja M8 |
| $d_{1,VB}$ | mm | promjer korijena navoja vijka |
| $d_{2,M12}$ | mm | srednji promjer metričkog navoja M12 |
| $d_{2,M8}$ | mm | srednji promjer metričkog navoja M8 |
| d_4 | mm | promjer vrata kuke |
| d_5 | mm | promjer korijena navoja M24 |
| D_B | mm | promjer bubnja |
| $D_{B,min}$ | mm | minimalan promjer bubnja |
| D_{BS} | mm | stvarni promjer bešavne cijevi |
| d_{BS} | mm | unutarnji promjer bešavne cijevi |
| D_i | mm | promjer i-tog elementa dizanja |
| D_{K1} | mm | minimalni promjer kotača vozička 1 |
| D_{K2} | mm | minimalni promjer kotača vozička 2 |
| d_{LU} | mm | unutarnji promjer ležaja užnice |
| D_{LU} | mm | vanjski promjer ležaja užnice |
| D_{MD} | mm | diobeni promjer prirubnice motora za dizanje |
| $D_{N,BS}$ | mm | nazivni promjer bešavne cijevi |
| d_{NLK1} | mm | manji promjer nosivog lima kuke |
| d_{NLK2} | mm | veći promjer nosivog lima kuke |
| d_{OK} | mm | promjer osovine kuke |
| $d_{R,B}$ | mm | promjer rukavca bubnja |
| $d_{S,V1}$ | mm | promjer svornjaka vozička 1 |
| $d_{S,V2}$ | mm | promjer svornjaka vozička 2 |
| d_{SL} | mm | unutarnji promjer samoudesivog ležaja |
| D_{SL} | mm | vanjski promjer samoudesivog ležaja |
| D_{SU} | mm | promjer skretne užnice |
| $D_{SU,min}$ | mm | minimalan promjer skretne užnice |
| $d_{šSV}$ | mm | promjer šipke sidrenog vijka |
| D_U | mm | promjer užnice |
| $D_{U,min}$ | mm | minimalan promjer užnice |
| $d_{uže}$ | mm | promjer užeta |

| | | |
|--------------|----|---|
| D_{VB} | mm | diobeni promjer vijaka bubnja |
| D_{VNB} | mm | vanjski promjer narezanog dijela bubnja |
| e_s | mm | položaj središta presjeka zamjenskog trapeza |
| e_{SL} | - | proračunski omjer aksijalne i radijalne sile bubnja |
| $F_{n,vož1}$ | N | nominalna sila pokretanja vozička 1 |
| f | - | faktor ispune užeta |
| $F_{a,B}$ | N | rezultantna aksijalna sila oslonca B bubnja |
| $F_{A,B}$ | N | rezultantna radijalna sila oslonca A bubnja |
| $F_{A,V1}$ | kN | aksijalna sila ležaja motora vozička 1 |
| $F_{A,V2}$ | kN | aksijalna sila ležaja motora vozička 2 |
| F_{AVL} | kN | dopuštena aksijalna sila valjnog ležaja |
| $F_{B,B}$ | N | rezultantna radijalna sila oslonca B bubnja |
| $f_{B,V1}$ | - | maksimalni pogonski faktor motora vozička 1 |
| $f_{B,V2}$ | - | maksimalni pogonski faktor motora vozička 2 |
| f_{BD} | - | maksimalni pogonski faktor motora za dizanje |
| $F_{I,max}$ | N | maksimalna sila izvijanja |
| F_K | N | sila na stup |
| F_{K1} | N | oterećenje kotača vozička 1 |
| $F_{K1,max}$ | N | maksimalna nosivost kotača |
| F_{K2} | N | oterećenje kotača vozička 1 |
| F_{K2} | N | oterećenje kotača vozička 2 |
| F_{K2} | N | oterećenje kotača vozička 2 |
| $F_{max,N}$ | N | maksimalna sila na nosač |
| $F_{max,PN}$ | N | maksimalna sila na poprečni nosač |
| $F_{max,UN}$ | N | maksimalna sila na uzdužni nosač |
| $F_{max,V1}$ | N | maksimalna sila na kotač vozička 1 |
| $F_{max,V2}$ | N | maksimalna sila na kotač vozička 2 |
| $F_{min,V1}$ | N | minimalna sila na kotač vozička 1 |
| $F_{min,V2}$ | N | minimalna sila na kotač vozička 2 |
| $F_{n,VB1}$ | N | normalna sila vijka bubnja |
| $F_{n,VD}$ | N | normalna sila u vijku prirubnice motora |
| $F_{n,vož2}$ | N | nominalna sila pokretanja vozička 2 |
| $F_{n,VPU}$ | N | normalna sila pritezanja vijka držača užeta |
| F_{OB} | N | obodna sila na diobenom promjeru bubnja |
| F_{OD} | N | obodna sila na prirubnici motora |
| $F_{P,vož1}$ | N | potrebna sila pokretanja vozička 1 |
| $F_{P,vož2}$ | N | potrebna sila pokretanja vozička 2 |

| | | |
|---------------|-----------------|--|
| $F_{PN,K1,3}$ | N | sila poprečnog nosača po kotačima 1 i 3 |
| $F_{PN,K2,4}$ | N | sila poprečnog nosača po kotačima 2 i 4 |
| $F_{r,B}$ | N | radijalna sila ležaja bubnja |
| $F_{R,V1}$ | kN | radijalna sila ležaja motora vozička 1 |
| $F_{R,V2}$ | kN | radijalna sila ležaja motora vozička 2 |
| F_{RVL} | kN | dopuštena radijalna sila valjnog ležaja |
| F_{STV} | N | stvarna sila izvijanja stupa |
| $F_{UN,K1,3}$ | N | sila uzdužnog nosača po kotačima 1 i 3 |
| $F_{UN,K2,4}$ | N | sila uzdužnog nosača po kotačima 2 i 4 |
| $F_{uže}$ | N | sila u užetu |
| f_v | - | specifični otpor vožnje vozičkom 1 |
| $F_{V,GP}$ | N | sila u vijcima gornje ploče |
| $F_{V,SV}$ | N | vlačna sila u sidrenim vijcima |
| F_{VB1} | N | sila po jednom vijku na obodu bubnja |
| F_{VD} | N | sila po jednom vijku na prirubnici motora |
| $F_{vož1}$ | N | sila pri ustaljenoj vožnji vozičkom 1 |
| $F_{vož2}$ | N | sila pri ustaljenoj vožnji vozička 2 |
| g | $\frac{m}{s^2}$ | gravitacijska konstanta |
| G_B | N | sila na bubnju |
| G_{nos} | N | težina nosača |
| $G_{nos,PN}$ | N | težina poprečnog nosača |
| $G_{nos,UN}$ | N | težina uzdužnog nosača |
| G_{SK} | N | težina sklopa kuke |
| h | m | visina dizanja |
| h | m | visina dizanja |
| H | N | horizontalna sila okvirnog nosača |
| h_1 | mm | visina glavnog presjeka kuke |
| h_{1t} | mm | visina zamjenskog trapeza |
| h_3 | mm | visina ovjesa |
| H_K | N | potrebna sila u vijcima za ostvarivanje veze trenjem |
| h_{PN} | mm | visina profila poprečnog nosača |
| h_{PU} | mm | visina držača užeta |
| h_{TP} | mm | krak sile zatezanja |
| h_{UN} | mm | visina uzdužnog nosača |
| i_I | - | polumjer tromosti profila stupa |
| $i_{meh,V1}$ | m^{-1} | prijenosni odnos mehanizma vozička 1 |
| $i_{meh,V2}$ | m^{-1} | prijenosni odnos mehanizma vozička 2 |

| | | |
|----------------------------|------------------|--|
| I_{\min} | mm ⁴ | minimalan moment tromosti |
| i_{RED} | - | prijenosni omjer reduktora motora za dizanje |
| $i_{\text{RED},V1}$ | - | prijenosni omjer motora vozička 1 |
| $i_{\text{RED},V2}$ | - | prijenosni omjer motora vozička 2 |
| i_{V1} | - | idealni prijenosni omjer zupčaničkog prijenosa vozička 1 |
| $i_{V1,\text{STV}}$ | - | stvarni prijenosni omjer zupčaničkog prijenosa vozička 1 |
| $i_{V2,\text{STV}}$ | - | stvarni prijenosni omjer zupčaničkog prijenosa vozička 2 |
| I_x | mm ⁴ | minimalan moment tromosti profila stupa po x osi |
| I_y | mm ⁴ | minimalan moment tromosti profila stupa po y osi |
| $I_{y,\text{PN}}$ | cm ⁴ | moment tromosti oko osi y profila poprečnog nosača |
| $I_{y,\text{UN}}$ | cm ⁴ | moment tromosti oko osi y profila uzdužnog nosača |
| $I_{z,\text{PN}}$ | cm ⁴ | moment tromosti oko osi z profila poprečnog nosača |
| $I_{z,\text{UN}}$ | cm ⁴ | moment tromosti oko osi z profila uzdužnog nosača |
| $J_{\text{EM},V1}$ | kgm ² | moment inercije motora vozička 1 |
| $J_{\text{EM},V2}$ | kgm ² | moment inercije motora vozička 2 |
| $J_{\text{rot},V1}$ | kgm ² | ekvivalentni moment inercije rotacije vozička 1 |
| $J_{\text{rot},V2}$ | kgm ² | ekvivalentni moment inercije rotacije vozička 2 |
| $J_{\text{S},V1}$ | kgm ² | moment inercije spojke vozička 1 |
| $J_{\text{S},V2}$ | kgm ² | moment inercije spojke vozička 2 |
| $J_{\text{tr},V1}$ | kgm ² | ekvivalentni moment inercije translacije vozička 1 |
| $J_{\text{tr},V2}$ | kgm ² | ekvivalentni moment inercije translacije vozička 1 |
| k_{TP} | mm | udaljenost centra rupe od kraja temeljne ploče |
| l_0 | mm | proračunska duljina stupa |
| $L_{10h,\text{LU}}$ | h | vijek trajanja ležaja užnice |
| $L_{10h,\text{SL}}$ | h | vijek trajanja samoudesivog ležaja |
| $L_{10h,V1}$ | h | vijek trajanja ležaja vozička 1 |
| $L_{10h,V2}$ | h | vijek trajanja ležaja vozička 2 |
| l_B | mm | duljina bubnja |
| L_m | m, mm | raspon mosta |
| l_{nos} | mm | duljina nosača |
| L_p | m, mm | raspon stupova |
| $l_{\text{PN},\text{STV}}$ | m | stvarna duljina poprečnog nosača |
| L_{POT} | h | potrebni vijeka trajanja |
| $l_{\text{R},\text{P}}$ | mm | proračunska duljina rukavca |
| l_{SK1} | mm | proračunska duljina svornjaka kotača vozička 1 |
| l_{SK2} | mm | proračunska duljina svornjaka kotača vozička 2 |
| l_{STUPA} | mm | stvarna duljina stupa |

| | | |
|---------------|------------------------------|---|
| l_{V1} | mm | razmak između kotača vozička 1 |
| l_{V2} | mm | razmak između kotača vozička 2 |
| M_0 | Nmm | reaktivni moment poprečnog nosača |
| M_1 | Nmm | moment uklještenja štapa AC okvirnog nosača |
| $m_{1,PN}$ | $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$ | masa po dužnom metru profila poprečnog nosača |
| M_{2D} | Nm | moment motora za dizanje |
| M_{2V1} | Nm | okretni moment motora vozička 1 |
| M_{2V2} | Nm | okretni moment motora vozička 2 |
| $m_{EM,V1}$ | kg | masa motora vozička 1 |
| $m_{EM,V2}$ | kg | masa motora vozička 2 |
| m_{EMD} | kg | masa motora za dizanje |
| $m_{1,UN}$ | $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$ | masa po dužnom metru |
| $M_{\max,OK}$ | Nmm | maksimalni moment savijanja grednog elementa AB |
| $M_{n,V1}$ | Nm | nazivni moment motora na izlaznom vratilu bez reduktora |
| $M_{n,V2}$ | Nm | nazivni moment motora na izlaznom vratilu bez reduktora |
| M_{OK} | Nmm | maksimalni moment osovine kuke |
| $M_{p,V1}$ | Nm | moment pokretanja motora vozička 1 |
| $M_{p,V2}$ | Nm | moment pokretanja motora vozička 2 |
| m_{PN} | kg | masa poprečnog nosača |
| $M_{PR,B}$ | Nm | moment pritezanja vijka bubnja |
| $M_{PR,GP}$ | Nm | moment pritezanja vijaka gornje ploče |
| $M_{PR,MD}$ | Nm | moment pritezanja vijaka elektromotora za dizanje |
| $M_{S,PN}$ | Nmm | maksimalni moment savijanja poprečnog nosača u Nmm |
| $M_{S,UN}$ | Nmm | maksimalni moment savijanja uzdužnog nosača u Nmm |
| $M_{S,V1}$ | Nm | moment savijanja svornjaka kotača vozička 1 |
| $M_{S,V2}$ | Nm | moment savijanja svornjaka kotača vozička 2 |
| $M_{st,V1}$ | Nm | stacionarni moment pokretanja vozička 1 |
| $M_{st,V2}$ | Nm | stacionarni moment pokretanja vozička 2 |
| $M_{ub,V1}$ | Nm | moment ubrzanja masa pri pokretanju vozička 1 |
| $M_{ub,V2}$ | Nm | moment ubrzanja masa pri pokretanju vozička 2 |
| m_{V1} | kg | masa vozička 1 |
| $m_{V1,UK}$ | kg | ukupna masa koju je potrebno prevesti vozičkom 1 |
| m_{V2} | kg | masa vozička 2 |
| $m_{V2,UK}$ | kg | ukupna masa koju je potrebno voziti vozičkom 2 |
| m_{VT} | kg | masa vitla (i kuke) |
| $m_{Z,V1}$ | mm | normalni modul zubi zupčanika vozička 1 |

| | | |
|--------------|-------------------------|--|
| n_{2D} | min^{-1} | brzina vrtnje motora za podizanje |
| n_{2V1} | min^{-1} | brzina vrtnje vozička 1 |
| n_{2V2} | min^{-1} | brzina vrtnje vozička 2 |
| n_B | min^{-1} | brzina vrtnje bubnja |
| $n_{GP,M12}$ | - | broj vijaka gornje ploče |
| $n_{K,vož}$ | - | broj kotača vozička 1 |
| n_{KV1} | min^{-1} | brzina vrtnje kotača poprečnog vozička |
| n_{KV2} | min^{-1} | brzina vrtnje kotača uzdužni vozička |
| $n_{L,V1}$ | - | broj ležajeva po kotaču vozička 1 |
| $n_{L,V2}$ | - | broj ležajeva po kotaču vozička 2 |
| n_{LU} | - | broj ležajeva po jednoj užnici |
| n_u | min^{-1} | brzina vrtnje užnice |
| n_{VB} | - | broj vijaka na obodu bubnja |
| p | - | koeficijent za ležajeve s dodirrom u jednoj točki |
| P_D | W | potrebna snaga za dizanje |
| p_{dop} | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | dopušteni dodirni pritisak limova kuke |
| $p_{dop,K}$ | N | dopušteni pritisak kotača |
| P_G | N | vertikalna sila na gredni element AB okvirnog nosača |
| p_{kol} | - | prijenosni odnos faktorskog kolutornika |
| $P_{L,V1}$ | N | ekvivalentna sila ležaja vozička 1 |
| $P_{L,V2}$ | N | ekvivalentna sila ležaja vozička 2 |
| P_{L1} | N | ekvivalentna sila ležaja užnice |
| p_{LK} | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | dodirni pritisak limova kuke |
| P_{M12} | mm | korak metričkog navoja M12 |
| P_{M8} | mm | korak metričkog navoja M8 |
| $P_{n,vož1}$ | W | snaga potrebna za pokretanje vozička 1 |
| $P_{n,vož2}$ | W | snaga potrebna za pokretanje vozička 2 |
| P_{SL} | N | ekvivalentna sila samoudesivog ležaja bubnja |
| P_{V1} | kW | snaga motora vozička 1 |
| P_{V2} | kW | snaga motora vozička 2 |
| $P_{vož1}$ | W | snaga potrebna za ustaljenu vožnju vozičkom 1 |
| $P_{vož2}$ | W | snaga za ustaljenu vožnju |
| Q | N | nosivost u njutnima |
| Q_t | kg | nosivost u kilogramima |
| r_1 | mm | radijus zaobljenja profila žlijeba |
| $R_{e,K}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja materijala kuke |

| | | |
|--------------|-------------------------|--|
| $R_{e,NK}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja vijaka nosive konstrukcije |
| $R_{e,OK}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja osovine kuke |
| $R_{e,PN}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja poprečnog nosača |
| $R_{e,SV}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja sidrenih vijaka |
| $R_{e,UN}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja uzdužnog nosača |
| $R_{e,VB}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | granica tečenja vijka bubnja |
| $R_{m,NK}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | lomna čvrstoća vijaka nosive konstrukcije |
| $R_{m,uže}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | lomna čvrstoća užeta |
| $R_{m,VB}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | lomna čvrstoća vijka bubnja |
| r_n | mm | položaj neutralne linije zamjenskog trapeza |
| r_s | mm | položaj neutralne linije zamjenskog trapeza |
| S_I | - | faktor sigurnosti izvijanja za čelični profil |
| s_I | mm | debljina stijenke profila stupa |
| S_{NK} | - | koeficijent sigurnosti nosive konstrukcije |
| $S_{P,I}$ | - | postignuti faktor sigurnosti profila stupa |
| $s_{STV,B}$ | mm | stvarna debljina stijenke bubnja nakon narezivanja |
| $S_{uže}$ | - | faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2m |
| t, t_B | mm | korak žlijebova |
| u | - | broj užadi |
| v_1 | $\frac{m}{\text{min}}$ | brzina dizanja |
| v_2 | $\frac{m}{\text{min}}$ | brzina vožnje |
| $v_{2,POT}$ | $\frac{m}{\text{min}}$ | potrebna brzina vrtnje kotača vozička 1 |
| $v_{2,STV}$ | $\frac{m}{\text{min}}$ | stvarna brzina vrtnje kotača vozička 1 |
| v_B | $\frac{m}{s}$ | obodna brzina bubnja |
| w_B | mm | debljina čeonih ploča bubnja |
| w_{PN} | mm | progib poprečnog nosača |
| $w_{PN,dop}$ | mm | dopušteni progib poprečnog nosača za pogonsku grupu 2m |
| $W_{S,V1}$ | mm^3 | moment otpora svornjaka kotača vozička 1 |
| $W_{S,V2K2}$ | mm^3 | moment otpora svornjaka kotača vozička 2 |
| w_{UN} | mm | progib uzdužnog nosača za pogonsku grupu 2m |

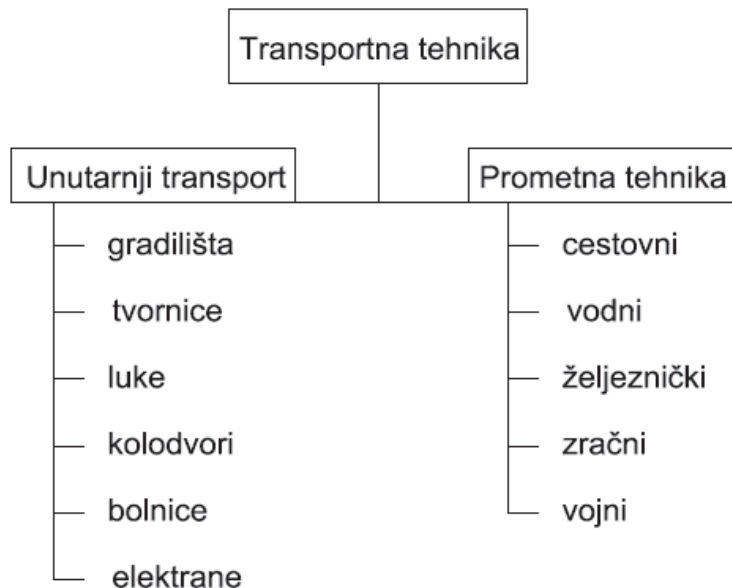
| | | |
|--------------------|------------------|---|
| $w_{UN,dop}$ | mm | dopušteni progib uzdužnog nosača za pogonsku grupu 2m |
| W_{XOK} | mm ³ | moment otpora presjeka osovine kuke |
| $W_{y,PN}$ | cm ³ | moment otpora oko osi y profila poprečnog nosača |
| $W_{y,UN}$ | cm ³ | moment otpora oko osi y profila uzdužnog nosača |
| $W_{z,PN}$ | cm ³ | moment otpora oko osi z profila poprečnog nosača |
| $W_{z,UN}$ | cm ³ | moment otpora oko osi x profila uzdužnog nosača |
| x_u | mm | udaljenost od kraja bubnja |
| x_{V1} | mm | minimalan razmak rupa na gornjoj ploči |
| Y_1 | - | proračunski koeficijent samoudesivog ležaja |
| $z_{V1,1}$ | - | broj zubi pogonskog zupčanika vozička 1 |
| $z_{V1,2}$ | - | broj zubi gonjenog zupčanika vozička 1 |
| $z_{V2,1}$ | - | broj zubi pogonskog zupčanika vozička 2 |
| $z_{V2,2}$ | - | broj zubi gonjenog zupčanika vozička 2 |
| z_{VPU} | - | broj držača užeta |
| β_V | - | faktor momenta inercije zupčanika |
| δ_{BS} | mm | debljina stijenke bešavne cijevi |
| δ_{LK} | mm | debljina nosivih limova |
| ε_{V1} | s ⁻¹ | potrebno kutno ubrzanje |
| ε_{V2} | s ⁻¹ | potrebno kutno ubrzanje |
| η_0 | - | stupanj iskorištenja jedne užnice |
| η_B | - | ukupan stupanj korisnosti bubnja |
| η_{RED} | - | ukupan stupanj korisnosti reduktora |
| $\eta_{uk,D}$ | - | ukupan stupanj korisnosti mehanizma za dizanje |
| $\eta_{vož}$ | - | ukupan stupanj korisnosti mehanizma za vožnju |
| λ_I | - | vitkost cijevi stupa |
| μ | - | faktor trenja |
| ρ^* | rad | korigirani kut trenja |
| ρ_1 | mm | izračunski parametar kuke |
| ρ_2 | mm | izračunski parametar kuke |
| σ_1 | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje glavnog presjeka kuke |
| $\sigma_{1,dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje glavnog presjeka kuke |
| σ_2 | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje glavnog presjeka kuke |

| | | |
|---------------------|------------------|--|
| $\sigma_{2,dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje glavnog presjeka kuke |
| σ_K | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje uslijed izvijanja |
| σ_{OK} | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje osovine kuke |
| σ_{pl} | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje čeone ploče |
| $\sigma_{pl,dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje čeone ploče |
| $\sigma_{R,B}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje rukavca bubnja |
| $\sigma_{R,B dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje rukavca bubnja |
| $\sigma_{S,PN dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje poprečnog nosača |
| $\sigma_{S,PN}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje poprečnog nosača |
| $\sigma_{S,SV dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje sidrenih vijaka |
| $\sigma_{S,UN dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje uzdužnog nosača |
| $\sigma_{S,UN}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje uzdužnog nosača |
| $\sigma_{S,V1 dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje svornjaka vozička 1 |
| $\sigma_{S,V1}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje svornjaka vozička 1 |
| $\sigma_{S,V2 dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje svornjaka vozička 2 |
| $\sigma_{S,V2}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje svornjaka vozička 2 |
| $\sigma_{V,GP dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje vijaka |
| $\sigma_{V,GP}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje vijaka |
| $\sigma_{V,SV}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje sidrenih vijaka |
| σ_{VB} | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje vijka bubnja |
| $\sigma_{VB,dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje vijka bubnja |
| σ_{VR} | $\frac{N}{mm^2}$ | naprezanje na vratu kuke |
| $\sigma_{VR,dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno naprezanje na vratu kuke |
| σ_x | $\frac{N}{mm^2}$ | normalno naprezanje bubnja |
| $\sigma_{x, dop}$ | $\frac{N}{mm^2}$ | dopušteno normalno naprezanje bubnja |

| | | |
|--------------------------------|-------------------------------|--|
| σ_{φ} | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | cirkularno naprezanje bubnja |
| $\sigma_{\varphi, \text{dop}}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | dopušteno cirkularno naprezanje bubnja |
| τ_n | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | smično naprezanje u donjem dijelu navoja kuke |
| $\tau_{n, \text{dop}}$ | $\frac{N}{\text{mm}^2}$ | dopušteno smično naprezanje u donjem dijelu vrata kuke |
| ω_B | $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ | kutna brzina bubnja |
| $\omega_{EM, V1}$ | $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ | kutna brzina na vratilu elektromotora vozička 1 |
| $\omega_{EM, V2}$ | $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ | kutna brzina na vratilu elektromotora vozička 2 |
| φ | rad | ukupni kut zakreta grede AB |
| $\varphi_{1''}$ | rad | kut nagiba tangente elastične linije ovisan o M_0 |
| $\varphi_{1'}$ | rad | kut nagiba tangente elastične linije ovisan o sili P_B |
| ν_n | - | faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2m |

1.UVOD

Transportnu tehniku dijelimo na dva temeljna područja, a to su prometna tehnika (javni transport) i unutarnji transport (dobavna tehnika). Dizala i prenosila smatramo sredstvima unutarnjeg transporta, dok se prometna sredstva smatraju u grupu prometne tehnike.



Slika 1. Podjela transportne tehnike

Transportni postupak je skup uzastopnih aktivnosti: zahvaćanje tereta, dizanje, prenošenje, spuštanje tereta te vraćanje transportnog sredstva u željeni položaj za slijedeći zahvat. Obzirom na dobavu, transportni postupak može biti prekidni ili neprekidni.

Neprekidni transport služi za prijenost komadnog ili sipkog materijala. Za takav se prijenos najčešće koriste konvejeri.

Prekidni transport je češći oblik transporta koji ima određena vremena rada i mirovanja. Sredstva prekidne dobave su:

- granici
- dizalice
- liftovi (dizala)
- manipulatori
- industrijska vozila

Granici su transportna sredstva koja posjeduju minimalno tri pogonska mehanizma - što za dizanje tereta, što za pokretanje u jednom ili dva smjera.

Granici mogu biti:

- mosni granici
- konzolni granici
- portalni granici
- okretni granici
- auto granici
- dohvatni granici (jednokraki i dvokraki)
- građevinski granici

Mosni granici vrlo su proširena transportna sredstva u unutarnjem transportu. Naziv mosni dolazi od toga, što se vitlo vozi po "mostu" - dijelu nosive konstrukcije koji se translacijski giba preko staze koja je odignuta od poda (postavljena na nosivu konstrukciju zgrade(hale) ili na nosivim stupovima). Most mosnog granika može biti sa jednim ili dva nosača.



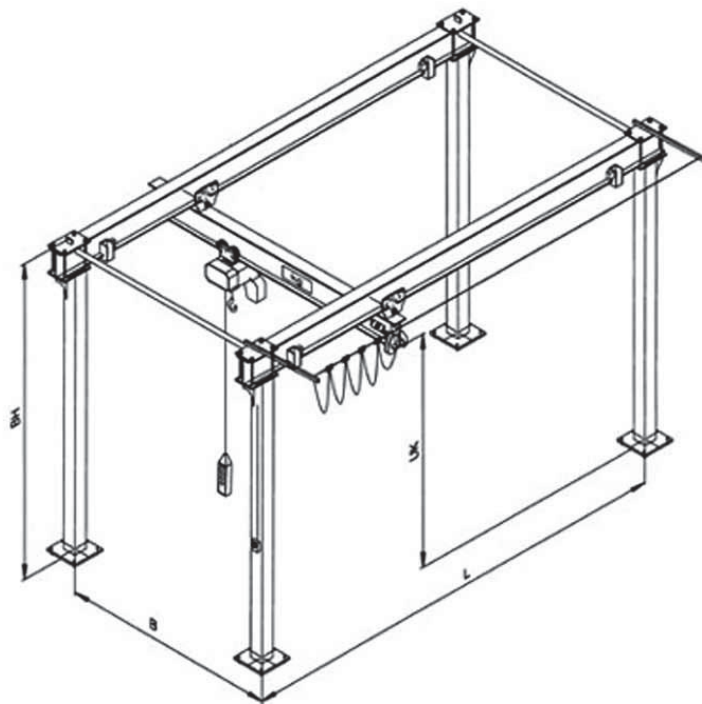
Slika 2. Mosni granici s jednim i s dva nosača

Klasični mosni granici imaju "mačku" - vitlo sa okvirnom konstrukcijom koja se vozi po gornjoj strani nosača mosta, a sam most je na kraju spojen na kutijaste profile koji imaju kotače koji se gibaju po stazi. Ovi granici predviđeni su za veće nosivosti i do 250t.



Slika 3. Mosni granik nosivosti 200t

Osim takvih mosnih granika postoje još i ovjesni mosni granici čije se vođenje vrši po donjem pojasu nosača vozne staze. Njihova primjena je za mjesta gdje je potrebna maksimalna moguća visina dizanja (a da pritom ne smeta krovnoj konstrukciji u halama ili stropu kod običnih građevina), nedostatak prostora unutar same hale/građevine, nemogućnosti opterećenja nosivih elemenata hale/građevine itd. Ovakvi granici rade se do maksimalne nosivosti od 6,3t. Mogućnosti primjene su svakojake od posluživanja obradnih strojeva u tvornicama do pretovara tereta.



Slika 4. Shematski prikaz ovjesnog mosnog granika



Slika 5. Primjer ovjesnog mosnog granika

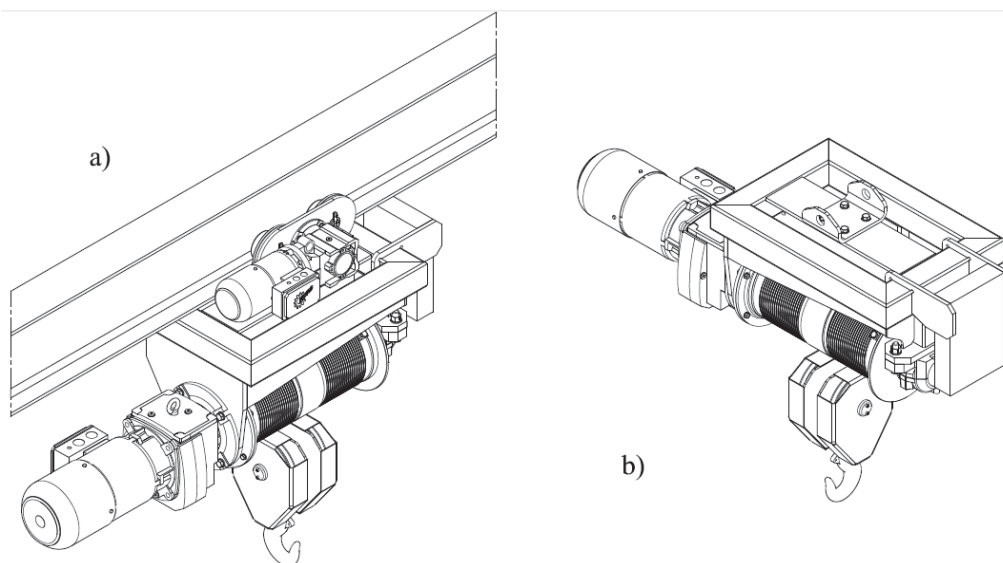
2.PRORAČUN

2.1. MEHANIZAM ZA DIZANJE

Zadani parametri mehanizma za dizanje su sljedeći:

Tablica 1. Parametri dizanja

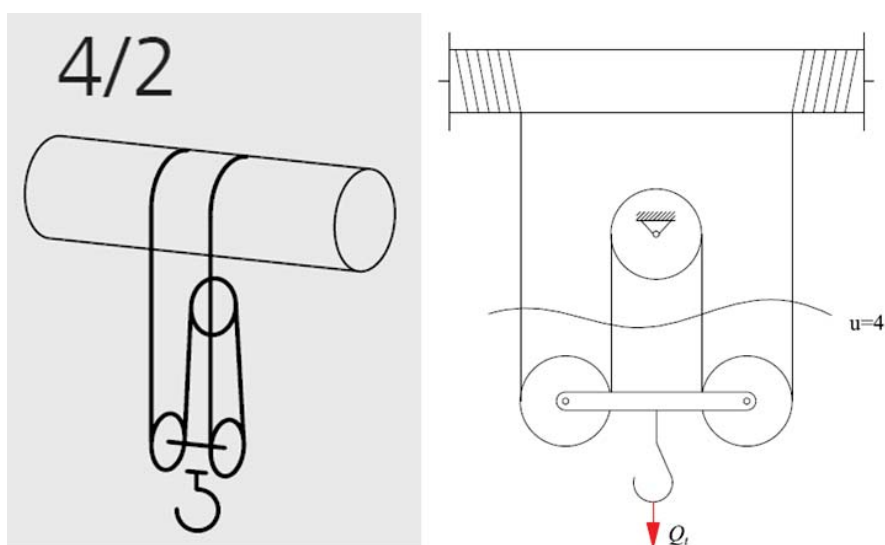
| Parametar | Oznaka | Iznos | Mjerna jedinica |
|----------------|--------|-------|-----------------|
| Nosivost | Q_t | 1600 | kg |
| Visina dizanja | h | 6 | m |
| Brzina dizanja | v_1 | 20 | m/min |
| Pogonska grupa | 2m | | |



Slika 6. Izometrija mehanizma za dizanje

2.1.1. Sila u užetu

Faktorski koloturnik koji se koristi je udvojeni faktorski koloturnik prijenosnog omjera 2 tj. 4/2.



Slika 7. Shema faktorskog koloturnika

$$Q = Q_t \cdot g = 1600 \cdot 9,81 = 15696 \approx 15700 \text{ kN} \quad (1)$$

Q_t - nosivost, masa tereta, N

g - gravitacijska konstanta, $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

- iskoristivost faktorskog koloturnika

$$p_{\text{KOL}} = \frac{u}{2} = \frac{4}{2} = 2 \quad (2)$$

$$\eta_0 = 0,99$$

$$\eta_u = \frac{1}{p} \cdot \frac{1 - \eta_0^{p_{\text{KOL}}}}{1 - \eta_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,99^2}{1 - 0,99} = 0,99 \quad (3)$$

p_{KOL} - prijenosni odnos faktorskog koloturnika

u - broj užadi

η_0 - stupanj iskorištenja jedne užnice

-sila u užetu

$$F_{\text{uže}} = \frac{Q}{u \cdot \eta_u} = \frac{15700}{4 \cdot 0,99} = 3965 \text{ N} \quad (4)$$

2.1.2. Promjer užeta

Promjer užeta računamo pomoću izraza (5) u kojem je faktor sigurnosti tražene pogonske grupe užit u obzir:

$$d_{\text{uže}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{uže}}}{f \cdot \pi \cdot R_{m,\text{uže}}}} \cdot \sqrt{F_{\text{uže}}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5}{0,455 \cdot \pi \cdot 1570}} \cdot \sqrt{3965} \geq 5,64 \text{ mm} \quad (5)$$

-izabire se uže promjera $d_{\text{uže}} = 6 \text{ mm}$ - Seil 5 DIN3060-FE-bk1770sZ-spa.

$S_{\text{uže}}$ - faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2m,[1]

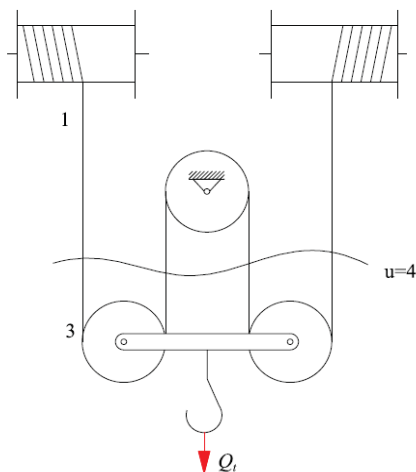
f - faktor ispune užeta (normalno pleteno uže DIN 3060)

$R_{m,\text{uže}}$ - lomna čvrstoća užeta, $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, [1]

$F_{\text{uže}}$ - sila u užetu, N

2.1.3. Promjeri užnica, bubnja i skretnih užnica

Kako bi odredili minimalne promjere bubnja, užnica i skretnih užnica, potrebno je poznavati promjer užeta, pogonsku grupu i broj pregiba užeta. Na slici 7 prikazana je shema na kojoj se vidi da se broj pregiba užeta kod udvojenog faktorskog koloturnika gleda za jednu polovicu tj. samo jedna strana namatanja na bubanj.



Slika 8. Broj pregiba užeta udvojenog faktorskog koloturnika

Promjer užnica, bubnja i skretnih užnica određujemo pomoću izraza (6):

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min} \cdot c_p \cdot d_{uže} \quad (6)$$

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min}$ - minimalni dozvoljeni odnos $\left(\frac{D}{d}\right)$, [1]

c_p - koeficijent pregiba užeta, [1]

-promjer bubnja:

$$D_{B,\min} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min,B} \cdot c_p \cdot d_{uže} \geq 18 \cdot 1 \cdot 6 \geq 108 \text{ mm} \quad (7)$$

-promjer užnica:

$$D_{U,\min} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min,U} \cdot c_p \cdot d_{uže} \geq 20 \cdot 1 \cdot 6 \geq 120 \text{ mm} \quad (8)$$

-promjer skretnih užnica:

$$D_{SU,\min} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min,SU} \cdot c_p \cdot d_{uže} \geq 14 \cdot 1 \cdot 6 \geq 84 \text{ mm} \quad (9)$$

$D_{B,\min}$, $D_{U,\min}$, $D_{SU,\min}$ su minimalni dopušteni promjeri, ali zbog čvrstoće bubnja i drugih konstrukcijskih razloga izabiru se veći promjeri.

$$D_B = 216 \text{ mm} \quad (10)$$

$$D_U = 165 \text{ mm} \quad (11)$$

$$D_{SU} = 105 \text{ mm} \quad (12)$$

2.1.4. Brzina vrtnje bubnja

Brzinu vrtnje bubnja računamo kako bi znali izabrati motor s reduktorom koji ima traženu brzinu vrtnje. Ona je ovisna o dimenzijama bubnja, prijenosnom odnosu koloturnika i brzini dizanja.

-brzina dizanja tereta:

$$v_1 = 20 \frac{\text{m}}{\text{min}} = \frac{20}{60} \frac{\text{m}}{\text{s}} = \frac{1}{3} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13)$$

- obodna brzina bubnja:

$$v_B = p_{\text{KOL}} \cdot v_1 = 2 \cdot \frac{1}{3} = \frac{2}{3} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (14)$$

-kutna brzina bubnja:

$$\omega_B = \frac{2 \cdot v_B}{D_B} = \frac{2 \cdot \frac{2}{3}}{0,216} = 6,173 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (15)$$

- brzina vrtnje bubnja:

$$n_B = \frac{30 \cdot \omega_B}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,173}{\pi} = 58,95 \approx 59 \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

2.1.5. Potrebna snaga za dizanje

$$\eta_{\text{uk,D}} = \eta_u \cdot \eta_B \cdot \eta_{\text{RED}} = 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,8935 \quad (17)$$

η_B - stupanj korisnosti bubnja

η_{RED} - stupanj korisnosti reduktora

$$P_D = \frac{2 \cdot F_{\text{uže}} \cdot v_1}{\eta_{\text{uk,D}}} = \frac{2 \cdot 3965 \cdot \frac{1}{3}}{0,8935} = 2985 \text{ W} \quad (18)$$

Iz kataloga proizvođača NORD izabire se motor s kočnicom i reduktorom sa slijedećim podacima:

NORD SK773.1-100LA/4

Tablica 2. Parametri motora za dizanje

| Oznaka | P_D | n_{2D} | M_{2D} | f_{BD} | i_{RED} | m_{EMD} | F_{AVL} | F_{RVL} |
|-----------------|-------|-------------------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Iznos | 3 | 59 | 487 | 1,6 | 24,23 | 59 | 14 | 16,9 |
| Mjerna jedinica | kW | min ⁻¹ | Nm | | | kg | kN | kN |

2.1.6. Izbor kuke

Izbor kuke može se vršiti na dva načina. Prvi način je računanjem pomoću zadanih vrijednosti ili drugi način direktnim izborom iz norme DIN15400, kada se izbor kuke vrši prema nosivosti, kvaliteti materijala i pogonske grupe.

Izbor kuke prema normi:

| Strength class | Drive group ¹⁾ | | | | | | | | | | Strength class |
|----------------|---|-------|-----------------|-----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|------|----------------|
| | Hooks used in a drive group lower than 1B _m are not included here. | | 1B _m | 1A _m | 2 _m | 3 _m | 4 _m | 5 _m | — | — | |
| M | | | 1B _m | 1A _m | 2 _m | 3 _m | 4 _m | 5 _m | — | — | M |
| P | | | 1B _m | 1A _m | 2 _m | 3 _m | 4 _m | 5 _m | — | — | P |
| S | | | 1B _m | 1A _m | 2 _m | 3 _m | 4 _m | 5 _m | — | — | S |
| T | | | 1B _m | 1A _m | 2 _m | 3 _m | 4 _m | — | — | — | T |
| V | | | 1B _m | 1A _m | 2 _m | 3 _m | 4 _m | — | — | — | V |
| Hook number | Lifting capacity, in kg | | | | | | | | | | Hook number |
| 006 | 320 | 250 | 200 | 160 | 125 | 100 | — | — | — | — | 006 |
| 010 | 500 | 400 | 320 | 250 | 200 | 160 | 125 | 100 | — | — | 010 |
| 012 | 630 | 500 | 400 | 320 | 250 | 200 | 160 | 125 | 100 | — | 012 |
| 020 | 1000 | 800 | 630 | 500 | 400 | 320 | 250 | 200 | 160 | 125 | 020 |
| 025 | 1250 | 1000 | 800 | 630 | 500 | 400 | 320 | 250 | 200 | 160 | 025 |
| 04 | 2000 | 1600 | 1250 | 1000 | 800 | 630 | 500 | 400 | 320 | 250 | 04 |
| 05 | 2500 | 2000 | 1600 | 1250 | 1000 | 800 | 630 | 500 | 400 | 320 | 05 |
| 08 | 4000 | 3200 | 2500 | 2000 | 1600 | 1250 | 1000 | 800 | 630 | 500 | 08 |
| 1 | 5000 | 4000 | 3200 | 2500 | 2000 | 1600 | 1000 | 800 | 630 | 500 | 1 |
| 1.6 | 8000 | 6300 | 5000 | 4000 | 3200 | 2500 | 2000 | 1600 | 1250 | 1000 | 1.6 |
| 2.5 | 12500 | 10000 | 8000 | 6300 | 5000 | 4000 | 3200 | 2500 | 2000 | 1600 | 2.5 |
| 4 | 20000 | 16000 | 12500 | 10000 | 8000 | 6300 | 5000 | 4000 | 3200 | 2500 | 4 |

Slika 9. Tablica iz norme DIN 15400

Izborom iz norme dolazimo do zaključka da je potrebno odabrati kuku HN1.

Izbor kuke na drugi način:

Drugi način izbora kuke je taj da prema nosivosti (teretu), pogonskoj grupi i kvaliteti materijala. Što na kraju ima isti rezultat kao direktni izbor iz norma, jer su i jedna i drugi način ovisini o istim parametrima. $HN = f(Q, 2m, P)$

$$HN \geq v_n \cdot \frac{Q_t \cdot g}{100 \cdot R_{e,K}} \geq v_n \cdot \frac{Q}{100 \cdot R_{e,K}} \geq 2 \cdot \frac{15700}{100 \cdot 315} \geq 0,997 \quad (19)$$

v_n - faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2m, [1]

$R_{e,K}$ - granica tečenja za materijal P (StE355). [1]

- izabire se kuka broj HN1

2.1.7. Kontrola kuke

Izabranu kuku potrebno je kontrolirati na naprezanje u vratu kuke, smično naprezanje na donjem navoju te u glavnom presjeku. Za to su nam potrebni podaci koje smo izvadili iz [2]

Tablica 3. Proračunske dimenzije kuke

| Oznaka | a_1 | b_1 | h_1 | d_1 | d_4 | d_5 | h_3 |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|
| Vrijednost | 50 | 38 | 48 | 30 | 19,5 | 20,752 | 30 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm |

- naprezanje u vratu kuke:

$$\sigma_{VR} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_4} \leq \sigma_{VR,dop} = \frac{R_{e,K}}{2,2 \cdot v_n} = \frac{315}{2,2 \cdot 2} = 72 \frac{N}{mm^2} \quad (20)$$

$$\sigma_{VR} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_4} = \frac{4 \cdot 15700}{\pi \cdot 19,5} = 52,6 \frac{N}{mm^2} \quad (21)$$

$$\sigma_{VR} < \sigma_{VR,dop} \quad \text{ZADOVOLJAVA}$$

- smično naprezanje u donjem navoju kuke, M24

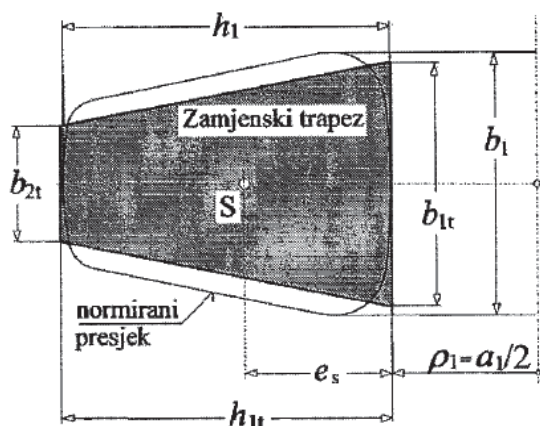
$$\tau_n = \frac{Q}{\pi \cdot d_5 \cdot h_3} \leq \tau_{n,dop} = \frac{R_{e,K}}{12,5 \cdot v_n} = \frac{315}{12,5 \cdot 2} = 12,6 \frac{N}{mm^2} \quad (22)$$

$$\tau_n = \frac{Q}{\pi \cdot d_5 \cdot h_3} = \frac{15700}{\pi \cdot 20,752 \cdot 30} = 8 \frac{N}{mm^2} \quad (23)$$

$$\tau_n < \tau_{n,dop} \quad \text{ZADOVOLJAVA}$$

- provjera naprezanja u glavnom presjeku kuke:

Kontrolu naprezanja vršimo pomoću zamjenskog trapeza prikazanog na slici 9, gdje se vidi da stvarnu površinu poprečnog presjeka kuke aproksimiramo površinom trapeza.



Slika 10. Zamjenski trapez

Mjere zamjenskog trapeza:

$$b_{1t} = 0,932 \cdot b_1 = 0,932 \cdot 38 = 35,42 \text{ mm} \quad (24)$$

$$b_{2t} = 0,43 \cdot b_1 = 0,43 \cdot 38 = 16,34 \text{ mm} \quad (25)$$

$$h_{1t} = h_1 = 48 \text{ mm} \quad (26)$$

Parametri koje izračunavamo:

$$\rho_1 = \frac{a_1}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm} \quad (27)$$

$$\rho_2 = \frac{a_1}{2} + h_1 = \frac{50}{2} + 48 = 73 \text{ mm} \quad (28)$$

Površina trapeza:

$$A_t = \frac{b_{1t} + b_{2t}}{2} \cdot h_{1t} = \frac{35,42 + 16,34}{2} \cdot 48 = 1242 \text{ mm} \quad (29)$$

Položaj središta presjeka:

$$e_s = \frac{h_{1t}}{3} \cdot \frac{b_{1t} + 2b_{2t}}{b_{1t} + b_{2t}} = \frac{48}{3} \cdot \frac{35,42 + 2 \cdot 16,34}{35,42 + 16,34} = 21,05 \text{ mm} \quad (30)$$

Položaj neutralne linije za trapez:

$$r_s = \frac{a_1}{2} + e_s = \frac{50}{2} + 21,05 = 46,05 \text{ mm} \quad (31)$$

$$r_n = \frac{h_{1t}}{2} \cdot \frac{1 + \frac{b_{2t}}{b_{1t}}}{\frac{\rho_2 - b_{2t}}{\rho_1} \cdot \ln \frac{\rho_2 + b_{2t}}{\rho_1 + b_{1t}} - 1} = \frac{48}{2} \cdot \frac{1 + \frac{16,34}{35,42}}{\frac{25 - 16,34}{73} \cdot \ln \frac{73 + 16,34}{25 + 35,42} - 1} = 42,08 \text{ mm} \quad (32)$$

Provjera naprezanja za glavni presjek kuke:

$$\sigma_1 = \frac{Q}{A_t} \cdot \frac{\frac{r_s}{r_n} - 1}{\rho_1} \leq \sigma_{1dop} = \frac{R_{e,K}}{\nu_n} = \frac{315}{2} \approx 158 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (33)$$

$$\sigma_1 = \frac{Q}{A_t} \cdot \frac{\frac{r_s}{r_n} - 1}{\rho_1} = \frac{15700}{1242} \cdot \frac{\frac{46,05}{42,08} - 1}{25} = 112,6 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (34)$$

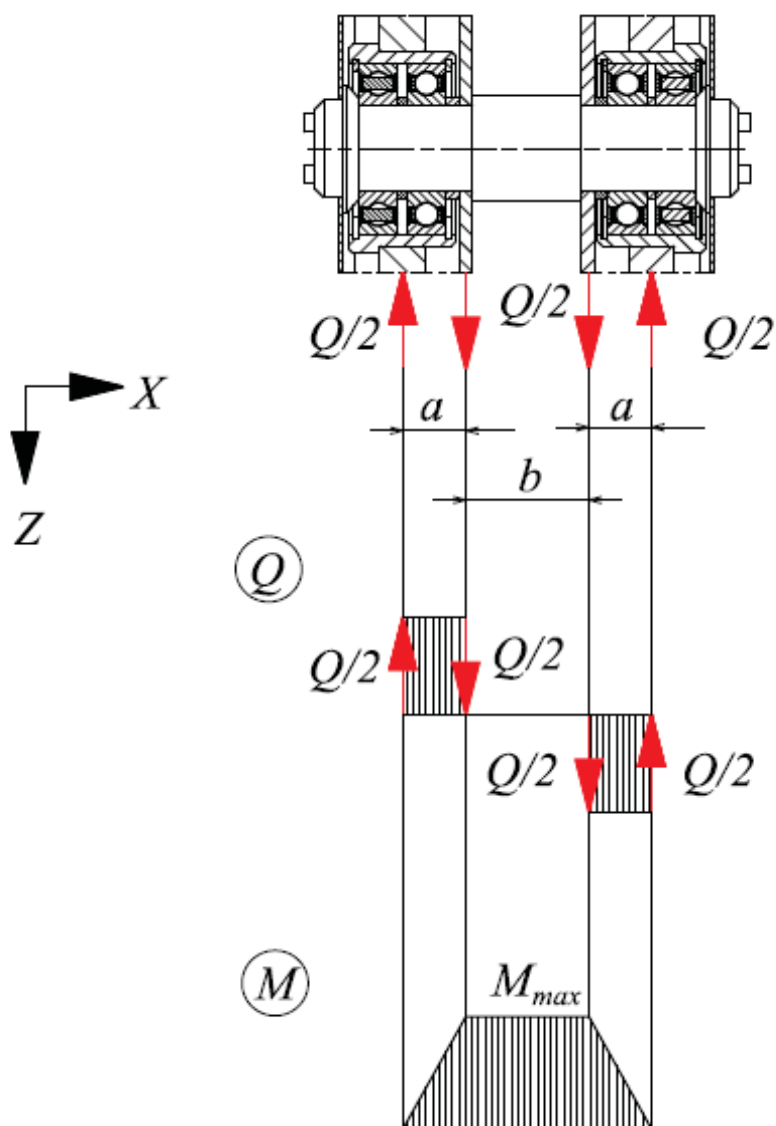
$\sigma_1 < \sigma_{1dop}$ ZADOVOLJAVA

$$\sigma_2 = \frac{Q}{A_t} \cdot \frac{\frac{r_s}{r_n} - 1}{\rho_2} \leq \sigma_{2dop} = \frac{R_{e,K}}{2,5 \cdot \nu_n} = \frac{315}{2,5 \cdot 2} = 63 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (35)$$

$$\sigma_2 = \frac{Q}{A_t} \cdot \frac{\frac{r_s}{r_n} - 1}{\rho_2} = \frac{15700}{1242} \cdot \frac{\frac{46,05}{42,08} - 1}{73} = -49,4 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (36)$$

$|\sigma_2| < \sigma_{2dop}$ ZADOVOLJAVA

2.1.8. Promjer osovine kuke



Slika 11. Opterećenje osovine kuke

- maksimalni moment:

$$M_{OK} = \frac{Q \cdot a}{4} = \frac{15700 \cdot 29}{4} = 113825 \text{ Nmm} \quad (37)$$

a - udaljenost od sredine nosećeg lima do sredine užnice, mm

- promjer osovine:

$$\sigma_{OK} = \frac{M_{OK}}{W_{xOK}} = \frac{32 \cdot M_{OK}}{d_{OK}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{OKdop} = \frac{R_{e,OK}}{1,5 \cdot \nu_n} = \frac{235}{1,5 \cdot 2} \approx 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (38)$$

$R_{e,OK}$ - granica tečenja za materijal R St 37-2, $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma_{OK} = \frac{32 \cdot M_{OK}}{d_{OK}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{OKdop} \Rightarrow d_{KO} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OK}}{\sigma_{OKdop} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 113825}{78 \cdot \pi}} = 24,6 \text{ mm} \quad (39)$$

Usvaja se promjer osovine $d_{KO} = 40 \text{ mm}$ iz konstrukcijskih razloga.

2.1.9. Kontrola trajnosti ležaja užnice

Za prethodno odabrani promjer $d_{KO} = 40 \text{ mm}$ izabiru se ležaji INA/FAG 6208-2Z sa slijedećim parametrima:

Tablica 4. Proračunski parametri ležaja 6208-2Z

| Oznaka | d_{LU} | D_{LU} | B_{LU} | $C_{r,LU}$ | $C_{0r,LU}$ |
|-----------------|----------|----------|----------|------------|-------------|
| Vrijednost | 40 | 80 | 18 | 29000 | 18000 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm | N | N |

-brzina vrtnje ležaja:

$$n_U = \frac{60 \cdot v_B}{D_U \cdot \pi} = \frac{60 \cdot \frac{2}{3}}{0,165 \cdot \pi} = 77,2 \text{ min}^{-1} \quad (40)$$

- ekvivalentna sila:

$$P_{Ll} = \frac{Q}{n_{LU}} = \frac{Q}{2 \cdot n_{LU}} = \frac{15700}{2 \cdot 2} = 3925 \text{ N} \quad (41)$$

n_{LU} - broj ležajeva po jednoj užnici

- vijek trajanja ležaja užnice:

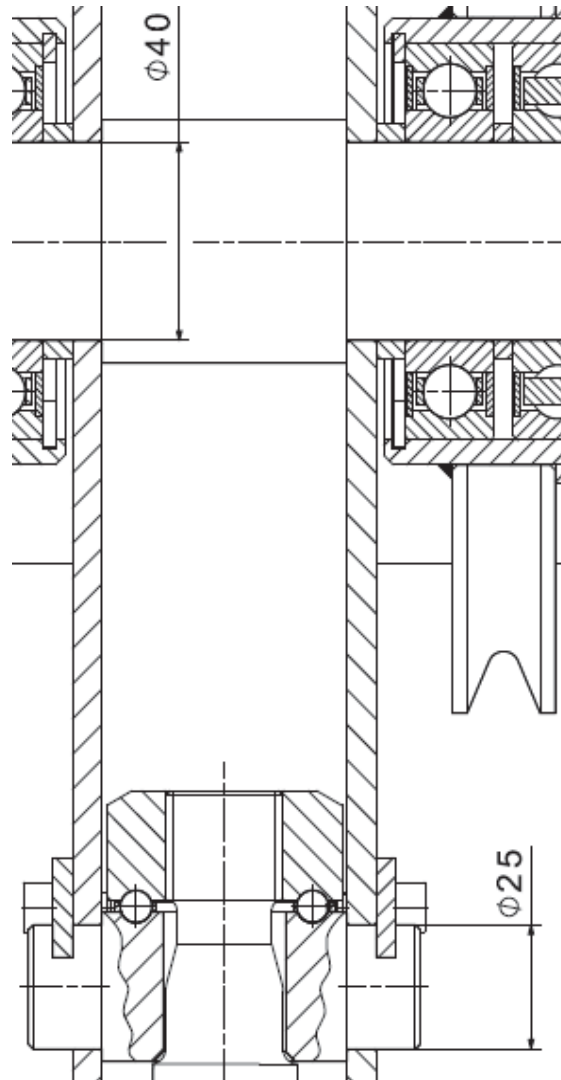
$$L_{10h,LU} = \frac{1000000}{60 \cdot n_U} \cdot \left(\frac{C_{r,LU}}{P_{Ll}} \right)^p = \frac{1000000}{60 \cdot 77,2} \cdot \left(\frac{29000}{3925} \right)^3 = 87078 \text{ h} \quad (42)$$

$C_{r,LU}$ - dinamička nosivost ležaja, N

$L_{10h,LU} > L_{POT} = 40000 \text{ h}$ ZADOVOLJAVA

2.1.10. Debljina nosivih limova kuke

Nosivi limovi kuke imaju u sebi dva nosiva provrta jedan je promjera $d_{NLK1} = 25 \text{ mm}$, a drugi je $d_{NLK2} = 40 \text{ mm}$. Debljinu nosivih limova računamo prema dodirnom pritisku za manji promjer, u našem slučaju $d_{NLK1} = 25 \text{ mm}$.



Slika 12. Prikaz dimenzija provrta nosećih limova sklopa kuke

- minimalna debljina lima:

$$p = \frac{Q}{2 \cdot \delta_{LK} \cdot d_{NLK1}} \leq p_{dop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (43)$$

p_{dop} - dopušteni dodirni pritisak između lima i ovjesa kuke, $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, [9]

$$p = \frac{Q}{2 \cdot \delta_{LK} \cdot d_{NLK1}} \leq p_{dop} \Rightarrow \delta_{LK} \geq \frac{Q}{2 \cdot p_{dop} \cdot d_{NLK1}} = \frac{15700}{2 \cdot 100 \cdot 25} = 3,14 \text{ mm} \quad (44)$$

Usvaja se debljima nosivih limova $\delta_{LK} = 6 \text{ mm}$ zbog konstrukcijskih razloga.

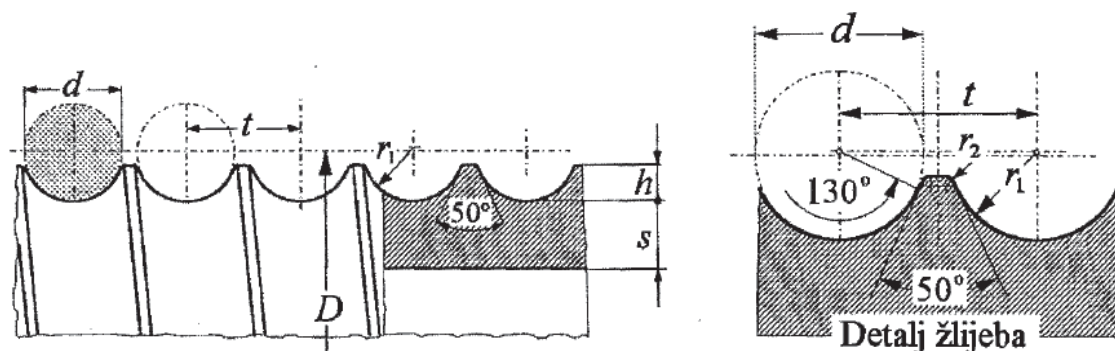
2.1.11. Dimenzije i čvrstoća bubnja

Bubanj izrađujemo od bešavne cijevi. Dimenzije cijevi uzete su iz Krautovog strojarškog priručnika, [4], a one iznose:

Tablica 5. Parametri bešavne cijevi bubnja

| Oznaka | $D_{N,BS}$ | D_{BS} | δ_{BS} |
|-----------------|------------|----------|---------------|
| Vrijednost | 200 | 216 | 8 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm |

Na slici 11. prikazan je potreban oblik žlijeba bubnja kako bi se osiguralo konstantno namatanje u jednom sloju. Za naš slučaj $D = D_{N,BS}$ tj. vanjski promjer bešavne cijevi, $d = d_{uže} = 6 \text{ mm}$, $t = t_B = 1,15 \cdot d_{uže}$ što predstavlja korak žljebova, $r_1 = 0,53 \cdot d_{uže}$ radijus zaobljenja profila žlijeba.



Slika 13. Prikaz ožljebljena s dimenzijama, [1]

- proračunske dimenzije bubnja:

Unutarnji promjer bešavne cijevi:

$$d_{BS} = D_{BS} - 2\delta_{BS} = 216 - 2 \cdot 8 = 200 \text{ mm} \quad (45)$$

Radijus zaobljenja profila žlijeba:

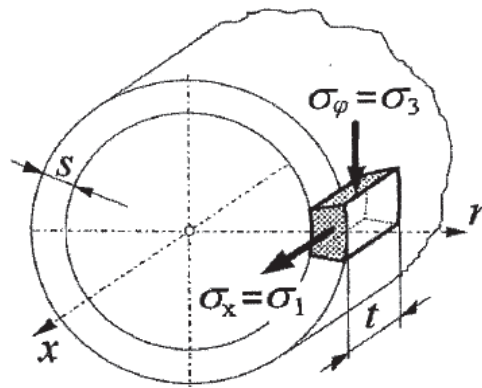
$$r_1 = 0,53 \cdot d_{uže} = 3,18 \text{ mm} \quad (46)$$

Vanjski promjer narezanog dijela bubnja:

$$D_{VNB} = D_{BS} - 2r_1 = 216 - 2 \cdot 3,18 = 209,64 \text{ mm} \quad (47)$$

Stvarna (računska) debljina stijenke bubnja nakon narezivanja:

$$s_{STV,B} = \frac{D_{VNB} - d_{BS}}{2} = \frac{209,64 - 200}{2} = 4,82 \text{ mm} \quad (48)$$



Slika 14. Prikaz napreženja elemnta stijenke bubnja

-cirkularno naprežanje:

$$\sigma_{\varphi} = 0,5 \cdot \frac{F_{uže}}{t_B \cdot s_{STV,B}} \leq \sigma_{\varphi,dop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (49)$$

$$\sigma_{\varphi} = 0,5 \cdot \frac{F_{uže}}{t_B \cdot s_{STV,B}} = 0,5 \cdot \frac{F_{uže}}{1,15 \cdot d_{uže} \cdot s_{STV,B}} = 0,5 \cdot \frac{3965}{1,15 \cdot 6 \cdot 4,82} = 59,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (50)$$

$$\sigma_{\varphi} < \sigma_{\varphi,dop} \quad \text{ZADOVOLJAVA}$$

- normalno naprežanje:

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_{uže} \cdot \sqrt{\frac{1}{D_{BS} \cdot s_{STV,B}^3}} \leq \sigma_{x,dop} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (51)$$

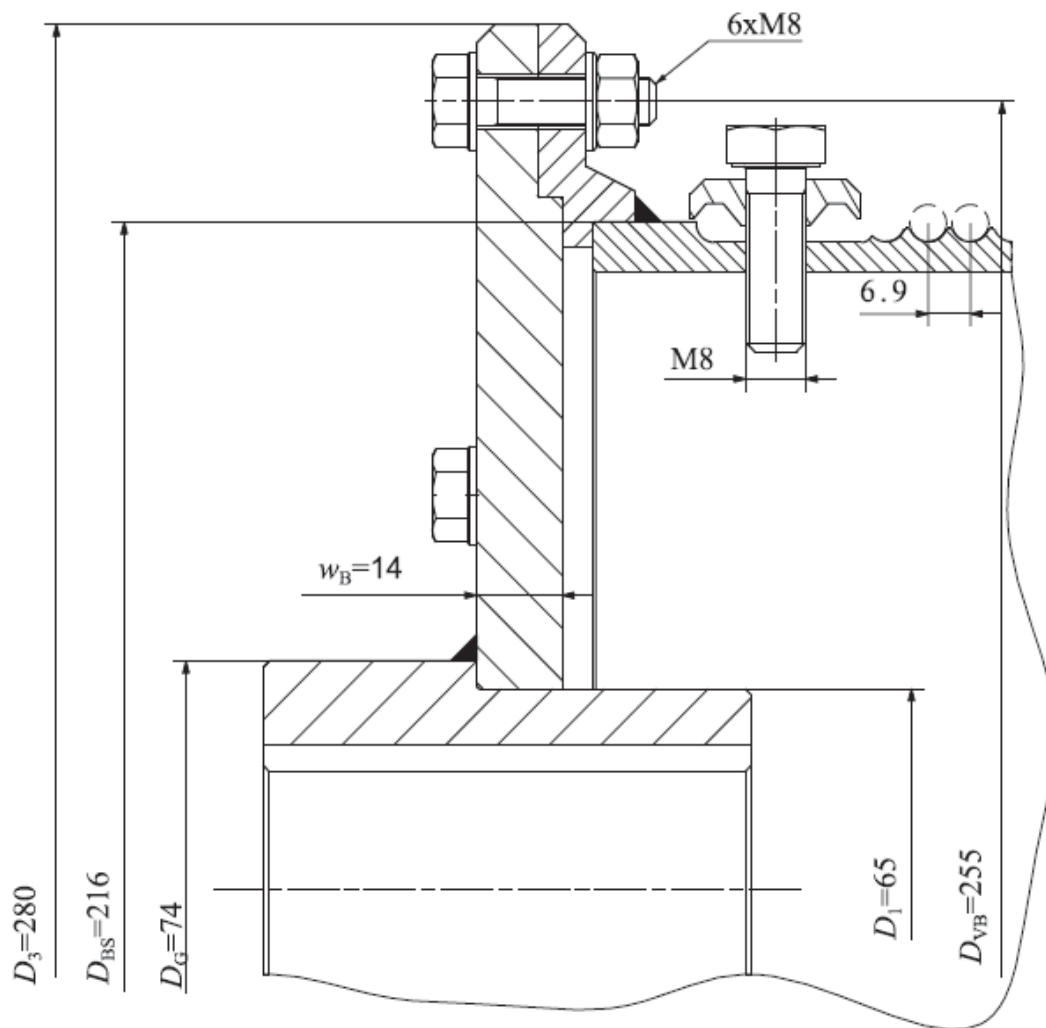
$$\sigma_x = 0,96 \cdot 3950 \cdot \sqrt{\frac{1}{216 \cdot 4,82^3}} = 24,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (52)$$

$$\sigma_x < \sigma_{x,dop} \quad \text{ZADOVOLJAVA}$$

- duljina bubnja:

$$\begin{aligned} l_B &= 2 \cdot \frac{p_{KOL} \cdot h \cdot t}{D_{BS} \cdot \pi} + 23d + 100 = 2 \cdot \frac{p_{KOL} \cdot h \cdot 1,15d}{D_{BS} \cdot \pi} + 23d + 100 = \\ &= 2 \cdot \frac{2 \cdot 6000 \cdot 1,15 \cdot 6}{216 \cdot \pi} + 23 \cdot 6 + 100 = 482 \text{ mm} \end{aligned} \quad (53)$$

- debljina čelone ploče bubnja:



Slika 15. Prikaz čelone ploče bubnja i proračunskih dimenzija

$$\sigma_{pl} = 1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_1}{D_{BS}}\right) \cdot \frac{0,1 \cdot F_{uže}}{w_B^2} \leq \sigma_{pl,dop} = 100 \frac{N}{mm^2} \quad (54)$$

$$w_B \geq \sqrt{\frac{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_1}{D_{BS}}\right) \cdot 0,1 \cdot F_{uže}}{\sigma_{pl,dop}}} \geq \sqrt{\frac{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{65}{216}\right) \cdot 0,1 \cdot 3965}{100}} \geq 2,2 \text{ mm} \quad (55)$$

Usvaja se debljina čelone ploče bubnja $w_B = 14 \text{ mm}$

- dimenzije obodnih vijaka bubnja:

Obodna sila na diobenom promjeru D_{VB} :

$$F_{OB} = \frac{2M_{2D}}{D_{VB}} = \frac{2 \cdot 487000}{255} = 3820 \text{ N} \quad (56)$$

Sila po jednom vijku:

$$F_{VB1} = \frac{F_{OB}}{n_{VB}} = \frac{3820}{6} = 637 \text{ N} \quad (57)$$

Potrebna normalna sila kako bi se osigurala dovoljna sila trenja u spoju:

$$F_{n,VB1} = \frac{F_{VB1}}{\mu} = \frac{637}{0,1} = 6370 \text{ N} \quad (58)$$

Kvaliteta materijala vijaka je 8.8 iz čega slijedi da je lomna čvrstoća $R_{m,VB} = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ i granica

tečenja $R_{e,VB} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 800 = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

$$\sigma_{VB} = \frac{F_{n,VB1}}{A_{VB}} = \frac{4 \cdot F_{n,VB1}}{d_{1,VB}^2 \cdot \pi} \leq \sigma_{VB,dop} = \frac{R_{e,VB}}{3} = \frac{640}{3} \approx 213 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (59)$$

Minimalan potreban promjer jezgre vijka:

$$d_{1,VB} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{n,VB1}}{\sigma_{VB,dop} \cdot \pi}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 6370}{213 \cdot \pi}} \geq 6,171 \text{ mm} \quad (60)$$

Usvaja se 6 vijaka M8 sa slijedećim vrijednostima:

Tablica 6. Parametri metričkog navoja M8

| Oznaka | $d_{1,M8}$ | $d_{2,M8}$ | P_{M8} |
|-----------------|------------|------------|----------|
| Vrijednost | 6,647 | 7,188 | 1,25 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm |

- potreban moment priteznja vijka na obodu bubnja:

$$M_{PR,B} = F_{n,VB1} \cdot \frac{d_{2,M8}}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_{M12} + \rho^*) \quad (61)$$

Kut uspona navoja:

$$\text{tg} \alpha_{M8} = \frac{P_{VB}}{d_{2,M8} \cdot \pi} = \frac{1,25}{7,188 \cdot \pi} = 0,0553 \text{ rad} \quad (62)$$

Korigirani kut trenja:

$$\operatorname{tg} \rho^* = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{0,1}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,1154 \text{ rad} \quad (63)$$

Kada u izraz (61) uvrstimo sve potrebne podatke dobivamo iznos momenta pritezanja vijaka kojim ostvarujemo dovoljno veliku silu trenja, između čelone ploče bubnja i prihvatne ploče tijela bubnja, kako bi prenijeli moment.

$$M_{\text{PR,B}} = 6370 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot (0,0553 + 0,1154) = 3909 \text{ Nmm} \approx 3,9 \text{ Nm} \quad (64)$$

- broj vijaka potrebnih za pridržavanje užeta:

Odabrani vijak je M10 kvalitete materijala 8.8 te je dopuštena granica tečenja $R_{e,\text{VPU}} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$F_{n,\text{VPU}} = 0,8 \cdot F_{\text{uze}} = 0,8 \cdot 3965 = 3172 \text{ N} \quad (65)$$

$$z_{\text{VPU}} \geq \frac{F_{n,\text{VPU}}}{\sigma_{\text{VB,dop}}} \cdot \left(\frac{5,2}{d_1^2 \cdot \pi} + \frac{32\mu \cdot h_{\text{PU}}}{d_1^3 \cdot \pi} \right) \geq \frac{2,5 \cdot F_{n,\text{VPU}}}{R_{e,\text{VPU}}} \cdot \left(\frac{5,2}{d_1^2 \cdot \pi} + \frac{32\mu \cdot h_{\text{PU}}}{d_1^3 \cdot \pi} \right) \geq$$

$$\frac{2,5 \cdot 3172}{800} \cdot \left(\frac{5,2}{6,647^2 \cdot \pi} + \frac{32 \cdot 0,1 \cdot 10}{6,647^3 \cdot \pi} \right) \geq 0,72 \quad (66)$$

Usvaja se broj vijaka potrebnih za pridržavanje užeta $z_{\text{VPU}} = 2$.

-moment pritezanja vijaka elektromotora za dizanje:

Motor za dizanje pričvršćen je na nosivu konstrukciju vitla preko 4 vijka M12 koji se moraju pritezati dovoljnim momentom kako bi se ostvarila veza trenjem.

Tablica 7. Parametri metričkog navoja M12

| Oznaka | $d_{1,\text{M12}}$ | $d_{2,\text{M12}}$ | P_{M12} |
|-----------------|--------------------|--------------------|------------------|
| Vrijednost | 10,106 | 10,863 | 1,75 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm |

Obodna sila na prirubnici motora

$$F_{\text{OD}} = \frac{2M_{2D}}{D_{\text{MD}}} = \frac{2 \cdot 487000}{215} = 4530 \text{ N} \quad (67)$$

Sila po jednom vijku

$$F_{VD} = \frac{F_{OD}}{n_{VB}} = \frac{4530}{4} \approx 1133 \text{ N} \quad (68)$$

Potrebna normalna sila kako bi se osigurala dovoljna sila trenja u spoju

$$F_{n,VD} = \frac{F_{VD}}{\mu} = \frac{1133}{0,1} = 11330 \text{ N} \quad (69)$$

Izraz za potrebni moment pritezanja vijaka

$$M_{PR,MD} = F_{n,VD} \cdot \frac{d_{2,M12}}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_{M12} + \rho^*) \quad (70)$$

Kut uspona navoja:

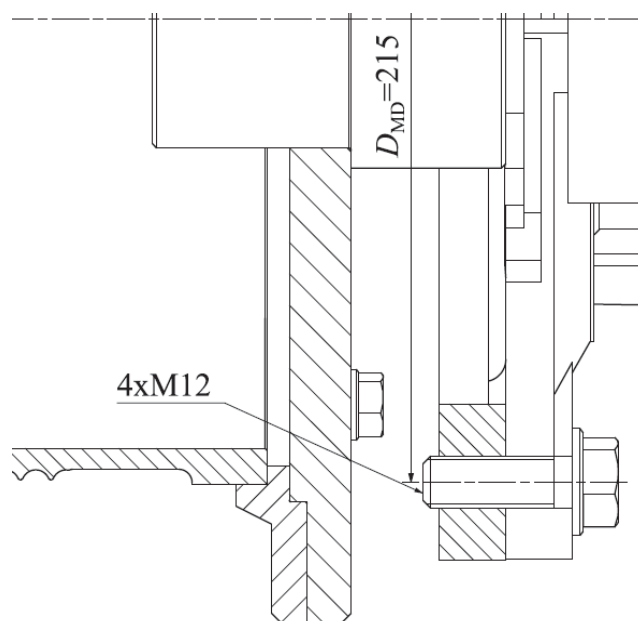
$$\text{tg} \alpha_{M12} = \frac{P_{VB}}{d_{2,M12} \cdot \pi} = \frac{1,25}{10,863 \cdot \pi} = 0,0513 \text{ rad} \quad (71)$$

Korigirani kut trenja:

$$\text{tg} \rho^* = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{0,1}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,1154 \text{ rad} \quad (72)$$

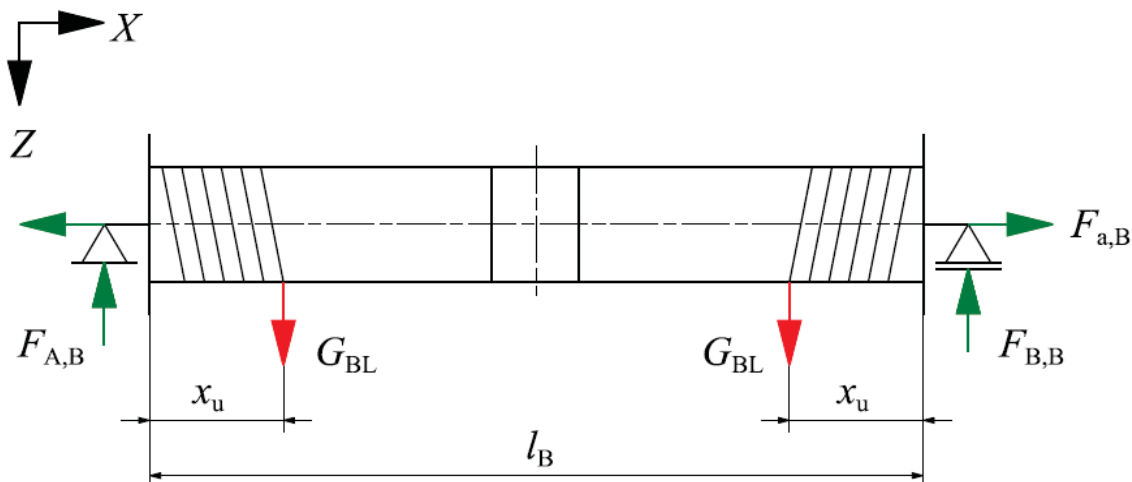
Kada uvrstimo izračunate vrijednosti u (70), dobivamo

$$M_{PR,MD} = 11330 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot (0,0513 + 0,1154) = 10255 \text{ Nmm} \approx 10,3 \text{ Nm} \quad (73)$$



Slika 16. Prikaz spoja motora za dizanje s nosivom konstrukcijom bubnja

- promjer rukavca bubnja:



Slika 17. Prikaz sila koje djeluju na bubanj

Sila na rukavcu bubnja $F_{B,B}$:

$$G_{BL} = F_{užc} + G_{SK} = 3965 + 210 = 4175 \text{ N} \quad (74)$$

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow -F_{a,B} + F_{A,B} = 0 \quad (75)$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow -F_{A,B} + G_{BL} + G_{BL} - F_{B,B} = 0 \quad (76)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 &\Rightarrow -G_{BL} \cdot x_u - G_{BL} \cdot (l_B - x_u) - F_{B,B} \cdot l_B = 0 \\ F_{B,B} \cdot l_B &= G_{BL} \cdot x_u + G_{BL} \cdot (l_B - x_u) \\ F_{B,B} \cdot l_B &= G_{BL} \cdot l_B \\ F_{B,B} &= G_{BL} = 4175 \text{ N} \end{aligned} \quad (77)$$

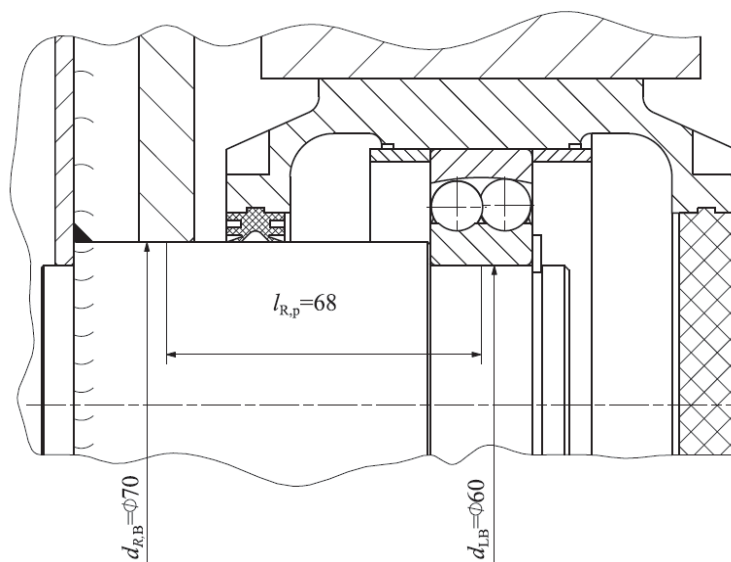
Promjer rukavca računamo pomoću slijedećeg izraza:

$$\sigma_{R,B} = \frac{M_{R,B}}{W_{R,B}} = \frac{F_{B,B} \cdot l_{R,p}}{\frac{d_{R,B}^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{32 \cdot F_{B,B} \cdot l_{R,p}}{d_{R,B}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{R,B \text{ dop}} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (78)$$

Iz izraza (70) dolazimo do izraza za promjer rukavca bubnja:

$$d_{R,B} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{B,B} \cdot l_{R,p}}{\sigma_{R,B \text{ dop}} \cdot \pi}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4175 \cdot 68}{75 \cdot \pi}} \geq 33,4 \text{ mm} \quad (79)$$

Usvaja se promjer rukavca bubnja $d_{R,B} = 70 \text{ mm}$ iz konstrukcijskih razloga.



Slika 18. Prikaz rukavca bubnja i ležajne jedinice sa samoudesivim ležajem

2.1.12. Kontrola trajnosti samoudesivog ležaja ležajne jedinice bubnja

Bubanj elektro-vitla oslanja se jednom stranom na izlazno vratilo elektromotora za dizanja, a druga strana uležištena je ležajnom jedinicom sa samoudesivim ležajem INA/FAG SNV110-DH1212 prikazanog na slici 16. u presjeku i na slici 17 u izometriji.

Odnos aksijalne i radijalne sile:

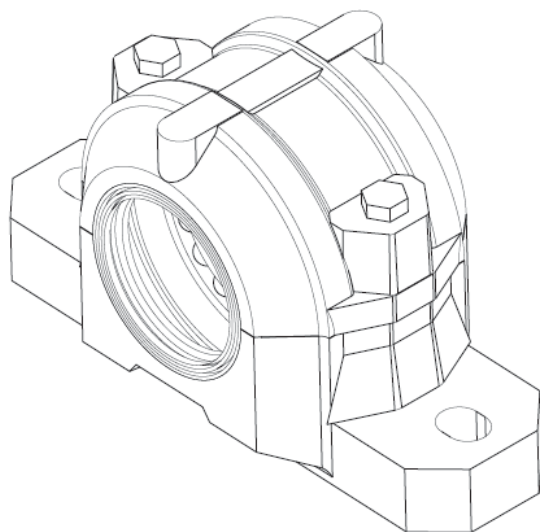
$$\frac{F_{a,B}}{F_{r,B}} = \frac{0,1 \cdot F_{uže}}{F_{B,B}} = \frac{0,1 \cdot 3965}{4175} = 0,095 \quad (80)$$

$$\frac{F_{a,B}}{F_{r,B}} < e_{SL} = 0,18 \quad (81)$$

Ako je odnos aksijalne i radijalne sile $\frac{F_{a,B}}{F_{r,B}}$ manji

od faktora e_{SL} tada koristimo slijedeći izraz za računanje ekvivalentne sile:

$$P_{SL} = F_{r,B} + Y_1 \cdot F_{a,B} \quad (82)$$



Slika 19. INA/FAG SNV110-DH1212

Tablica 8. Parametri samoudesivog ležaja

| Oznaka | d_{SL} | D_{SL} | B_{SL} | $C_{r,SL}$ | $C_{0r,SL}$ | Y_1 |
|-----------------|----------|----------|----------|------------|-------------|-------|
| Vrijednost | 60 | 110 | 22 | 30500 | 18000 | 3,47 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm | N | N | |

- ekvivalentna sila:

$$P_{SL} = 4175 + 3,47 \cdot 396,5 = 5511 \text{ N} \quad (83)$$

Y_1 - koeficint aksijane sile pri izračunu ekvivalentne sile, [5]

- vijek trajanja ležaja bubnja:

$$L_{10h,BU} = \frac{1000000}{60 \cdot n_B} \cdot \left(\frac{C_{r,SL}}{P_{SL}} \right)^p = \frac{1000000}{60 \cdot 59} \cdot \left(\frac{35000}{5511} \right)^3 = 47885 \text{ h} \quad (84)$$

$C_{r,SL}$ - dinamička nosivost samoudesivog ležaja, N

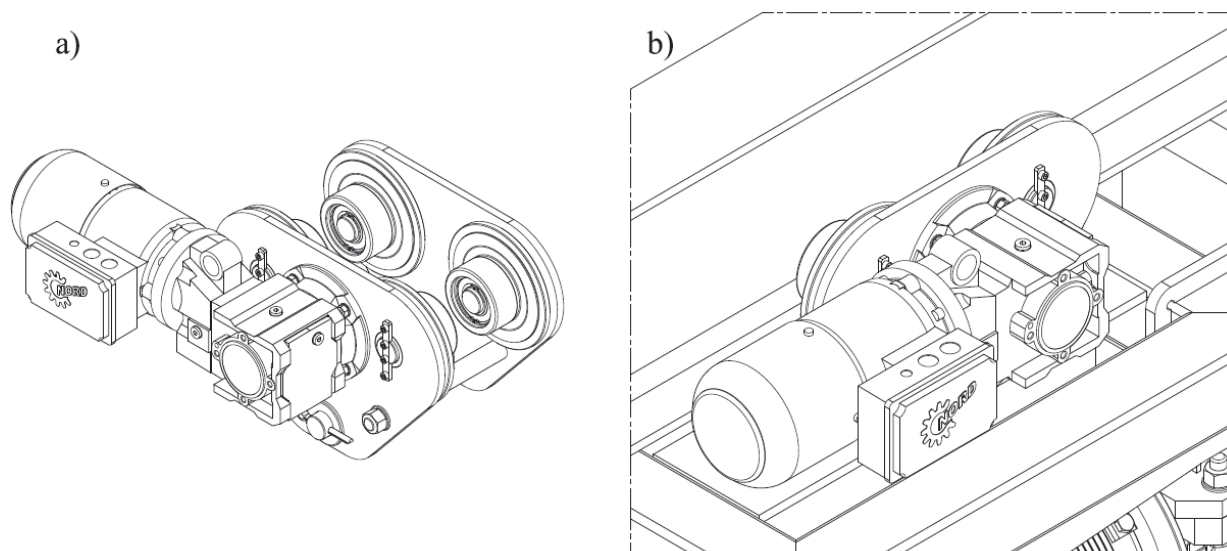
$$L_{10h,BU} > L_{POT} = 40000 \text{ h} \quad \text{ZADOVOLJAVA}$$

2.2. MEHANIZAM ZA POPREČNU VOŽNJU

Zadani parametri mehanizma za dizanje su slijedeći:

Tablica 9. Parametri zadani za vožnju

| Parametar | Oznaka | Iznos | Mjerna jedinica |
|----------------|--------|-------|-----------------|
| Brzina vožnje | v_2 | 10 | m/min |
| Pogonska grupa | 2m | | |



Slika 20. Izometrija mehanizma za poprečnu vožnju, a) samostalni prikaz, b) prikaz u sklopu

2.2.1 Potrebna snaga za ustaljenu vožnju

Ukupna masa koju je potrebno voziti:

$$m_{v1,UK} = Q_t + m_{VT} + m_{v1} = 1600 + 203 + 33 = 1836 \text{ kg} \quad (85)$$

Sila pri ustaljenoj vožnji:

$$F_{vož1} = m_{v1,UK} \cdot g \cdot f_V = 1836 \cdot 9,81 \cdot 0,01 = 180 \text{ N} \quad (86)$$

$$P_{vož1} = \frac{F_{vož1} \cdot v_2}{60 \cdot \eta_{vož}} = \frac{180 \cdot 10}{60 \cdot 0,9} = 33 \text{ W} \quad (87)$$

$\eta_{vož1}$ - faktor iskoristivosti mehanizma za vožnju

2.2.2. Potrebna snaga za pokretanje

Sila potrebna za pokretanje:

$$F_{P,vož1} = F_{vož1} + \beta_V \cdot m_{v1,UK} \cdot \frac{v_2}{t_p} = 180 + 1,2 \cdot 1836 \cdot \frac{10}{60 \cdot 1} = 547 \text{ N} \quad (88)$$

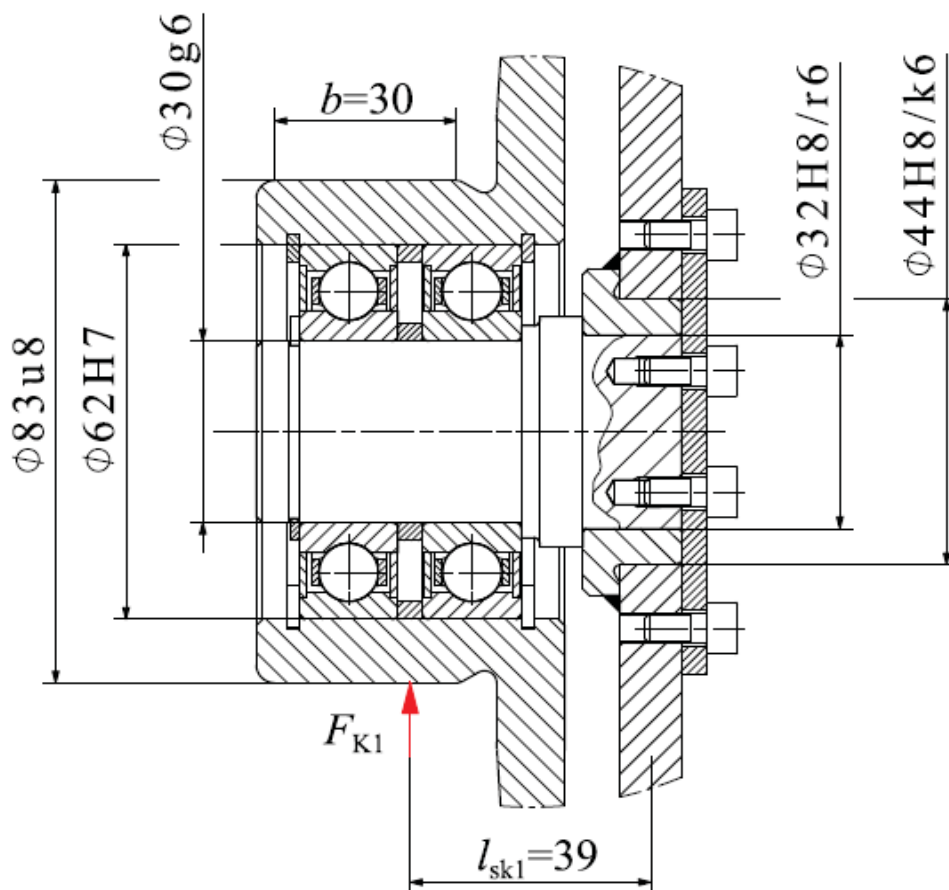
Nominalna sila pokretanja:

$$F_{n,vožl} = 0,6F_{p,vožl} = 0,6 \cdot 547 = 328 \text{ N} \quad (89)$$

Snaga potrebna za pokretanja:

$$P_{n,vožl} = \frac{F_{n,vožl} \cdot v_2}{60 \cdot \eta_{vož}} = \frac{328 \cdot 10}{60 \cdot 0,9} = 61 \text{ W} \quad (90)$$

2.2.3. Promjer kotača



Slika 21. Prikaz kotača s dimenzijama

Minimalni promjer kotača računamo prema slijedećem izrazu:

$$D_{K1} \geq \frac{F_{K1}}{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b \cdot p_{dop,K}} \quad (91)$$

c_1 - koeficijent materijala tračnice, [1]

c_2 - koeficijent brzine vrtnje kotača, [1]

c_3 - koeficijent pogonske grupe, [1]

Opterećenje kotača:

$$F_{\min,V1} = (m_{VT} + m_{v1}) \cdot g = (203 + 33) \cdot 9,81 = 2135 \text{ N} \quad (92)$$

$$F_{\max,V1} = m_{v1,UK} \cdot g = 1836 \cdot 9,81 = 18012 \text{ N} \quad (93)$$

$$F_{K1} = \frac{1}{n_{K,vož}} \cdot \frac{F_{\min,V1} + 2F_{\max,V1}}{3} = \frac{1}{4} \cdot \frac{2135 + 2 \cdot 18012}{3} = 3195 \text{ N} \quad (94)$$

Uvrštavanjem podataka u izraza (84) dolazimo minimalnog promjer kotača:

$$D_{K1} \geq \frac{3195}{0,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 30 \cdot 5,6} \geq 38,04 \text{ mm} \quad (95)$$

Usvaja se promjer kotača poprečnog vozička $D_{K1} = 83 \text{ mm}$.

2.2.4. Brzina vrtnje kotača poprečnog vozička

$$n_{KV1} = \frac{v_2}{D_{K1} \cdot \pi} = \frac{10}{0,083 \cdot \pi} = 38,4 \text{ min}^{-1} \quad (96)$$

2.2.5. Provjera nosivosti kotača

Nakon što smo izračunali stvarnu brzinu vrtnje radimo provjeru maksimalne nosivosti kotača sa korigiranim koeficijentima c_1, c_2, c_3 .

$$F_{K1,max} = D_{K1} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b \cdot p_{dop,K} = 83 \cdot 0,5 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 5,6 \cdot 30 = 6762 \text{ N} \quad (97)$$

$$F_{K1,max} > F_{K1} \text{ ZADOVOLJAVA}$$

2.2.6. Motor za poprečnu vožnju

Izbor motora za poprečnu vožnju vršimo prema snazi potrebnoj za pokretanje $P_{n,vož1}$. U ponudi proizvođača elektromotora NORD najmanja snaga je 120W. Stoga izabiremo elektromotors kutnim reduktorom i kočnicom:

NORD SK 92072VF-63 S/4 Bre5 TW

Tablica 10. Parametri motora NORD SK 92072VF-63 S/4 Bre5 TW

| Oznaka | P_{V1} | n_{2V1} | M_{2V1} | $f_{B,V1}$ | $i_{RED,V1}$ | $m_{EM,V1}$ | $F_{A,V1}$ | $F_{R,V1}$ |
|-----------------|----------|-------------------|-----------|------------|--------------|-------------|------------|------------|
| Iznos | 0,12 | 117 | 10 | 9,2 | 11,06 | 9 | 3,3 | 5,1 |
| Mjerna jedinica | kW | min^{-1} | Nm | | | kg | kN | kN |

2.2.7. Idealni prijenosni omjer

$$i_{V1} = \frac{n_{2V1}}{n_{KV1}} = \frac{117}{38,4} = 3,04 \quad (98)$$

2.2.8. Stvarni prijenosni omjer

Izabiremo pogonski zupčanik s brojem zubi $z_{v1,1} = 17$ i normalnim modulom $m_{z,v1} = 3$ mm

$$z_{v1,2} = i_{v1} \cdot z_{v1,1} = 3,04 \cdot 17 = 51,68 \quad (99)$$

Usvajamo broj zubi gonjenog zupčanika $z_{v1,2} = 50$

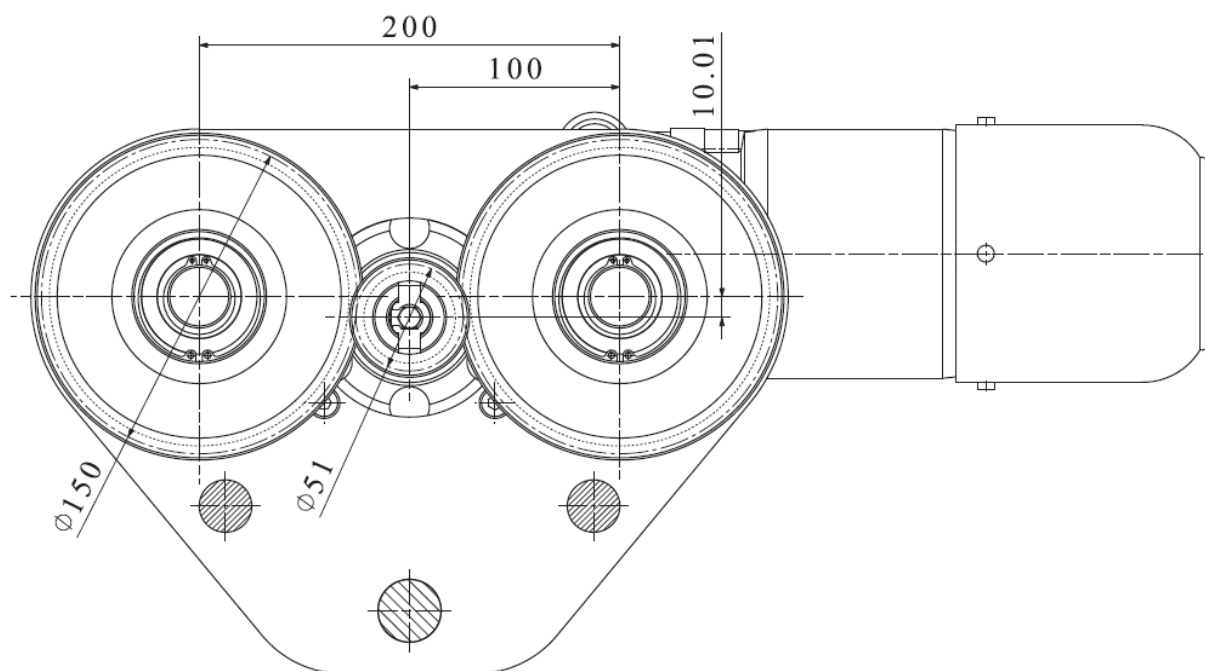
$$i_{v1,STV} = \frac{z_{v1,2}}{z_{v1,1}} = \frac{50}{17} = 2,941 \quad (100)$$

Što je ostupanje od $\Delta v_{2,STV} = 3,26\%$ što zadovoljava naš kriterij od $\Delta v_{2,POT} = \pm 5\%$.

2.2.9. Ukupni prijenosni odnos poprečnog mehanizma za vožnju

$$i_{meh,v1} = \frac{\omega_{EM,v1}}{v_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot i_{RED,v1} \cdot n_{2,v1}}{v_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 11,06 \cdot 117}{10} = 813 \text{ m}^{-1} \quad (101)$$

Na slici 22. prikazan je zupčanički pogon poprečnog vozička na kojoj su vidljivi izračunati diobeni promjeri pogonskog i gonjenih zupčanika. Pogonski zupčanik direktno je spojen na izlazno vratilo reduktora elektromotora, dok se ozubljenje gonjenih zupčanika nalazi na vijencu kotača.



Slika 22. Prikaz zupčaničkog pogona poprečnog vozička

2.2.10. Provjera pri pokretanju

Provjeru pokretanjavršimo tako, da moment pokretanja, koji motor može ostvariti, mora biti veći od zbroja momenta ubrzanja masa i stacionarnog momenta.

Nazivni moment elektromotora na izlaznom vratilu (bez reduktora):

$$M_{n,V1} = \frac{P_{V1}}{\omega_{EM,V1}} = \frac{P_{V1}}{2 \cdot \pi \cdot i_{RED,V1} \cdot n_{2,V1}} = \frac{120}{2 \cdot \pi \cdot 11,06 \cdot 117} = 0,886 \text{ Nm} \quad (102)$$

Stacionarni moment pokretanja:

$$M_{st,V1} = F_{vož} \cdot \frac{1}{\eta_{vož}} \cdot \frac{1}{i_{meh,V1}} = 180 \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{813} = 0,2462 \text{ Nm} \quad (103)$$

Moment ubrzanja masa pri pokretanju:

$$M_{ub,V1} = (J_{rot,V1} + J_{tr,V1}) \cdot \varepsilon_{V1} \quad (104)$$

$$J_{rot,V1} = \beta \cdot (J_{EM,V1} + J_{S,V1}) = 1,2 \cdot (0,00093 + 0) = 0,001116 \text{ kgm}^2 \quad (105)$$

$$J_{tr,V1} = \frac{m_{V1,UK}}{\eta_{vož}} \cdot i_{meh,V1}^{-2} = \frac{1836}{0,9} \cdot 813^{-2} = 0,003086 \text{ kgm}^2 \quad (106)$$

Potrebno kutno ubrzanje:

$$\varepsilon_{V1} = \frac{\omega_{EM,V1}}{t_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot i_{RED,V1} \cdot n_{2,V1}}{60 \cdot t_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 11,06 \cdot 117}{60 \cdot 1} = 135,5 \text{ s}^{-2} \quad (107)$$

Kada vrijednosti izračunate pod (105),(106),(107) vratimo u izraz (104) dobivamo:

$$M_{ub,V1} = (0,001116 + 0,003086) \cdot 135,5 = 0,5694 \text{ Nm} \quad (108)$$

$$\begin{aligned} M_{p,V1} \geq M_{ub,V1} + M_{st,V1} &\Rightarrow f_{B,V1} \cdot M_{n,V1} \geq M_{ub,V1} + M_{st,V1} \\ 9,2 \cdot 0,886 &\geq 0,2462 + 0,5694 \\ 8,15 &\geq 0,816 \end{aligned} \quad (109)$$

Odabrani elektromotor ZADOVOLJAVA zahtjeve pokretanja.

2.2.11. Svornjak za ležajeve

Na slici 21. prikazane su sve računске dimenzije potrebne za izračunavanje promjera svornjaka na savijanje.

$$\sigma_{S,V1} = \frac{M_{S,V1}}{W_{S,V1}} = \frac{F_{K1} \cdot l_{sk1}}{d_{S,V1}^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot F_{K1} \cdot l_{sk1}}{d_{S,V1}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{S,V1dop} = \frac{235}{2 \cdot \nu_n} = \frac{235}{2 \cdot 2} \approx 59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (110)$$

$$d_{S,V1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{K1} \cdot l_{sk1}}{\sigma_{S,V1dop} \cdot \pi}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3195 \cdot 39}{59 \cdot \pi}} \geq 27,7 \text{ mm} \quad (111)$$

Usvaja se promjer svornjaka $d_{S,V1} = 30 \text{ mm}$.

2.2.12. Provjera vijeka trajanja ležaja

Za prethodno odabrani promjer $d_{S,V1} = 30 \text{ mm}$ izabiru se ležaji INA/FAG 6206-2Z sa slijedećim parametrima:

Tablica 11. Proračunski parametri ležaja 6206-2Z

| Oznaka | d_{V1} | D_{V1} | B_{V1} | $C_{r,V1}$ | $C_{0r,V1}$ |
|-----------------|----------|----------|----------|------------|-------------|
| Vrijednost | 30 | 62 | 15 | 19300 | 11200 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm | N | N |

- ekvivalentna sila:

$$P_{L,V1} = \frac{F_{K1}}{n_{L,V1}} = \frac{3195}{2} \approx 1598 \text{ N} \quad (112)$$

$n_{L,V1}$ - broj ležajeva po kotaču

- vijek trajanja ležaja užnice:

$$L_{10h,V1} = \frac{1000000}{60 \cdot n_{KV1}} \cdot \left(\frac{C_{r,V1}}{P_{L1,V1}} \right)^p = \frac{1000000}{60 \cdot 38,4} \cdot \left(\frac{19300}{1598} \right)^3 = 764643 \text{ h} \quad (113)$$

$C_{r,V1}$ - dinamička nosivost ležaja, N

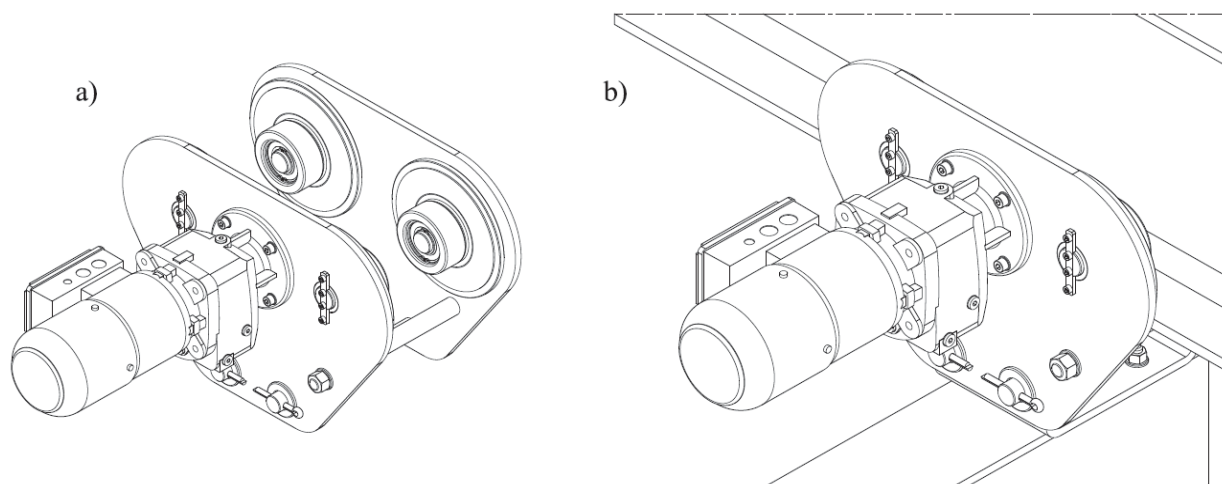
$L_{10h,V1} > L_{POT} = 40000 \text{ h}$ ZADOVOLJAVA

2.3. MEHANIZAM ZA UZDUŽNU VOŽNJU

Zadani parametri mehanizma za dizanje su sljedeći:

Tablica 12. Parametri zadani za vožnju

| Parametar | Oznaka | Iznos | Mjerna jedinica |
|----------------|--------|-------|-----------------|
| Brzina vožnje | v_2 | 10 | m/min |
| Pogonska grupa | 2m | | |



Slika 23. Izometrija mehanizma za uzdužnu vožnju, a) samostalni prizaz, b) prizkaz u sklopu

2.3.1 Potrebna snaga za ustaljenu vožnju

Ukupna masa koju je potrebno voziti:

$$m_{v2,UK} = m_{v1,UK} + m_{PN} + m_{v2} = 1836 + 231 + 52 = 2119 \text{ kg} \quad (114)$$

Sila pri ustaljenoj vožnji:

$$F_{vož2} = m_{v1,UK} \cdot g \cdot f_V = 2071 \cdot 9,81 \cdot 0,01 = 208 \text{ N} \quad (115)$$

$$P_{vož2} = \frac{F_{vož2} \cdot v_2}{60 \cdot \eta_{vož}} = \frac{208 \cdot 10}{60 \cdot 0,9} = 38,5 \text{ W} \quad (116)$$

$\eta_{vož2}$ - faktor iskoristivosti mehanizma za vožnju

2.3.2. Potrebna snaga za pokretanje

Sila potrebna za pokretanje:

$$F_{P,vož2} = F_{vož2} + \beta_V \cdot m_{v2,UK} \cdot \frac{v_2}{t_p} = 208 + 1,2 \cdot 2119 \cdot \frac{10}{60 \cdot 1} = 632 \text{ N} \quad (117)$$

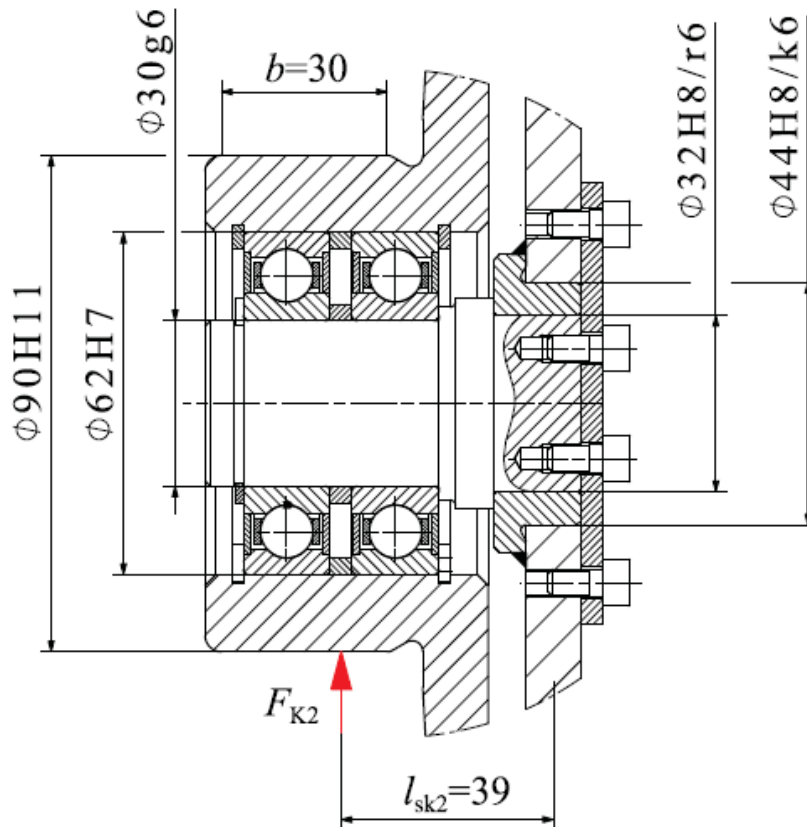
Nominalna sila pokretanja:

$$F_{n,vož2} = 0,6F_{p,vož2} = 0,6 \cdot 632 = 379 \text{ N} \quad (118)$$

Snaga potrebna za pokretanja:

$$P_{n,vož2} = \frac{F_{n,vož2} \cdot v_2}{60 \cdot \eta_{vož}} = \frac{379 \cdot 10}{60 \cdot 0,9} = 70,2 \text{ W} \quad (119)$$

2.3.3. Promjer kotača



Slika 24. Prikaz kotača s dimenzijama

Minimalni promjer kotača računamo prema slijedećem izrazu:

$$D_{K2} \geq \frac{F_{K2}}{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b \cdot p_{dop,K}} \quad (120)$$

Opterećenje kotača:

$$F_{min,V2} = (m_{VT} + m_{v1} + m_{PN} + m_{v2}) \cdot g = (203 + 33 + 231 + 52) \cdot 9,81 = 5091 \text{ N} \quad (121)$$

$$F_{max,V2} = m_{v2,UK} \cdot g = 2119 \cdot 9,81 = 20787 \text{ N} \quad (122)$$

$$F_{K2} = \frac{1}{n_{K,vož}} \cdot \frac{F_{min,V2} + 2F_{max,V2}}{3} = \frac{1}{4} \cdot \frac{5091 + 2 \cdot 20787}{3} = 3889 \text{ N} \quad (123)$$

Uvrštavanjem podataka u izraza (120) dolazimo minimalnog promjer kotača:

$$D_{K2} \geq \frac{3889}{0,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 30 \cdot 5,6} \geq 46,3 \text{ mm} \quad (124)$$

Usvaja se promjer kotača uzdužnog vozička $D_{K1} = 90 \text{ mm}$.

2.3.4. Brzina vrtnje kotača uzdužnog vozička

$$n_{KV2} = \frac{v_2}{D_{K2} \cdot \pi} = \frac{10}{0,09 \cdot \pi} = 35,4 \text{ min}^{-1} \quad (125)$$

2.3.5. Motor za poprečnu vožnju

Izbor motora za poprečnu vožnju vršimo prema snazi poprebnoj za pokretanje $P_{n,vož2}$. U ponudi proizvođača elektromotora NORD najmanja snaga je 120W. Stoga izabiremo elektromotora kutnim reduktorom i kočnicom:

NORD SK 02VF-63 S/4 Bre5 TW

Tablica 13. Parametri motora NORD SK 02VF-63 S/4 Bre5 TW

| Oznaka | P_{V2} | n_{2V2} | M_{2V2} | $f_{B,V2}$ | $i_{RED,V2}$ | $m_{EM,V2}$ | $F_{A,V2}$ | $F_{R,V2}$ |
|-----------------|----------|-------------------|-----------|------------|--------------|-------------|------------|------------|
| Iznos | 0,12 | 101 | 11 | 6,2 | 12,82 | 12 | 2,4 | 3,3 |
| Mjerna jedinica | kW | min^{-1} | Nm | | | kg | kN | kN |

2.3.6. Idealni prijenosni omjer

$$i_{V2} = \frac{n_{2V2}}{n_{KV2}} = \frac{101}{35,4} = 2,856 \quad (126)$$

2.3.7. Stvarni prijenosni omjer

Izabiremo pogonski zupčanik s brojem zubi $z_{V1,1} = 22$ i normalno modulom $m_{Z,V1} = 3 \text{ mm}$

$$z_{V2,2} = i_{V1} \cdot z_{V2,1} = 2,856 \cdot 22 = 62,82 \quad (127)$$

Usvajamo broj zubi gonjenog zupčanika $z_{V2,2} = 63$

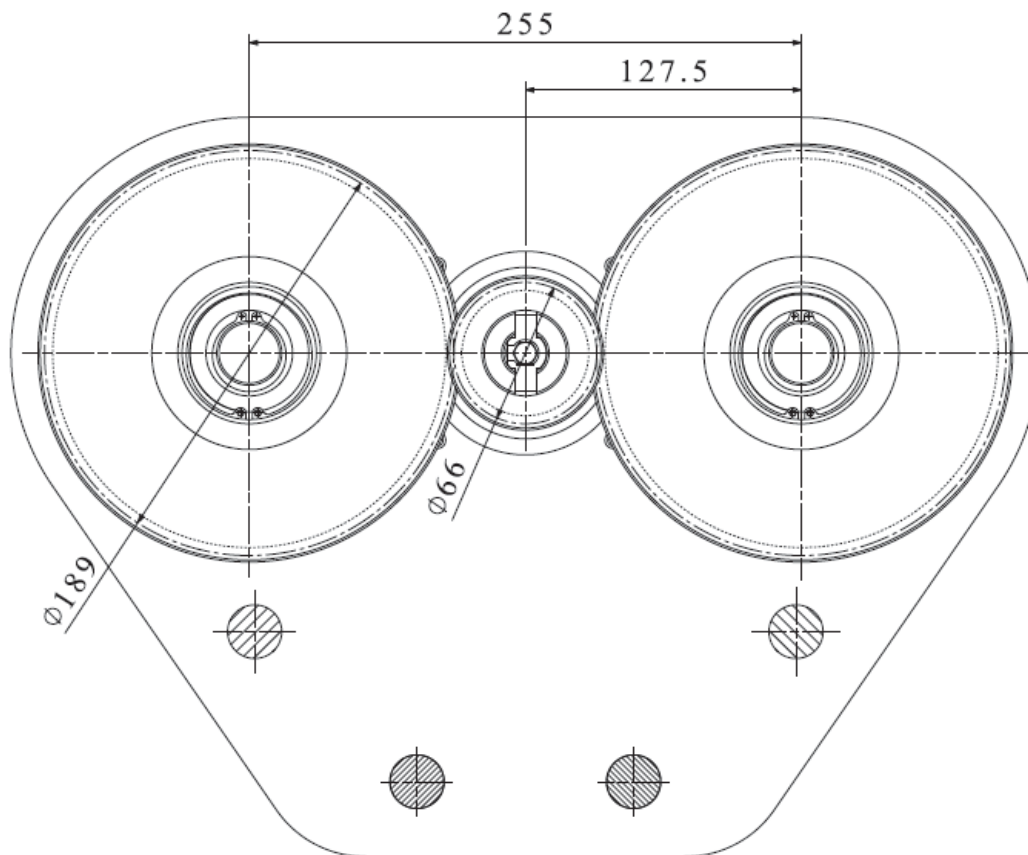
$$i_{V2,STV} = \frac{z_{V2,2}}{z_{V2,1}} = \frac{63}{22} = 2,864 \quad (128)$$

Što je ostupanje od $\Delta v_{2,STV} = 0,27\%$ što zadovoljava naš kriterij od $\Delta v_{2,POT} = \pm 5\%$.

2.3.8. Ukupni prijenosni odnos uzdužnog mehanizma za vožnju

$$i_{meh,V2} = \frac{\omega_{EM,V2}}{v_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot i_{RED,V2} \cdot n_{2,V2}}{v_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,82 \cdot 101}{10} = 813 \text{ m}^{-1} \quad (129)$$

Na slici 25. prikazan je zupčanički pogon uzdužnog vozička na kojoj su vidljivi izračunati diobeni promjeri pogonskog i gonjenih zupčanika. Pogonski zupčanik direktno je spojen na izlazno vratilo reduktora elektromotora, dok se ozubljenje gonjenih zupčanika nalazi na vjencu kotača.



Slika 25. Prikaz zupčaničkog pogona uzdužnog vozička

2.3.9. Provjera pri pokretanju

Provjeru pokretanja vršimo tako da moment pokretanja, koji motor može ostvariti, mora biti veći od zbroja momenta ubrzanja masa i stacionarnog momenta.

Nazivni moment elektromotora na izlaznom vratilu (bez reduktora):

$$M_{n,V2} = \frac{P_{V2}}{\omega_{EM,V2}} = \frac{P_{V2}}{2 \cdot \pi \cdot i_{RED,V2} \cdot n_{2,V2}} = \frac{120}{2 \cdot \pi \cdot 12,82 \cdot 101} = 0,886 \text{ Nm} \quad (130)$$

Stacionarni moment pokretanja:

$$M_{st,V2} = F_{vož} \cdot \frac{1}{\eta_{vož}} \cdot \frac{1}{i_{meh,V2}} = 208 \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{813} = 0,2843 \text{ Nm} \quad (131)$$

Moment ubrzanja masa pri pokretanju:

$$M_{ub,V2} = (J_{rot,V2} + J_{tr,V2}) \cdot \varepsilon_{V2} \quad (132)$$

$$J_{rot,V2} = \beta \cdot (J_{EM,V2} + J_{S,V2}) = 1,2 \cdot (0,00093 + 0) = 0,001116 \text{ kgm}^2 \quad (133)$$

$$J_{tr,V2} = \frac{m_{v2,UK}}{\eta_{vož}} \cdot i_{meh,V2}^{-2} = \frac{2119}{0,9} \cdot 813^{-2} = 0,003562 \text{ kgm}^2 \quad (134)$$

Potrebno kutno ubrzanje:

$$\varepsilon_{V2} = \frac{\omega_{EM,V2}}{t_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot i_{RED,V2} \cdot n_{2,V2}}{60 \cdot t_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,82 \cdot 101}{60 \cdot 1} = 135,5 \text{ s}^{-2} \quad (135)$$

Kada vrijednosti izračunate pod (133),(134),(135) vratimo u izraz (132) dobivamo:

$$M_{ub,V2} = (0,001116 + 0,003562) \cdot 135,5 = 0,6339 \text{ Nm} \quad (136)$$

$$\begin{aligned} M_{p,V2} \geq M_{ub,V2} + M_{st,V2} &\Rightarrow f_{B,V2} \cdot M_{n,V2} \geq M_{ub,V2} + M_{st,V2} \\ 6,2 \cdot 0,886 &\geq 0,2843 + 0,6339 \\ 8,15 &\geq 0,9182 \end{aligned} \quad (137)$$

Odabrani elektromotor ZADOVOLJAVA zahtjeve pokretanja.

2.3.10. Svornjak za ležajeve

Na slici 23. prikazane su sve računске dimenzije potrebne za izračunavanje promjera svornjaka na savijanje.

$$\sigma_{S,V2} = \frac{M_{S,V2}}{W_{S,V2}} = \frac{F_{K2} \cdot l_{sk2}}{d_{S,V2}^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot F_{K2} \cdot l_{sk2}}{d_{S,V2}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{S,V2 \text{ dop}} = \frac{235}{2 \cdot v_n} = \frac{235}{2 \cdot 2} \approx 59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (138)$$

$$d_{S,V2} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{K2} \cdot l_{sk2}}{\sigma_{S,V2 \text{ dop}} \cdot \pi}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3889 \cdot 39}{59 \cdot \pi}} \geq 29,7 \text{ mm} \quad (139)$$

Usvaja se promjer svornjaka $d_{S,V2} = 30 \text{ mm}$.

2.3.11. Provjera vijeka trajanja ležaja

Za prethodno odabrani promjer $d_{s,v2} = 30$ mm izabiru se ležaji INA/FAG 6206-2Z sa slijedećim parametrima:

Tablica 14. Proračunski parametri ležaja 6206-2Z

| Oznaka | $d_{,v1}$ | $D_{,v1}$ | $B_{,v1}$ | $C_{r,v1}$ | $C_{0r,v1}$ |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|------------|-------------|
| Vrijednost | 30 | 62 | 15 | 19300 | 11200 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm | N | N |

- ekvivalentna sila:

$$P_{L,v2} = \frac{F_{K1}}{n_{L,v1}} = \frac{3889}{2} \approx 1945 \text{ N} \quad (140)$$

$n_{L,v2}$ - broj ležajeva po kotaču

- vijek trajanja ležaja kotača uzdužnog vozička:

$$L_{10h,v2} = \frac{1000000}{60 \cdot n_{KV2}} \cdot \left(\frac{C_{r,v2}}{P_{L,v2}} \right)^p = \frac{1000000}{60 \cdot 35,4} \cdot \left(\frac{19300}{1945} \right)^3 = 460000 \text{ h} \quad (141)$$

$C_{r,v2}$ - dinamička nosivost ležaja, N

$$L_{10h,v2} > L_{POT} = 40000\text{h} \quad \text{ZADOVOLJAVA}$$

2.4. NOSIVA KONSTRUKCIJA

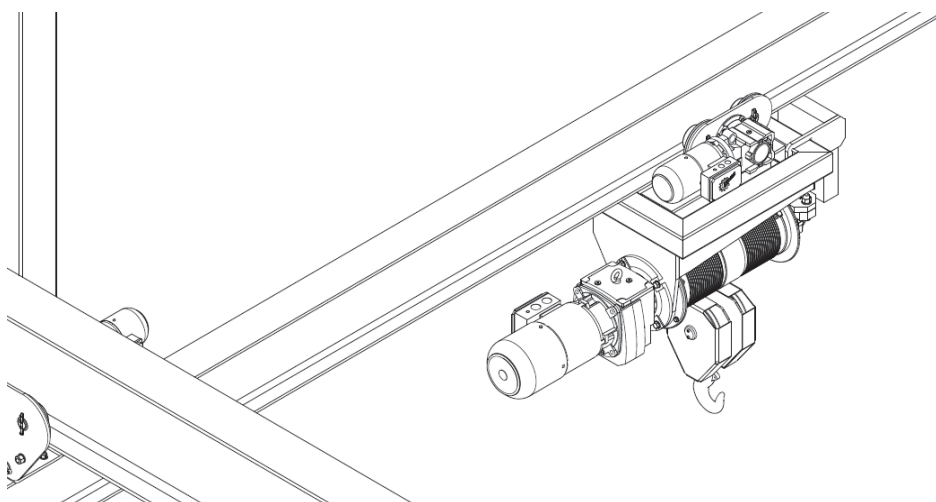
Veličina radnog prostora granika određena je gabaritnim mjerama nosive konstrukcije. Sigurnost konstrukcije mora zadovoljavati sve uvjete rada kako ne bi došlo da havarije jer ona na sebe prima sva opterećenja koja se pojavljuju prilikom rada, ali i u stanju mirovanja. Prilikom proračuna uzet će se u obzir najgori mogući slučaj za pojedine dijelove nosive konstrukcije te za spoj stupova i uzdužnog nosača u okvirni.

Tablica 15. Parametri nosive konstrukcije

| Parametar | Oznaka | Iznos | Mjerna jedinica |
|----------------|--------|-------|-----------------|
| Raspon mosta | L_m | 6 | m |
| Raspon stupova | L_p | 12 | m |
| Visina dizanja | h | 6 | m |

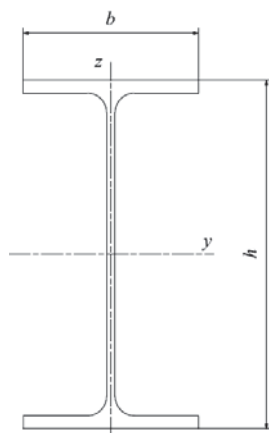
2.4.1. Provjera poprečnog nosača

Najnepovoljniji slučaj opterećenja poprečnog nosača je kada se vozičak s vitlom s teretom nalazi na njegovoj sredini što vidimo na slici 26.



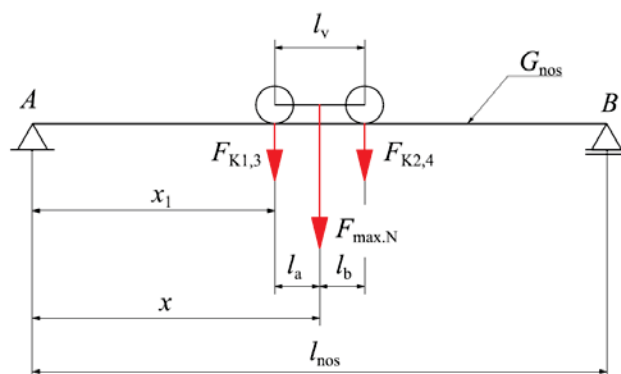
Slika 26. Prikaz najnepovoljnijeg slučaja opterećenja poprečnog nosača

Za poprečni nosač izabiremo standardni čelični profil IPE s usporednim pojasnicama DIN 1025-5 iz [4] izrađen od materijala RSt 37-2 sa slijedećim parametrima:



Tablica 16. Parametri profila IPE270

| Oznaka | h_{PN} | b_{PN} | A_{PN} | $m_{I, PN}$ | $I_{y, PN}$ | $I_{z, PN}$ | $W_{y, PN}$ | $W_{z, PN}$ |
|-----------------|----------|----------|-----------------|-------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Vrijednost | 270 | 135 | 4594 | 36,1 | 5790 | 420 | 429 | 62,2 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm ² | kg/m | cm ⁴ | cm ⁴ | cm ³ | cm ³ |



Slika 27. Proračunska shema iz nosač

- provjera progiba:

Provjeru vršimo tako, da računamo progib nosača uslijed maksimalnog opterećenja i vlastite težine. U slučaju poprečnog nosača maksimalno opterećenje iznosi:

$$F_{\max,N} = F_{\max,PN} = (m_t + m_{VT} + m_{v1}) \cdot g = (1600 + 203 + 33) \cdot 9,81 = 18015 \text{ N} \quad (142)$$

Ono se dijeli na dvije komponente $F_{PN,K1,3}$ i $F_{PN,K2,4}$ koje i u ovom slučaju iznose polovicu maksimalnog opterećenja:

$$F_{PN,K1,3} = F_{PN,K2,4} = \frac{F_{\max,PN}}{2} = \frac{18015}{2} \approx 9008 \text{ N} \quad (143)$$

zato što su kotači simetrično raspoređeni tj. sila djeluje na polovici razmaka kotača što je vidljivo na slici 22., a razmak između kotača iznosi $l_{v1} = 200 \text{ mm}$. Vlastita težina poprečnog nosača računa se na ukupnu duljinu nosača, jer je stvarna dužina nosača nešto veća od proračunske zbog dimenzija vozička kako bi se omogućio traženi hod od $L_m = 6 \text{ m}$:

$$G_{\text{nos}} = G_{\text{nos,PN}} = l_{\text{PN,STV}} \cdot m_{1,PN} \cdot g = 6,4 \cdot 36,1 \cdot 9,81 = 2266 \text{ N} \quad (144)$$

Iz [6] dobivamo dopušteni progib nosača zagranike s jednim nosačem i srednju pogonsku grupu (2m) i to se gleda na zadanu duljinu mosta tj. razmak između oslonaca, a on iznosi:

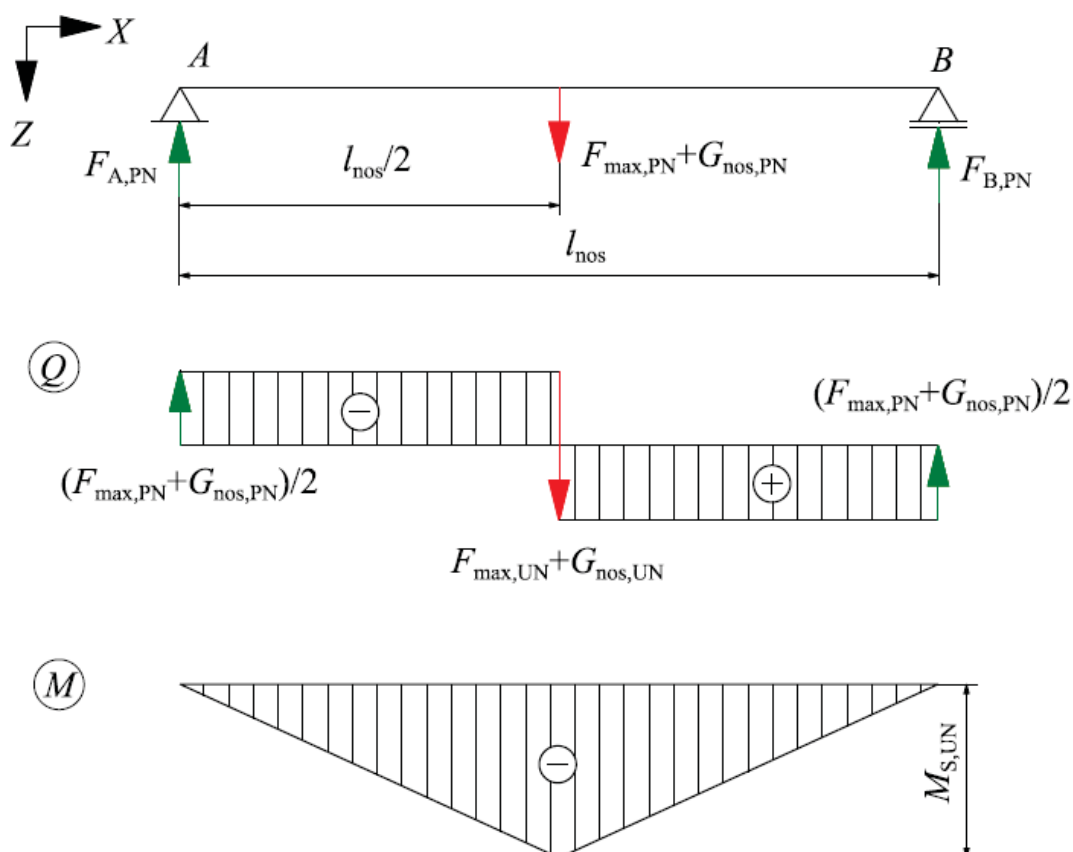
$$w_{\text{PN,dop}} = \frac{l_{\text{nos}}}{600} = \frac{L_m}{600} = \frac{6000}{600} = 10 \text{ mm} \quad (145)$$

Progib nosača računamo prema slijedećem izrazu iz [6]:

$$\begin{aligned} w_{\text{PN}} &= \frac{F_{\text{PN,K1,3}}}{48 \cdot EI_{y,\text{PN}}} \cdot \left(L_m - \frac{l_v}{2} \right) \cdot \left[3 \cdot L_m^2 - \left(L_m - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5 \cdot G_{\text{nos,PN}} \cdot L_m^3}{384 \cdot EI_{y,\text{PN}}} = \\ &= \frac{9008}{48 \cdot 210000 \cdot 57900000} \cdot \left(6000 - \frac{200}{2} \right) \cdot \left[3 \cdot 6000^2 - \left(6000 - \frac{200}{2} \right)^2 \right] + \frac{5 \cdot 2266 \cdot 6000^3}{384 \cdot 210000 \cdot 57900000} = 7,24 \text{ mm} \end{aligned} \quad (146)$$

$$w_{\text{PN,dop}} > w_{\text{PN}} \text{ ZADOVOLJAVA}$$

- provjera nosača nasavijanje:



Slika 28. Proračunski model savijanja nosača

U [4] postoje gotovi izrazi za standardne slučajeve opterećenja greda, tako i za ovaj slučaj pa izraz za moment savijanja glasi:

$$M_{S,PN} = \frac{(F_{\max,PN} + G_{\text{nos,PN}}) \cdot l_{\text{nos}}}{4} = \frac{(18015 + 2266) \cdot 6000}{4} = 30421500 \text{ Nmm} \quad (147)$$

Naprezanje nosača uslijed savijanja:

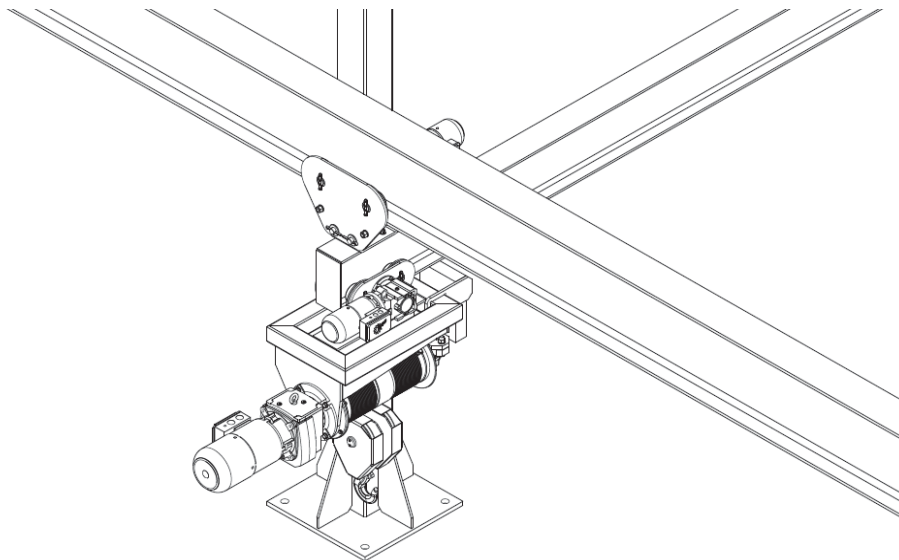
$$\sigma_{S,PN} = \frac{M_{S,PN}}{W_{Y,PN}} \leq \sigma_{S\text{dop,PN}} = \frac{R_{e,PN}}{S_{NK}} = \frac{R_{e,PN}}{2} \approx 118 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (148)$$

$$\sigma_{S,PN} = \frac{30421500}{429000} = 71 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (149)$$

$\sigma_{S\text{dop,PN}} > \sigma_{S,PN}$ ZADOVOLJAVA

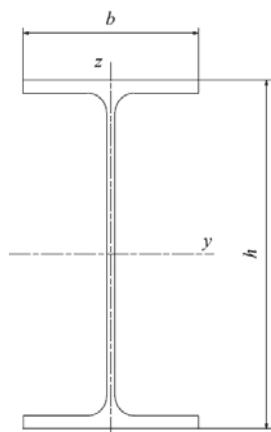
2.4.2. Provjera uzdužnog nosača

Najgori slučaj opterećenja uzdužnog nosača je kada se vitlo nalazi na kraju poprečnog nosača, a vozičak uzdužne vožnje na sredini što se može vidjeti na slici 29.



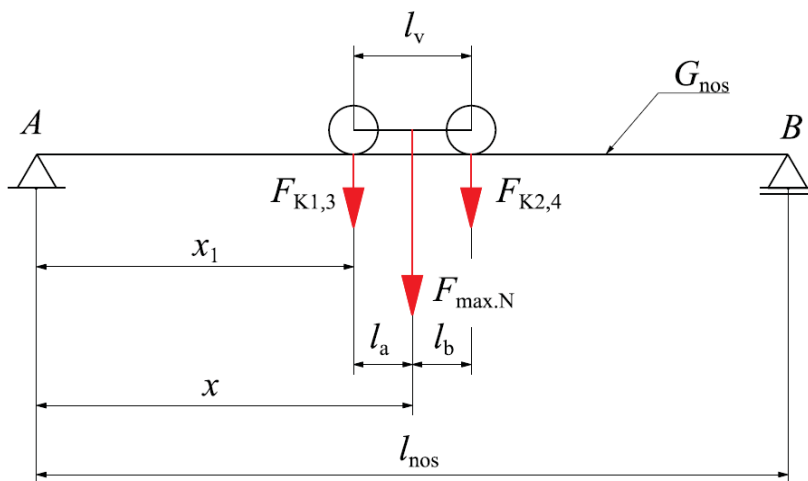
Slika 29. Prikaz najgoreg slučaja opterećenja uzdužnog nosača

Za poprečni nosač izabiremo standardni čelični profil IPE s usporednim pojasnicama DIN 1025-5 iz [4] izrađen od materijala RSt 37-2 sa slijedećim parametrima:



Tablica 17. Parametri profila IPE400

| Oznaka | h_{UN} | b_{UN} | A_{PN} | $m_{l, UN}$ | $I_{y, UN}$ | $I_{z, UN}$ | $W_{y, UN}$ | $W_{z, UN}$ |
|-----------------|----------|----------|-----------------|-------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Vrijednost | 400 | 180 | 8459 | 66,3 | 23130 | 1320 | 1160 | 146 |
| Mjerna jedinica | mm | mm | mm ² | kg/m | cm ⁴ | cm ⁴ | cm ³ | cm ³ |



Slika 30. Proračunska shema za nosač

- provjera progiba:

Provjeru vršimo tako da računamo progib nosača uslijed maksimalnog opterećenja i vlastite težine. U slučaju uzdužnog nosača maksimalno opterećenje iznosi:

$$\begin{aligned} F_{\max,N} &= F_{\max,UN} = m_{v2,UK} \cdot g = (m_t + m_{VT} + m_{v1} + m_{PN} + m_{v2}) \cdot g = \\ &= (1600 + 203 + 33 + 231 + 52) \cdot 9,81 = 20787 \text{ N} \end{aligned} \quad (150)$$

Ono se dijeli na dvije komponente $F_{UN,K1,3}$ i $F_{UN,K2,4}$ koje i u ovom slučaju iznose polovicu maksimalnog opterećenja:

$$F_{K1,3} = F_{K2,4} = \frac{F_{\max,UN}}{2} = \frac{20787}{2} \approx 10394 \text{ N} \quad (151)$$

zato što su kotači simetrično raspoređeni tj. sila djeluje na polovici razmaka kotača što je vidljivo na slici 25., a razmak između kotača iznosi $l_{v2} = 255 \text{ mm}$.

Vlastita težina uzdužnog nosača računa se na ukupnu duljinu nosača, jer je stvarna dužina nosača nešto veća od proračunske zbog dimenzija vozička kako bi se omogućio traženi hod od $L_p = 12 \text{ m}$:

$$G_{\text{nos}} = G_{\text{nos,GN}} = l_{UN,STV} \cdot m_{1,UN} \cdot g = 12,48 \cdot 66,3 \cdot 9,81 = 8117 \text{ N} \quad (152)$$

Iz [6] dobivamo dopušteni progib nosača zagranike s jednim nosačem i srednju pogonsku grupu (2m), a on iznosi:

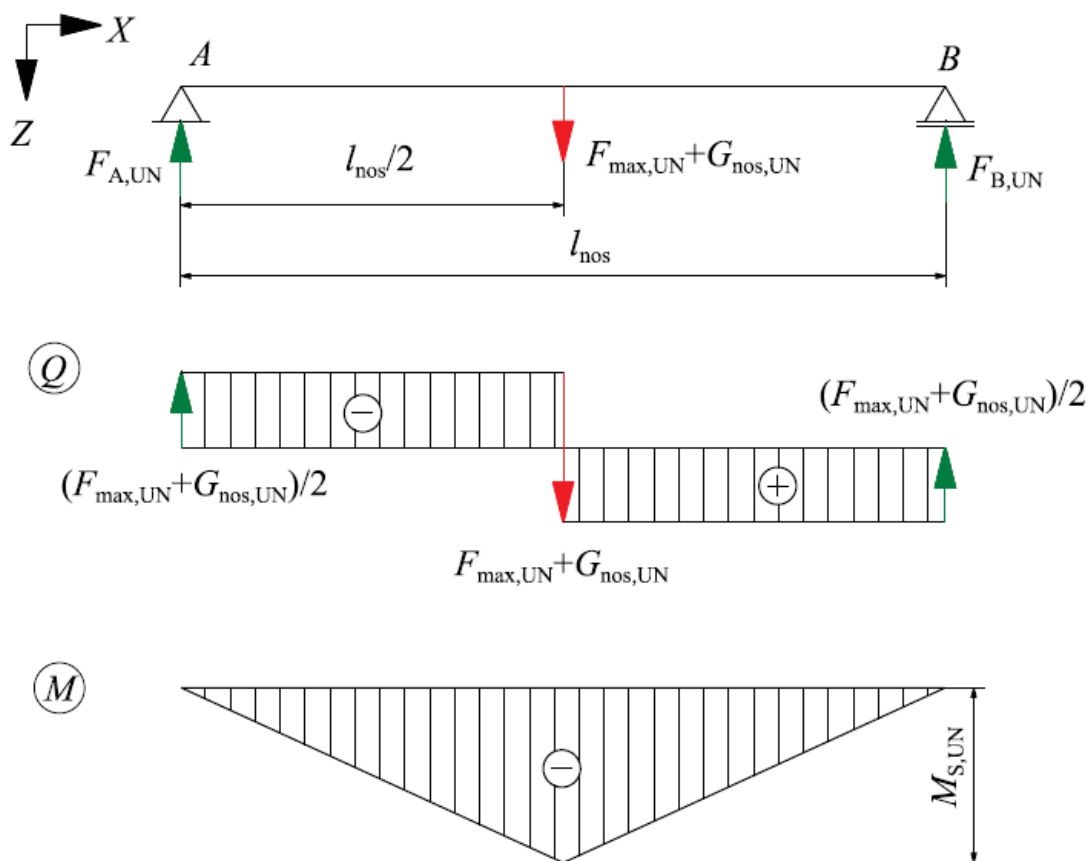
$$w_{UN,dop} = \frac{l_{\text{nos}}}{600} = \frac{L_p}{600} = \frac{12000}{600} = 20 \text{ mm} \quad (153)$$

Progib nosača računamo prema slijedećem izrazu iz [6]:

$$\begin{aligned} w_{UN} &= \frac{F_{UN,K1,3}}{48 \cdot EI_{y,PN}} \cdot \left(L_p - \frac{l_{v2}}{2} \right) \cdot \left[3 \cdot L_p^2 - \left(L_p - \frac{l_{v2}}{2} \right)^2 \right] + \frac{5 \cdot G_{\text{nos,PN}} \cdot L_p^3}{384 \cdot EI_{y,PN}} = \\ &= \frac{10394}{48 \cdot 210000 \cdot 231300000} \cdot \left(12000 - \frac{255}{2} \right) \cdot \left[3 \cdot 12000^2 - \left(12000 - \frac{255}{2} \right)^2 \right] \\ &\quad + \frac{5 \cdot 8117 \cdot 12000^3}{384 \cdot 210000 \cdot 231300000} = 19,55 \text{ mm} \end{aligned} \quad (154)$$

$$w_{UN,dop} > w_{UN} \text{ ZADOVOLJAVA}$$

- provjera nasavijanje nosača:



Slika 31. Proračunski model savijanja nosača

U [4] postoje gotovi izrazi za standardne slučajeve opterećenja greda, tako i za ovaj slučaj pa izraz za moment savijanja glasi:

$$M_{S,UN} = \frac{(F_{\max,UN} + G_{\text{nos},UN}) \cdot L_p}{4} = \frac{(20787 + 8117) \cdot 12000}{4} = 86712000 \text{ Nmm} \quad (155)$$

Naprezanje nosača uslijed savijanja:

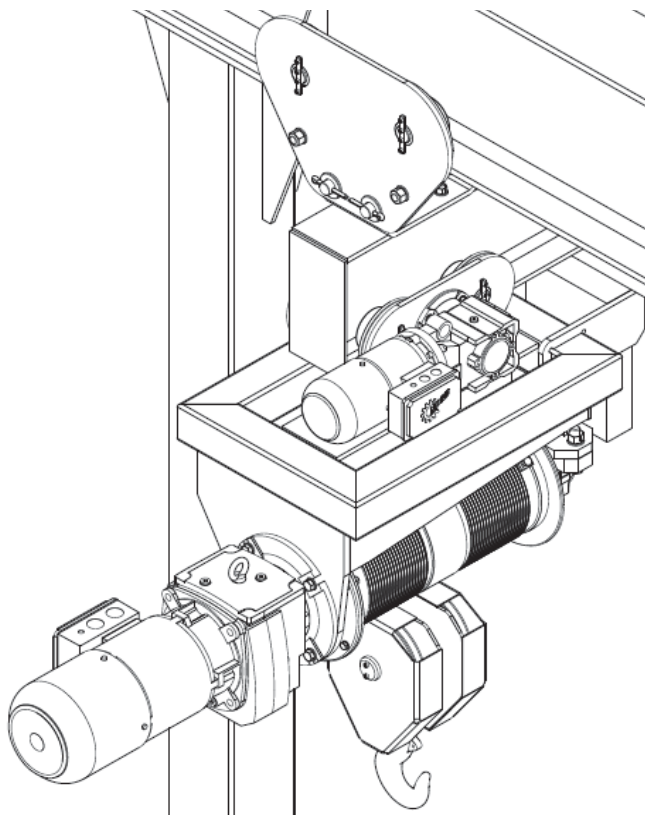
$$\sigma_{S,UN} = \frac{M_{S,UN}}{W_{Y,UN}} \leq \sigma_{S\text{dop},UN} = \frac{R_{e,UN}}{S_{NK}} = \frac{R_{e,UN}}{2} \approx 118 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (156)$$

$$\sigma_{S,PN} = \frac{86712000}{1160000} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (157)$$

$\sigma_{S\text{dop},UN} > \sigma_{S,UN}$ ZADOVOLJAVA

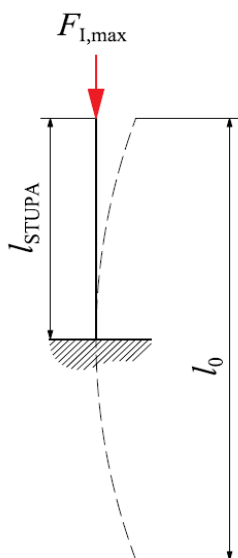
2.4.3. Provjera stupa nosive konstrukcije

Cjelokupno opterećenje nosive konstrukcije se preko stupova prenosi na pod hale. Stupovi su stoga prvenstveno opterećeni na izvijanje, a najgori slučaj je kada se vitlo s teretom nalazi kraj samog stupa kao što je pokazano na slici 32.



Slika 32. Najgori slučaj za izvijanje stupova

- izvijanje nosivih stupova:



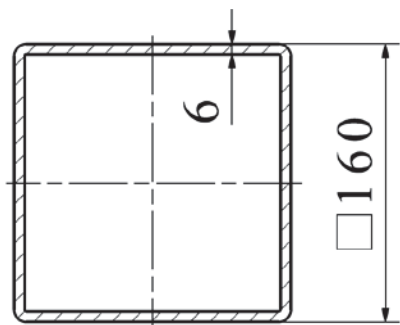
Maksimalnu silu izvijanja $F_{I,max}$ uzimamo kao sumu svih težina koje imamo u najgorem slučaju:

$$\begin{aligned} F_{I,max} &= \left(m_t + m_{VT} + m_{v1} + m_{PN} + m_{v2} + \frac{m_{UN}}{2} \right) \cdot g = \\ &= \left(1600 + 203 + 33 + 231 + 52 + \frac{827}{2} \right) \cdot 9,81 = \quad (158) \\ &= 24844 \text{ N} \end{aligned}$$

Za prvu formu izvijanja prikazanoj na slici 33. vidimo da je proračunska duljina:

$$l_0 = 2l_{STUPA} = 2 \cdot 7500 = 15000 \text{ mm} \quad (159)$$

Slika 33. Forma izvijanja



Profil koji koristimo za izradu stupova je kvadratna cijev dimenzija 160x160x6 mm materijal cijevi je RST 37-2. Na slici 34. prikazan je presjek cijevi iz kojeg računamo moment tromosti.

$$I_{\min} = I_x = I_y = \frac{a_1^4}{12} - \frac{(a_1 - 2s_1)^4}{12} = \quad (160)$$

$$= \frac{160^4}{12} - \frac{(160 - 2 \cdot 6)^4}{12} = 14631232 \text{ mm}^4$$

Slika 34. Profil stupa

Površina poprečnog presjeka cijevi:

$$A_1 = (a_1 - 2s_1)^2 = (160 - 2 \cdot 6)^2 = 3696 \text{ mm}^2 \quad (161)$$

Polumjer tromosti cijevi:

$$i_1 = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_1}} = \sqrt{\frac{14631232}{3696}} = 63 \quad (162)$$

Vitkost cijevi stupa:

$$\lambda_1 = \frac{l_0}{i_1} = \frac{15000}{63} = 238 \quad (163)$$

Prema [4] vitkost mora biti $\lambda > 105$ kako bismo mogli primjeniti Eulerove jednadžbe za elastično izvijanje, što je slučaj kod nas $\lambda_1 > \lambda$:

$$F_k = \pi^2 \cdot \frac{EI_{\min}}{l_0^2} \quad (164)$$

Naprezanje uslijed izvijanja:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A_1} \quad (165)$$

Stvarna sila kojom možemo opteretiti stup određuje se pomoću faktora sigurnosti S_1 :

$$F_{\text{STV}} = \frac{F_k}{S_1} \quad (166)$$

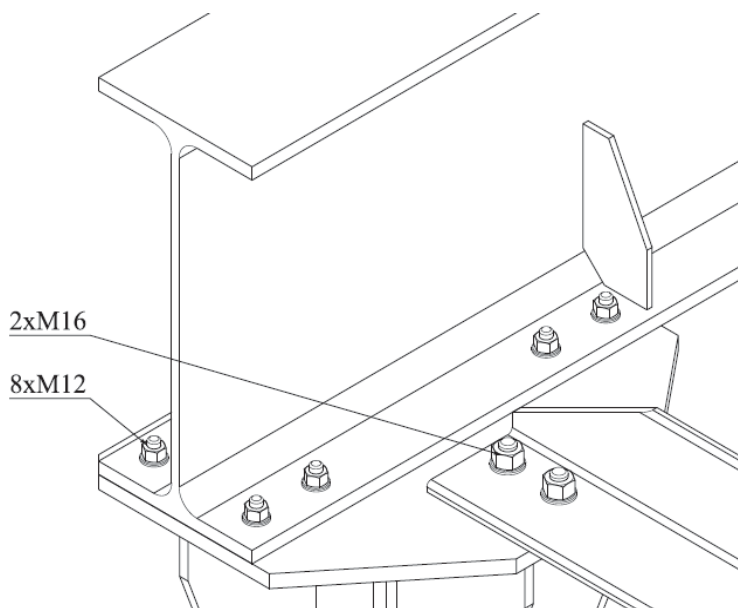
Kombinacijom izraza (164), (165) i (166) te zamjenom F_{STV} s maksimalnom silom izvijanja $F_{\text{I,max}}$ dobivamo izraz za stvarni postignuti faktor sigurnosti odabranog profila stupa čiji iznos mora biti veći od minimalnog faktora sigurnosti za čelik $S_1 = 5$:

$$S_{\text{P,I}} = \frac{\pi^2 \cdot EI_{\min}}{F_{\text{I,max}} \cdot l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 14631232}{24844 \cdot 15000^2} = 5,42 \quad (167)$$

$S_{\text{P,I}} > S_1$ ZADOVOLJAVA

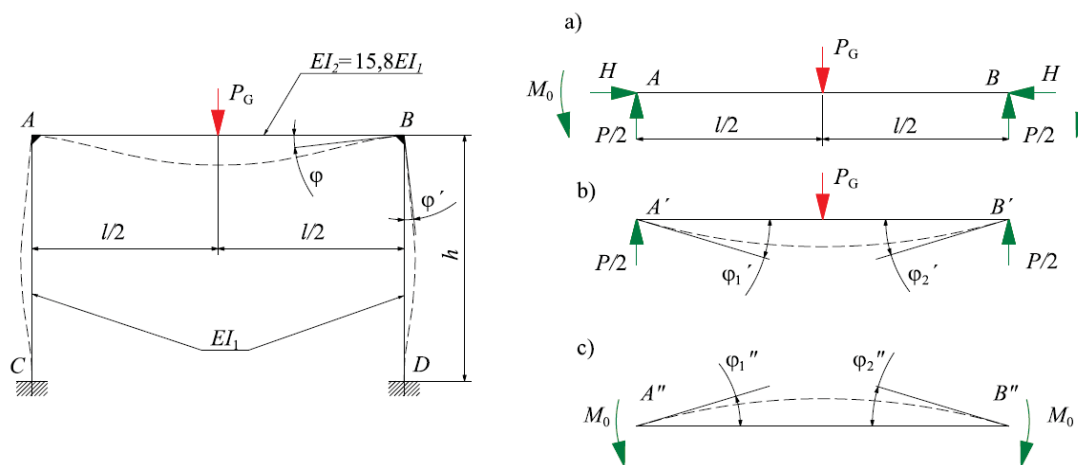
2.4.4. Iznos sila i momenta spojeva uzdužnog nosača i stupova nosive konstrukcije:

Uzdužni nosač i stupovi nosive konstrukcije spojeni su pomoću vijaka, što je vidljivo na slici 35.. Dimenzioniranje tih vijaka vršimo tako da se preko izračunatog momenta na mjestima spoja i udaljenosti vijaka od hvatišta momenta nađe sila koja djeluje na vijak.



Slika 35. Primjer vijčanog spoja segmenata nosive konstrukcije

Koristeći [7] računamo sile i momente okvirnog nosača sastavljenog od uzdužnog nosača i stupa.



Slika 36. Proračunski model okvirnog nosač i opterećenja grede AB

Ako zamislimo da smo okvirni nosač presjekli u čvorovima A i B tada promatramo zasebno gredu AB prikazanu na slici 36. pod a) na koju djeluje sila P_G , moment M_0 te horizontalna komponenta H koje su suprotne i jednake.

Sa slike 36. pod b) vidimo da je kut nagiba tangente elastične linije na lijevom kraju ovisan samo o sili P_G , a određen je izrazom:

$$\varphi_1' = -\frac{P_G \cdot l^2}{16EI_2} \tag{168}$$

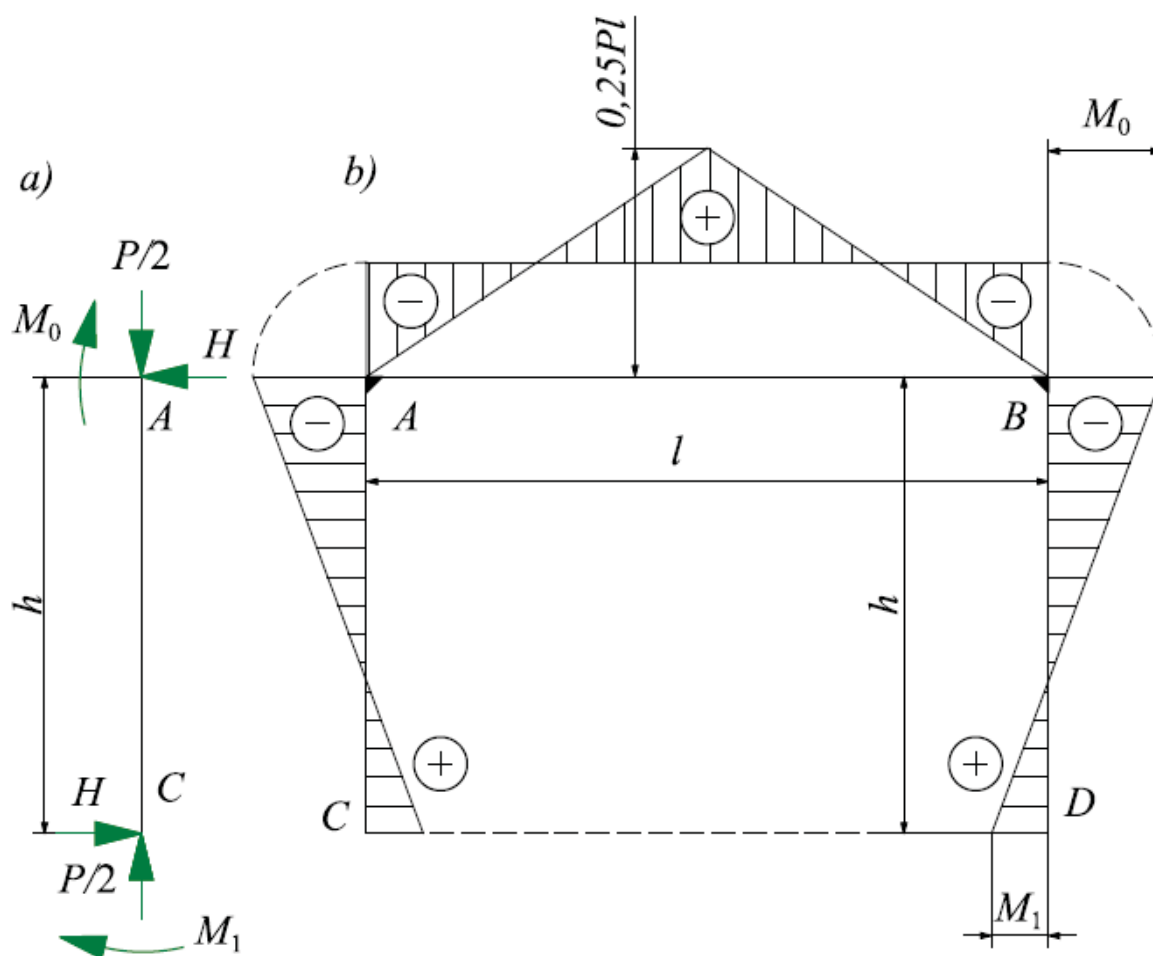
Ako promotrimo sliku 36. pod c) vidimo da je kut nagiba tangente elastične linije ovisan o reaktivnom momentu M_0 , te taj kut računamo izrazom:

$$\varphi_1'' = \frac{M_0 \cdot l}{3EI_2} + \frac{M_0 \cdot l}{6EI_2} = \frac{M_0 \cdot l}{2EI_2} \quad (169)$$

Zbrajanjem izraza (168) i (169) dobivamo ukupni kut zakreta grede AB:

$$\varphi = \varphi_1' + \varphi_1'' = -\frac{P_G \cdot l^2}{16EI_2} + \frac{M_0 \cdot l}{2EI_2} \quad (170)$$

U slijedećem koraku promatramo jedan od vertikalnih štapova (stupovi nosive knostrukcije), što možemo vidjeti na slici 37. :



Slika 37. Prikaz vertikalnog štapa i raspodjele momenata na okvir

Gornji kraj štapa opterećen je vertikalnom silom P_G , horizontalnom silom H i reaktivnim momentom M_0 . Donji kraj, uslijed uklještenja, osim vertikalni i horizontalne sile ima moment uklještenja M_1 . Okvirna konstrukcija je u čvorovima fiksno spojena što znači da je kut zakreta grede AB jednak kutu nagiba štapa AC, što vidimo iz izraza (171):

$$\varphi = \varphi' \quad (171)$$

Kut nagiba slobodnog kraja štapa AC računamo izrazom:

$$\varphi' = -\frac{M_1 \cdot l}{3EI_1} + \frac{M_0 \cdot l}{6EI_1} \quad (172)$$

Kada u izraz (171) uvrstimo izraze (170) i (172) dobivamo:

$$-\frac{P_G \cdot l^2}{16EI_2} + \frac{M_0 \cdot l}{2EI_2} = -\frac{M_1 \cdot l}{3EI_1} + \frac{M_0 \cdot l}{6EI_1} \quad (173)$$

Na slici 34. pokazano je da greda AB (uzdužni nosač) ima 15,8 puta veći odnosi EI od štapa AC (stup). Nakon uvrštavanja da je $EI_2 = 15,8EI_1$ u (173) slijedi:

$$-\frac{5 \cdot P_G \cdot l^2}{1264} + \frac{5 \cdot M_0 \cdot l}{158} = -\frac{M_1 \cdot l}{3} + \frac{M_0 \cdot l}{6} \quad (174)$$

Donji kraj štapa AC uklješten je te je na tom mjestu kut nagiba jednak nuli. Iz toga možemo doći do izraza za iznos momenta uklještenja M_1 u odnosi na reaktivni moment M_0 tako da izraz (160) izjednačimo s nulom:

$$0 = -\frac{M_1 \cdot l}{3EI_1} + \frac{M_0 \cdot l}{6EI_1} \quad (175)$$

pa M_1 iznosi

$$M_1 = \frac{M_0}{2} \quad (176)$$

Uvrštavanjem (176) u (174) dolazimo do izraza za reaktivni moment:

$$\begin{aligned} M_0 &= \frac{5 \cdot P_G \cdot l^2}{4 \cdot (10l + 79h)} = \frac{5 \cdot (F_{\max,UN} + G_{\text{nos,UN}}) \cdot L_p^2}{4 \cdot (10l + 79h)} = \\ &= \frac{5 \cdot (20787 + 8117) \cdot 12000^2}{4 \cdot (10 \cdot 12000 + 79 \cdot 7500)} = 7305734 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (177)$$

Vraćanjem izračunate vrijednosti izraza (177) u (176):

$$M_1 = \frac{M_0}{2} = \frac{7300682}{2} = 3652867 \text{ Nmm} \quad (178)$$

Postavljanjem momentene jednadžbe u točki A štapa AC dobivamo:

$$M_1 + M_0 - H \cdot h = 0 \quad (179)$$

iz čega slijedi da je horizontalna sila:

$$H = \frac{M_1 + M_0}{h} = \frac{3652867 + 7305734}{7500} = 1461 \text{ N} \quad (180)$$

Prema dijagramu sa slike 37. pod b) maksimalni moment savijanje grede iznosi:

$$\begin{aligned}
 M_{\max,OK} &= \frac{P_G \cdot L_p}{4} - M_0 = \frac{(F_{\max,UN} + G_{\text{nos,UN}}) \cdot L_p}{4} - M_0 = \\
 &= \frac{(20787 + 8117) \cdot 12000}{4} - 7305734 = 79449861 \text{ Nmm}
 \end{aligned}
 \tag{181}$$

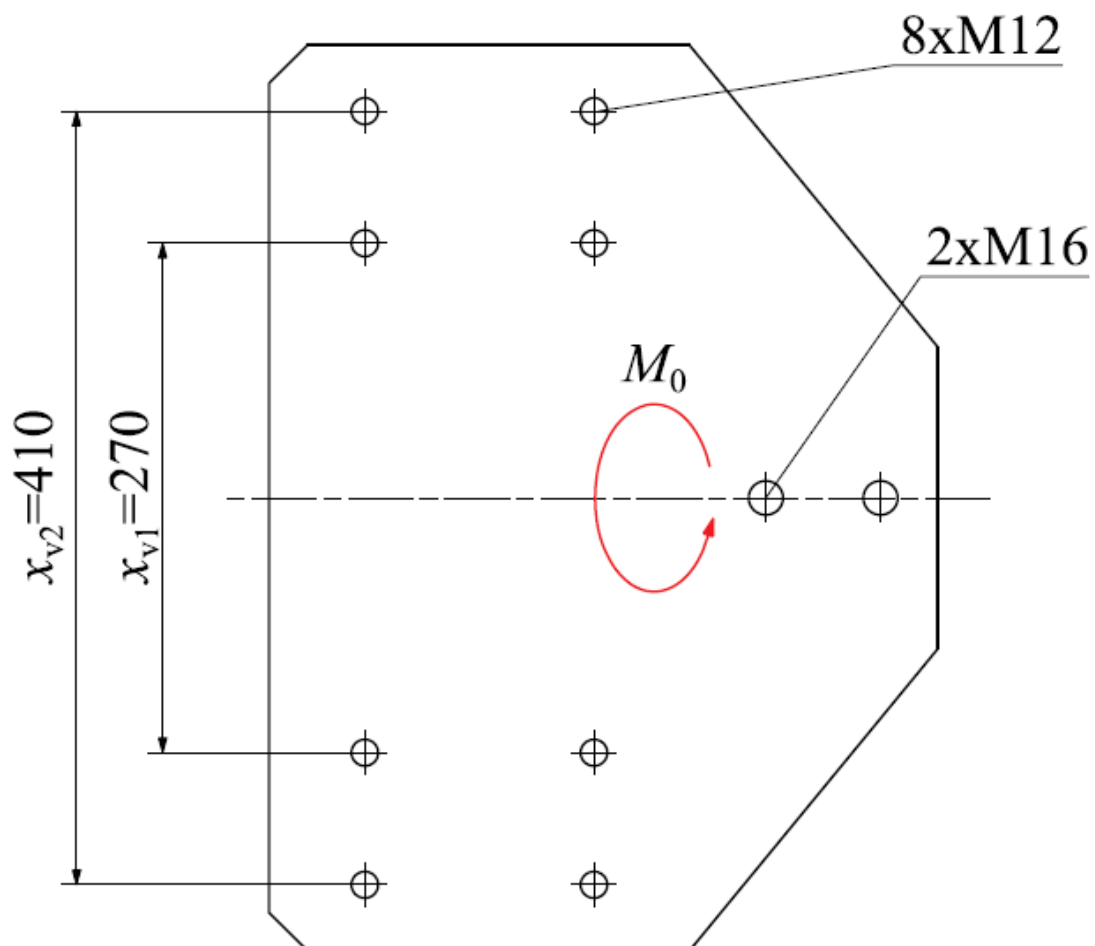
Maksimalni moment grede preko okvirnog nosača (181) manji je nego što je izračunato u izrazu (167) za najgori slučaj opterećenja ako gledamo sam nosač.

$$M_{S,UN} > M_{\max,OK} \text{ ZADOVOLJVA}$$

2.4.5. Kontrola vijaka za spoj uzdužnog nosača i stupa

Za spojuzdužnog nosača i stupa koriste se vijci M12 kvalitete materijala 8.8iz čega slijedi da je lomna

čvrstoća $R_{m,NK} = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ i granica tečenja $R_{e,NK} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 800 = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



Slika 38. Gornja ploča stupa

- provjera čvrstoće vijka:

Usljed djelovanja reaktivnog momenta M_0 , najopterećeniji su vijci na udaljenosti od $x_{v1} = 270$ mm

$$F_{V,GP} = \frac{M_0}{n_{V,GP} \cdot x_{v1}} = \frac{7305734}{2 \cdot 270} \approx 14612 \text{ N} \quad (182)$$

$$\sigma_{V,GP} = \frac{F_{V,GP}}{A_{GP}} = \frac{4 \cdot F_{V,GP}}{d_{1,M12}^2 \cdot \pi} \leq \sigma_{V,GP \text{ dop}} = \frac{R_{e,VB}}{3} = \frac{640}{3} \approx 213 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (183)$$

$$\sigma_{V,GP} = \frac{4 \cdot 14612}{10,106^2 \cdot \pi} = 182 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (184)$$

$$\sigma_{V,GP \text{ dop}} > \sigma_V \text{ ZADOVOLJAVA}$$

- moment pritezanja:

Momentom pritezanja ostvarujemo silu u vijcima, koja mora omogućiti ostvarivanje veze koja nosi trenjem:

$$H_K = \frac{H}{\mu \cdot n_{GP,M12}} = \frac{1461}{0,1 \cdot 8} \approx 1827 \text{ N} \quad (185)$$

Izraz za moment pritezanja glasi:

$$M_{PR,GP} = H_K \cdot \frac{d_{2,M12}}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_{M12} + \rho^*) \quad (186)$$

Kut uspona navoja:

$$\text{tg} \alpha_{M12} = \frac{P_{VB}}{d_{2,M12} \cdot \pi} = \frac{1,75}{10,836 \cdot \pi} = 0,0513 \text{ rad} \quad (187)$$

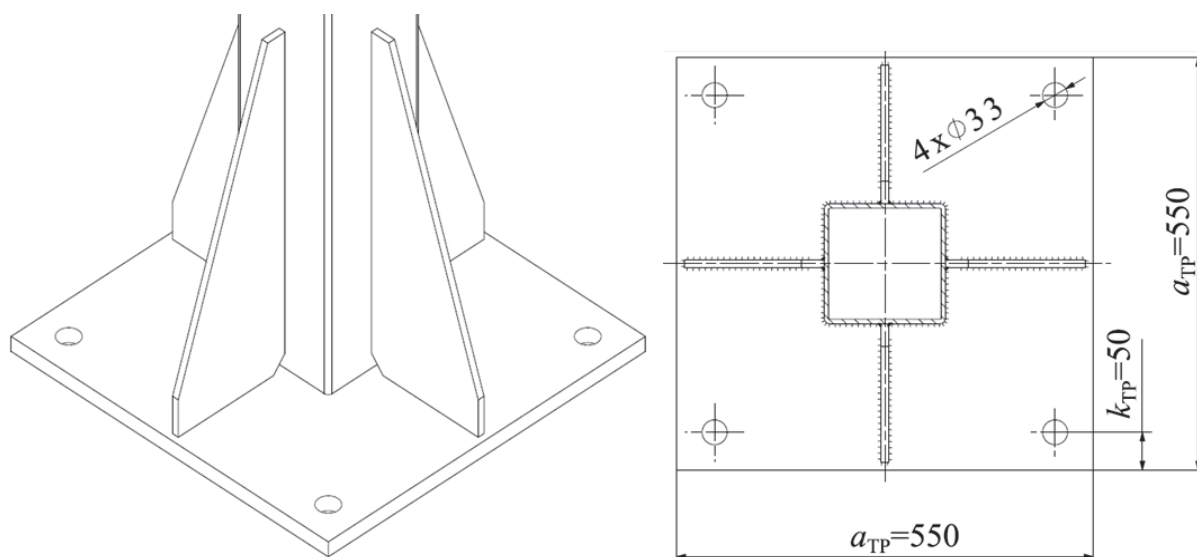
Korigirani kut trenja:

$$\text{tg} \rho^* = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{0,1}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,1154 \text{ rad} \quad (188)$$

Moment pritezanja iznosi:

$$M_{PR,GP} = 1827 \cdot \frac{10,836}{2} \cdot (0,0513 + 0,1154) = 1650 \text{ Nmm} = 1,65 \text{ Nm} \quad (189)$$

2.4.6. Kontrola sidrenih vijaka temeljne ploče



Slika 39. Izometrija i proračunske dimenzije temeljne ploče stupa

Za određivanje sile u temeljnim vijcima potrebno je poznavati horizontalnu silu H , vertikalnu silu $\frac{P_G}{2}$, moment uklještenja M_1 u donjem dijelu stupa kao i dimenzije same ploče. Na slici 39. prikazana je temeljna ploča s proračunskim dimenzijama.

Krak sile zatezanja

$$h_{TP} = \frac{7h_{TP}}{8} - k_{TP} = \frac{7 \cdot 550}{8} - 50 = 431,25 \text{ mm} \quad (190)$$

Vlačna sila u sidrenim vijcima

$$F_{V,SV} = \frac{1}{h_{TP}} \cdot \left(M_1 \cdot \frac{3 \cdot \frac{P_G}{2} \cdot a_{TP}}{8} \right) = \frac{1}{431,25} \cdot \left(3652867 \cdot \frac{3 \cdot \frac{28915}{2} \cdot 550}{8} \right) \approx 1556 \text{ N} \quad (191)$$

Sidreni vijci izrađeni su od čeličnih šipki promjera $d_{\text{šsv}} = 30 \text{ mm}$ sa metričkim navojem M30 na jednom kraju. Materijalvijaka je RSt 37-2, čija je granica tečenja $R_{e,SV} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

$$\sigma_{V,SV} = \frac{F_{V,SV}}{A_{SV}} = \frac{4 \cdot F_{V,SV}}{d_{1,M30}^2 \cdot \pi} \leq \sigma_{V,SV \text{ dop}} = \frac{R_{e,SV}}{3} = \frac{235}{3} \approx 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (192)$$

$$\sigma_{V,SV} = \frac{4 \cdot 1556}{26,211^2 \cdot \pi} \approx 3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (193)$$

$\sigma_{V,SV \text{ dop}} > \sigma_V$ ZADOVOLJAVA

ZAKLJUČAK

Ovim radom prikazana je jedna od mnogih mogućih izvedbi ovjesnog mosnog granika. Najveći zahtjevi ovakvih granika su na dimenzije nosive konstrukcije tj. na veličinu radnog prostora granika. Granik obrađen ovim radom ima veće dimenzije nosive konstrukcije nego većina ponuđenih na tržištu s četiri nosiva stupa te neku srednju nosivost od 1,6t. Time se omogućuje ušteda materijala koji je potreban za veći broj stupova kao i zahtjevi za pod hale tj. temelja na kojima stoji nosiva konstrukcija gdje je potrebno samo četiri nosiva temelja. Zbog svoje specifične konstrukcijske izvedbe moguće je maksimalno iskoristavanje prostora hale pošto nemamo vožnju na gornjim nego s donjim pojasnicama nosača. Time omogućavamo da nosiva konstrukcija bude bliže krovu hale bez utjecaja na elemente vožnje i dizanja.

LITERATURA

- [1] Ščap, D.: Transportni uređaji (Prenosila i dizala) (podloge uz predavanja), FSB, Zagreb 2004.
- [2] DIN 15400 Lifting hooks, 1990
- [3] Decker, K.-H.- Elementi strojeva, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [4] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Sajema, 2009.
- [5] INA/FAG- Wälzlager, Schaeffler KG, 2008.
- [6] Ščap, D.: Prenosila i dizala, FSB, Zagreb 1990.
- [7] Bazjanac, D.: Nauka o čvrstoći, Tehnička knjiga, Zagreb, 1973.
- [8] Scheffler, M.: Grundlagen der Fördertechnik-Elemente und Triebwerke, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 1994
- [9] Hoić, M.: Transportni uređaji vježbe, FSB

PRILOZI

1. CD-R disk
2. Tehnička dokumentacija