

# Podizač sa serijskim navojnim vretenima

---

Steyskal, Teodor

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

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:235:633921>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-24**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Teodor Steyskal**

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:  
doc.dr.sc. Matija Hoić, mag.ing.

Student:  
Teodor Steyskal

Zagreb, 2022.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem svom mentoru, docentu dr.sc. Matiji Hoiću, mag.ing. na iskazanom razumijevanju i strpljenju te iscrpnim i detaljnim odgovorima na moja pitanja te korisnim savjetima tijekom svakih konzultacija. Također zahvaljujem svojoj obitelji na potpori tijekom cijelog mog obrazovanja.

Teodor Steyskal



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

|  |        |
|--|--------|
| Sveučilište u Zagrebu<br>Fakultet strojarstva i brodogradnje |        |
| Datum  | Prilog |
| Klasa: 602 – 04 / 22 – 6 / 1                                 |        |
| Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -                                    |        |

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Teodor Steyskal**

JMBAG: **0035219932**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Podizač sa serijskim navojnim vretenima**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Lift with a serial screw drive**

Opis zadatka:

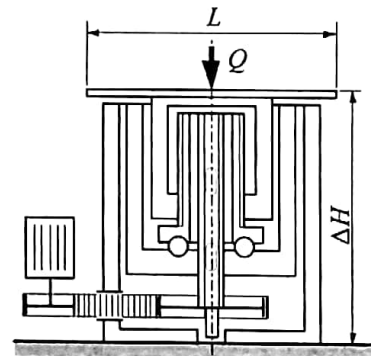
Potrebno je konstruirati podizač na bazi navojnog vretena pogonjenog elektromotorom. Kako bi se minimizirala ugradbena visina u odnosu na traženo hod podizača, potrebno je primijeniti teleskopsku strukturu sa serijski spojenim navojnim vretenima.

Podizač treba zadovoljavati sljedeće parametre:

- 1) Nosivost:  $Q = 800 \text{ kg}$
- 2) Visina podizanja:  $\Delta H = 1000 \text{ mm}$
- 3) Brzina dizanja:  $v_{\text{diz}} = 10 \text{ m/min}$
- 4) Dimenzije platforme:  $L = 1000 \times 1000 \text{ mm}$

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o podizačima na bazi navojnih vretena.
- 2) Analizu radnih principa postojećih rješenja.
- 3) Nekoliko konceptijskih rješenja.
- 4) Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve.
- 5) Proračun mehanizma za dizanje.
- 6) Odabir motora.
- 7) Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti.
- 8) Sklopne crteže s potrebnim presjecima i detaljima.



U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

9. 5. 2022.

Datum predaje rada:

2. rok (izvanredni): 6. 7. 2022.  
3. rok: 22. 9. 2022.

Predviđeni datumi obrane:

2. rok (izvanredni): 8. 7. 2022.  
3. rok: 26. 9. – 30. 9. 2022.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

**SADRŽAJ**

|   |            |
|---|------------|
| <b>SADRŽAJ</b> . . . . .  | <b>I</b>   |
| <b>POPIS SLIKA</b> . . . . .  | <b>III</b> |
| <b>POPIS TABLICA</b> . . . . .  | <b>IV</b>  |
| <b>POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE</b> . . . . .                               | <b>V</b>   |
| <b>POPIS OZNAKA</b> . . . . .   | <b>VI</b>  |
| <b>SAŽETAK</b> . . . . .  | <b>XI</b>  |
| <b>SUMMARY</b> . . . . .  | <b>XII</b> |
| <b>1. UVOD</b> . . . . .  | <b>1</b>   |
| 1.1. Princip rada navojnih vretena . . . . .                                | 1          |
| 1.2. Dinamika navojnog vretena . . . . .                                    | 2          |
| 1.3. Postojeći podizači bazirani na navojnim vretenima . . . . .            | 6          |
| <b>2. RAZVOJ KONCEPTA UREĐAJA</b> . . . . .                                 | <b>10</b>  |
| 2.1. Nekoliko konceptijskih rješenja ovisno o pogonskom mehanizmu . . . . . | 11         |
| 2.1.1. <i>Odabrani koncept</i> . . . . .                                    | 15         |
| <b>3. PRORAČUN MEHANIZMA ZA DIZANJE</b> . . . . .                           | <b>16</b>  |
| 3.1. Ulazni parametri . . . . .   | 16         |
| 3.2. Odabir navoja . . . . .  | 17         |
| 3.3. Kontrola čvrstoće vretena . . . . .                                    | 19         |
| 3.3.1. <i>Vreteno 1</i> . . . . .   | 19         |
| 3.3.2. <i>Vreteno 2</i> . . . . .   | 20         |
| 3.4. Minimalna potrebna visina matica . . . . .                             | 21         |
| 3.5. Kontrola vretena na izvijanje . . . . .                                | 22         |
| <b>4. ODABIR ELEKTROMOTORA</b> . . . . .                                    | <b>24</b>  |
| 4.1. Potrebna snaga elektromotora . . . . .                                 | 24         |
| 4.2. Odabir motora iz kataloga . . . . .                                    | 25         |
| 4.3. Prijenosni omjer . . . . .   | 25         |

---

|  |           |
|--|-----------|
| 4.4. Provjera kočnice . . . . .                                    | 26        |
| <b>5. REMENSKI PRIJENOS . . . . .</b>                              | <b>27</b> |
| 5.1. Općenito o odabranom zupčastom remenu . . . . .               | 27        |
| 5.2. Proračun remena . . . . .                                     | 30        |
| 5.3. Provjera vratila remenice . . . . .                           | 34        |
| 5.4. Zatik za preuzimanje okretnog momenta elektromotora . . . . . | 35        |
| 5.5. Vijci za prijenos okretnog momenta elektromotora . . . . .    | 35        |
| 5.6. Provjera pritezača . . . . .                                  | 36        |
| <b>6. PRORAČUN LEŽAJEVA I PERA . . . . .</b>                       | <b>37</b> |
| 6.1. Ležajevi . . . . .  | 37        |
| 6.2. Pera . . . . .  | 39        |
| <b>LITERATURA . . . . .</b>  | <b>46</b> |
| <b>TEHNIČKA DOKUMENTACIJA . . . . .</b>                            | <b>47</b> |

## POPIS SLIKA

|      |  |    |
|------|--|----|
| 1.1  | Pojednostavljeni prikaz gibanja navojnog vretena i matice . . . . .        | 1  |
| 1.2  | Karakteristične veličine navoja [1] . . . . .                              | 2  |
| 1.3  | Primjer viševojne spirale [1] . . . . .                                    | 3  |
| 1.4  | Ravnoteža sile pri dodiru navoja matice i vijka [1] . . . . .              | 3  |
| 1.5  | Dvostupni podizač za automobile [7] . . . . .                              | 7  |
| 1.6  | Dvokontaktni industrijski podizač [8] . . . . .                            | 7  |
| 1.7  | tzv. "Screw jack" podizač [9] . . . . .                                    | 8  |
| 1.8  | Podizni stol s nogama u obliku "škara" [10] . . . . .                      | 8  |
| 1.9  | Stambeno dizalo pokretano navojnim vretenom [11] . . . . .                 | 9  |
| 1.10 | Teleskopski podizač sa serijski spojenim navojnim vretenima [12] . . . . . | 9  |
| 2.1  | Pogon čelnicima . . . . .  | 11 |
| 2.2  | Pogon stožnicima . . . . .   | 12 |
| 2.3  | Pogon zupčastim remenom . . . . .  | 13 |
| 2.4  | Pogon pužnim prijenosom . . . . .  | 14 |
| 2.5  | Odabrani koncept . . . . .   | 15 |
| 3.1  | Shema mehanizma u krajnjem položaju . . . . .                              | 17 |
| 3.2  | Forma izvijanja vretena 1 . . . . .  | 18 |
| 3.3  | Izvijanje izvedenog vretena . . . . .                                      | 23 |
| 5.1  | Zupčasti remen s trapeznim profilom prema normi DIN 7721 [5] . . . . .     | 27 |
| 5.2  | otvoreni remenski prijenos [5] . . . . .                                   | 27 |
| 5.3  | Sile na vratilo pogonske remenice . . . . .                                | 34 |
| 6.1  | Ležaj 6215-2Z [14] . . . . .   | 37 |
| 6.2  | Ležaj 51208 [14] . . . . .   | 38 |
| 6.3  | Općenite dimenzije umetnutog pera . . . . .                                | 39 |
| 6.4  | Pera u sustavu cilindara . . . . .   | 42 |
| 6.5  | Mehanizam u spuštenom stanju . . . . .                                     | 44 |
| 6.6  | Mehanizam u podignutom stanju . . . . .                                    | 45 |



**POPIS TABLICA**

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 5.1 | <i>Synchroflex</i> remen s trapeznim profilom prema DIN 7721 [5] . . . . .   | 30 |
| 5.2 | Jedinična snaga <i>Synchroflex</i> remena s trapeznim profilom [5] . . . . . | 32 |
| 5.3 | Pogonski faktor za zupčasto remenje [5] . . . . .                            | 33 |

## **POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

| <b>Broj crteža</b> | <b>Naziv iz sastavnice</b>              |
|--------------------|---|
| D-TS-01-00-00      | PODIZAČ SA SERIJSKIM NAVOJNIM VRETENIMA |

## POPIS OZNAKA

| Oznaka                   | Jedinica          | Opis   |
|--------------------------|-------------------|--|
| $A_{\text{popr.presj.}}$ | mm <sup>2</sup>   | poprečni presjek sekundarnog vretena               |
| $A_j$                    | mm <sup>2</sup>   | površina jezgre vijka                              |
| $b$                      | mm                | širina pera  |
| $b_{\text{potr,r}}$      | cm                | potrebna širina remena                             |
| $C$                      | kN                | dinamička nosivost ležaja                          |
| $C_1$                    | kN                | dinamičko opterećenje ležaja                       |
| $C_B$                    | -                 | faktor primjene zupčastog remena                   |
| $d$                      | mm                | nazivni promjer navoja                             |
| $d_2$                    | mm                | srednji promjer navoja                             |
| $d_3$                    | mm                | promjer jezgre navoja                              |
| $d_{e,m}$                | mm                | tjemeni promjer manje remenice                     |
| $d_{e,v}$                | mm                | tjemeni promjer veće remenice                      |
| $d_m$                    | mm                | diobeni (računski) promjer manje remenice          |
| $d_v$                    | mm                | diobeni (računski) promjer veće remenice           |
| $d_v$                    | mm                | promjer vratila                                    |
| $D_{v,EM}$               | mm                | promjer postavljanja vijaka elektromotora          |
| $D_p$                    | mm                | promjer trenja podloge                             |
| $e$                      | mm                | razmak osi remenica                                |
| $E$                      | N/mm <sup>2</sup> | Youngov modul elastičnosti                         |
| $f_1$                    | -                 | pomoćni faktor za izračun razmaka osi remenica     |
| $f_2$                    | -                 | pomoćni faktor za izračun razmaka osi remenica     |
| $F_{\text{dop,r}}$       | N                 | dopuštena vučna sila u remenu                      |
| $F_g$                    | N                 | opterećenje aksijalnog kugličnog ležaja            |
| $F_N$                    | N/cm              | jedinična sila u remenu                            |
| $F_p$                    | N                 | sila na pero                                       |
| $F_R$                    | N                 | rezultantna sila remenskog prijenosa na vratilo    |
| $F_r$                    | N                 | vučna sila u remenu                                |
| $F_{v,EM}$               | N                 | sila u pojedinom vijku elektromotora               |
| $F_z$                    | N                 | sila na zatik uslijed zadržavanja okretnog momenta |
| $F_Q$                    | N                 | vertikalno opterećenje na vretena                  |
| $F_v$                    | N                 | sila u vijku                                       |
| $h$                      | mm                | visina pera  |

|               |                   |   |
|---------------|-------------------|---|
| $H$           | mm                | visina podizanja                                |
| $H_1$         | mm                | nosiva dubina navoja                            |
| $i_r$         | -                 | prijenosni omjer remenskog prijenosa            |
| $l$           | mm                | slobodna duljina izvijanja                      |
| $L$           | mm                | hod pojedinog segmenta                          |
| $L_{10h,min}$ | h                 | minimlni vijek tranja ležaja                    |
| $L_p$         | mm                | duljina pera                                    |
| $L_r$         | mm                | duljina remena                                  |
| $L_t$         | mm                | nosiva duljina pera                             |
| $m$           | mm                | visina matice, modul                            |
| $m_p$         | kg                | masa nastavka podizne ploče                     |
| $m_c$         | kg                | masa cilindričnih komponenti                    |
| $m_1$         | mm                | visina matice primarnog vretena                 |
| $m_2$         | mm                | visina matice sekundarnog vretena               |
| $M_f$         | Nmm               | moment savijanja vratila manje remenice         |
| $M_{k,n,EM}$  | Nm                | nazivni kočni moment elektromotora              |
| $M_{n,EM}$    | Nm                | nazivni okretni moment elektromotora            |
| $M_{st}$      | Nm                | statički moment                                 |
| $n$           | -                 | broj zavojnica navoja                           |
| $n_m$         | okr/s             | brzina vrtnje manje remenice                    |
| $n_{n,EM}$    | okr/min           | nazivna brzina vrtnje elektromotora             |
| $n_v$         | okr/s             | brzina vrtnje veće remenice                     |
| $n_{vr}$      | okr/min           | brzina vrtnje vretena                           |
| $N$           | -                 | broj okretaja vijka                             |
| $p$           | mm                | korak na remenu                                 |
| $p_g$         | N/mm <sup>2</sup> | tlak na dodirnoj površini između pera i glavine |
| $p_v$         | N/mm <sup>2</sup> | tlak na dodirnoj površini između pera i vratila |
| $p_{dop}$     | N/mm <sup>2</sup> | dopušteni tlak na dodirnoj površini             |
| $P$           | mm                | korak navoja                                    |
| $P_{EM}$      | kW                | nazivna snaga elektromotora                     |
| $P_{EM,potr}$ | kW                | potrebna snaga elektromotora                    |
| $P_N$         | W/cm              | jedinična snaga remena                          |
| $P_{rem}$     | kW                | snaga remena na pogonskoj remenici              |
| $P_h$         | mm                | uspon navoja                                    |
| $P_{h1}$      | mm                | uspon navoja primarnog vretena                  |
| $P_{h2}$      | mm                | uspon navoja sekundarnog vretena                |
| $Q$           | kg                | težina tereta                                   |

|               |                 |  |
|---------------|-----------------|--|
| $r_p$         | mm              | polumjer trenja podloge                            |
| $R_e$         | MPa             | granica tečenja                                    |
| $R_m$         | MPa             | vlačna čvrstoća                                    |
| $R_z$         | mm              | udaljenost zatika od središnje osi elektromotora   |
| $S_i$         | -               | faktor sigurnosti protiv izvijanja                 |
| $S_{i,min}$   | -               | potrebni faktor sigurnosti protiv izvijanja        |
| $S_{post,pr}$ | -               | postojeći faktor sigurnosti pritezača              |
| $S_{potr}$    | -               | potrebni/odabrani faktor sigurnosti                |
| $t_1$         | mm              | visina pera unutar vratila                         |
| $t_2$         | mm              | visina pera unutar glavine                         |
| $T_N$         | Nm              | moment navoja                                      |
| $T_{N1}$      | Nm              | moment navoja na primarnom vretenu                 |
| $T_{N2}$      | Nm              | moment navoja na sekundarnom vretenu               |
| $T_P$         | Nm              | moment pokretanja vijka                            |
| $T_{pr}$      | Nm              | moment uvijanja pritezača                          |
| $T_{pr,v,EM}$ | Nm              | moment pritezanja vijka elektromotora              |
| $T_{R1}$      | Nm              | moment uvijanja vratila manje remenice             |
| $T_{TP}$      | Nm              | moment trenja podloge                              |
| $T_v$         | Nm              | okretni moment na vratilu                          |
| $T_z$         | Nm              | moment koji zatik treba zadržati                   |
| $u$           | mm              | udaljenost podnožja zuba do sredine pletiva remena |
| $v_{diz}$     | m/min           | brzina podizanja platforme                         |
| $v_k$         | -               | faktor kočenja                                     |
| $v_{rem}$     | m/s             | brzina remena                                      |
| $v_x$         | mm/s            | brzina translatornog elementa                      |
| $W$           | mm <sup>3</sup> | moment otpora presjeka                             |
| $W_p$         | mm <sup>3</sup> | polarni moment otpora                              |
| $W_{p1}$      | mm <sup>3</sup> | polarni moment otpora primarnog vretena            |
| $W_{p2}$      | mm <sup>3</sup> | polarni moment otpora sekundarnog vretena          |
| $x$           | mm              | pomak translatornog elementa                       |
| $X$           | -               | broj zubi remena                                   |
| $z_e$         | -               | broj zubi u zahvatu na manjoj remenici             |
| $z_m$         | -               | broj zubi manje remenice                           |
| $z_{min}$     | -               | minimalno potreban broj zubi remena                |
| $z_v$         | -               | broj zubi veće remenice                            |

|                     |     |  |
|---------------------|-----|--|
| $\alpha$            | °   | kut uspona navoja na srednjem promjeru                 |
| $\alpha_0$          | -   | faktor čvrstoće materijala vratila                     |
| $\alpha_r$          | °   | kut nagiba slobodnog ili vučnog ogranka remena         |
| $\alpha_1$          | °   | kut uspona navoja primarnog vretena                    |
| $\alpha_2$          | °   | kut uspona navoja sekundarnog vretena                  |
| $\alpha_n$          | °   | kut uspona navoja na promjeru jezgre                   |
| $\alpha_v$          | °   | kut uspona navoja na vanjskom promjeru                 |
| $\beta$             | °   | kut boka navoja  |
| $\beta_r$           | °   | obuhvatni kut remena                                   |
| $\varepsilon$       | -   | eksponent vijeka trajanja ležaja                       |
| $\eta$              | -   | ukupna korisnost vijčanog pogona                       |
| $\eta_{k1}$         | -   | korisnost primarnog primarnog u kočnom stanju          |
| $\eta_{k2}$         | -   | korisnost sekundarnog podsustava u kočnom stanju       |
| $\eta_L$            | -   | korisnost uležištenog vratila/vretena                  |
| $\eta_{rem}$        | -   | korisnost remenskog prijenosa                          |
| $\eta_{v1}$         | -   | korisnost primarnog vretena                            |
| $\eta_{v2}$         | -   | korisnost sekundarnog vretena                          |
| $\lambda$           | -   | faktor vitkosti kod izvijanja                          |
| $\lambda_0$         | -   | granični faktor vitkosti                               |
| $\mu_N$             | -   | faktor trenja navoja                                   |
| $\mu_P$             | -   | faktor trenja podloge                                  |
| $\rho'$             | °   | korrigirani kut trenja navoja                          |
| $\rho'_1$           | °   | korrigirani kut trenja navoja primarnog vretena        |
| $\rho'_2$           | °   | korrigirani kut trenja navoja sekundarnog vretena      |
| $\sigma_{dop,v1}$   | MPa | dopušteno naprezanje vratila manje remenice            |
| $\sigma_{1dop}$     | MPa | dopušteno naprezanje primarnog vretena                 |
| $\sigma_k$          | MPa | kritično naprezanje kod izvijanja                      |
| $\sigma_{pr}$       | MPa | vlačno naprezanje kod izvijanja                        |
| $\sigma_{red,v,EM}$ | MPa | reducirano naprezanje vijka elektromotora              |
| $\sigma_{red,pr}$   | MPa | reducirano naprezanje pritezača remena                 |
| $\sigma_{red1}$     | MPa | reducirano naprezanje primarnog vretena                |
| $\sigma_{red2}$     | MPa | reducirano naprezanje sekundarnog vretena              |
| $\sigma_{red,v1}$   | MPa | reducirano naprezanje vratila manje remenice           |
| $\sigma_{v,EM}$     | MPa | vlačno naprezanje vijka elektromotora                  |
| $\sigma_1$          | MPa | normalno naprezanje primarnog vretena                  |
| $\sigma_2$          | MPa | normalno naprezanje sekundarnog vretena                |
| $\sigma_{DI}$       | MPa | dinamička izdržljivost pri čistom istosmjernom ciklusu |

---

|               |       |   |
|---------------|-------|---|
| $\tau_p$      | MPa   | smično naprezanje pera                                  |
| $\tau_{t,DN}$ | MPa   | trajna dinamička čvrst. pri čistom izmjeničnom uvijanju |
| $\tau_{v,EM}$ | MPa   | torzijsko naprezanje vijka elektromotora                |
| $\tau_1$      | MPa   | torzijsko naprezanje primarnog vretena                  |
| $\tau_2$      | MPa   | torzijsko naprezanje sekundarnog vretena                |
| $\omega$      | rad/s | kutna brzina rotirajućeg elementa                       |
| $\omega_{EM}$ | rad/s | kutna izlazna brzina vratila elektromotora              |
| $\omega_{vr}$ | rad/s | kutna brzina vretena                                    |

## **SAŽETAK**

Rad opisuje uporabu navojnih vretena te prikazuje neke primjere s tržišta. Ukratko je opisan i fizikalni princip rada samog navojnog vretena. U svrhu ostvarenja traženih parametara podizača prikazano je nekoliko koncepata uređaja te je odabran i detaljno konstruiran koncept mehanizma s elektromotornim pogonom te s prijenosom snage pomoću zupčastog remena i s 2 trapezna vretena spojenih u seriju. Naposljetku je prikazana tehnička dokumentacija podizača koja prikazuje podignuto te spuštено stanje.

**Ključne riječi:** podizač, navojno vreteno s trapeznim navojem, serijski spojena navojna vretena, remenski prijenos, zupčasti remen, elektromotorni pogon



## **SUMMARY**

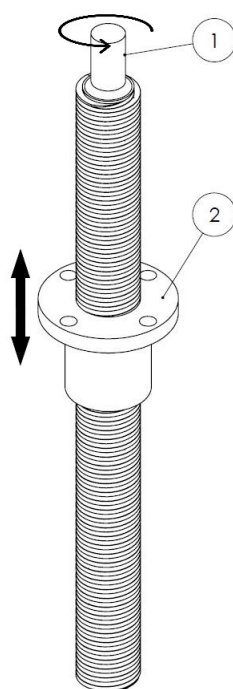
The paper describes the use of power screws in lifts and shows some of the examples available on the market. The working principles of power screws are briefly explained also. For the purpose of meeting the required lift parameters, few possible device concepts are shown and described. Furthermore, the chosen concept, consisting of an electric motor drive, toothed belt transmission and 2 power screws connected in series is designed in detail. Lastly, technical drawings of the device assembly are given showing its raised and lowered state.

**Key words:** lift, power screw with trapezoidal thread, serial screw drive, belt transmission, toothed belt, electric motor drive

## 1. UVOD

### 1.1. Princip rada navojnih vretena

Navojna vretena (*eng. Power screw, Lead screw*) u strojarstvu predstavljaju strojne dijelove u obliku izduženog vijka, koji s ostalim dijelovima u sustavu pretvaraju rotacijsko gibanje u translatorno gibanje. Jedno takvo jednostavno vreteno (1) zajedno s translatorskim elementom (2) prikazano je na slici 1.1 u pojednostavljenom prikazu.



Slika 1.1: Pojednostavljeni prikaz gibanja navojnog vretena i matice

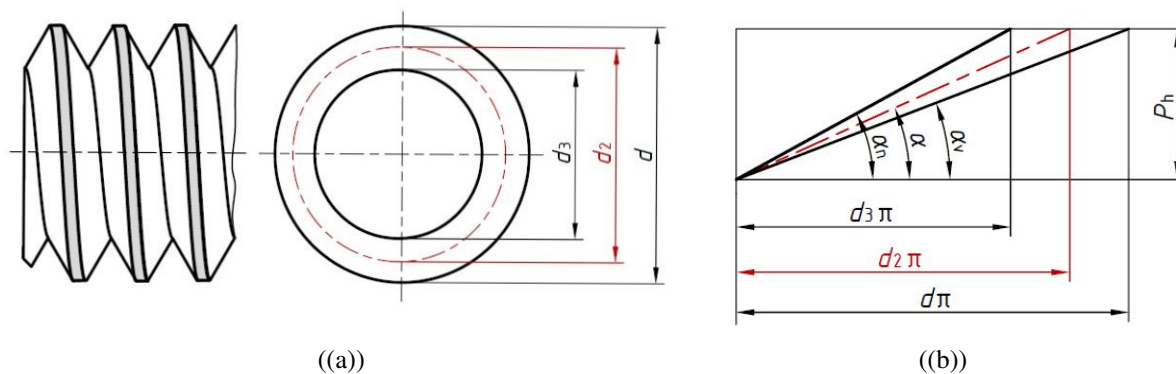
Princip rada je takav da se vreteno pokreće nekim vanjskim izvorom (e.g. elektromotor, ručna sila) te svojim kružnim gibanjem uzrokuje pomicanje translatorsnog elementa s unutarnjim navojem. Smjer gibanja translatorsnog elementa ovisiti će o tome je li navoj desnovojan ili lijevovojan te o smjeru vrtnje vretena.

Pri izradi navojnih vretena koriste se uglavnom trapezni, ali u uporabi je i npr. pilasti profil navoja (veća opteretivost). Općenito, podizači bazirani na navojnim vretenima mogu pružiti precizno pozicioniranje, ali i ovisno o izvedbi podnijeti velike opteretivosti. Često pružaju idealnu zamjenu za hidrauličke sustave tamo gdje ista nije iz nekog razloga primjerena.

## 1.2. Dinamika navojnog vretena

Za potrebe daljnjih izvoda i razmatranja najprije se definiraju neke osnovne veličine kod vijčanih elemenata.

Na slici 1.2a vidljiv je navoj u nacrtu (lijevo) te bokocrtu (desno). U tim pogledima prikazani su karakteristični promjeri navoja na temelju kojih proizlazi dobar dio daljnjih jednadžbi. Također je na slici 1.2b prikazana povezanost uspona i promjera navoja. Na slici 1.2 promjer  $d$  označava nazivni (vanjski) promjer navoja,  $d_2$  označava srednji promjer navoja te je  $d_3$  promjer jezgre vijka. Nadalje, na slici 1.2b  $P_h$  označava uspon, dok su kutevi  $\alpha_n$ ,  $\alpha_v$  i  $\alpha$  pripadajući kutevi uspona ovisno koji od navedenih promjera je promatran.



Slika 1.2: Karakteristične veličine navoja [1]

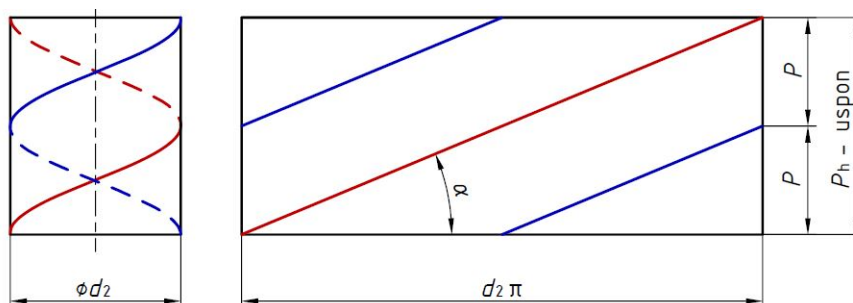
S obzirom na spomenute različite kutove uspona, kao kut uspona navoja podrazumijeva se kut uspona na srednjem promjeru. Stoga slijedi sljedeća relacija:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P_h}{d_2 \pi} \quad (1.1)$$

Ovdje je također dobro napomenuti i da vrijedi sljedeći izraz:

$$P_h = nP \quad (1.2)$$

Jednadžba (1.2) zapravo povezuje uspon  $P_h$  s korakom  $P$  te je mjerodavan izraz u slučaju viševojnih vijaka odnosno navojnih vretena. Pritom je korak  $P$  udaljenost između zavojnica prema slici 1.3 na kojoj je dan primjer dvovojne spirale, dok  $n$  označava broj zavojnica.

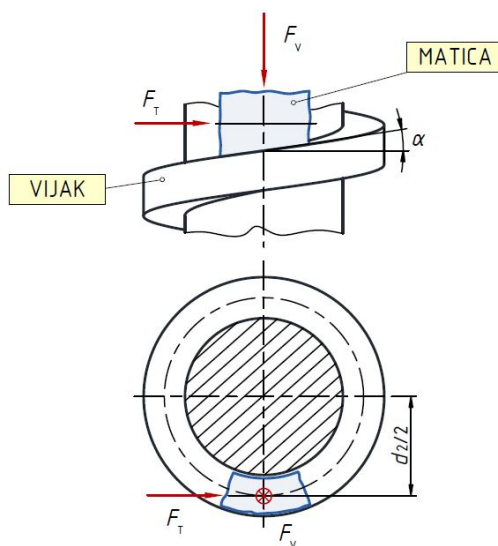


Slika 1.3: Primjer viševojne spirale [1]

S definiranom geometrijom navoja moguće je izvesti jednadžbe kojima se tako do sada opisana geometrija povezuje sa silama odnosno momentom.

Shodno tome, prema slici 1.4 sada se uvodi pojam sile.

Nadalje kroz tekst u svrhu jednostavnosti, za navojno vreteno također će ponekad biti korišten izraz vijak dok će za translatorni element ponekad biti korišten izraz matica.



Slika 1.4: Ravnoteža sile pri dodiru navoja matice i vijka [1]

Izvodom koji se ovdje ne prikazuje, dolazi se do sljedećeg izraza koji prikazuje moment koji je potrebno dovesti navoju za pokretanje odnosno pritezanje vijčanog spoja uz prisustvo sile u vijku  $F_V$ :

$$T_N = F_V \tan(\rho' + \alpha) \frac{d_2}{2} \quad (1.3)$$

gdje je  $\rho'$  korigirani kut trenja ovisan o kutu boka navoja  $\beta$  te faktoru trenja  $\mu_N$ :

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{\mu_N}{\cos \beta} \quad (1.4)$$

Jednadžbu (1.3) moguće je još dodatno proširiti ako je osim navojnog dodira u sustavu prisutan i dodir s podlogom okoline što rezultira dodatnim momentom trenja podloge kojeg je potrebno savladati u svrhu pokretanja,  $T_{TP}$ . Prema tome dolazi se do sljedećeg konačnog izraza potrebnog za moment pokretanja vijka,  $T_P$ :

$$T_P = \left[ F_V \tan(\rho' + \alpha) \frac{d_2}{2} \right] + \left[ F_V \mu_p r_p \right] \quad (1.5)$$

gdje je sada dodan član trenja podloge koji objedinjuje silu u vijku  $F_V$ , faktor trenja podloge  $\mu_p$  te polumjer  $r_p$  na kojem se ostvaruje odnosno razmatra sila trenja podloge.

Kao što je već spomenuto, princip gibanja vijka i matice je takav da kružno gibanje vijka uzrokuje translatorno gibanje matice. Moguće je postići i obratno u slučaju nesamokočnog navoja pri čemu bi uslijed translatornog gibanja matice, zbog sile na navoj po principu kosine, vijak počeo rotirati ukoliko nije dodatno osiguran. Kako bi vijčani spoj ostvario samokočnost potrebno je ispuniti sljedeći uvjet:

$$\rho' > \alpha \quad (1.6)$$

Uslijed rotacije vijka za jedan okretaj, translatorni element izvršiti će pomak jednak jednom usponu  $R_h$ . Shodno tome vrijedi sljedeći izraz koji povezuje pomak translatornog elementa  $x$  ovisno o broju okretaja vijka  $N$ :

$$x = NR_h \quad (1.7)$$

Analogno tome, moguće je postaviti relaciju između kutne brzine vijka  $\omega$  te translatorne brzine matice  $v_x$ :

$$v_x = P_h \frac{\omega}{2\pi} \quad (1.8)$$

Tako dobivene jednadžbe (1.7) i (1.8) biti će bitne dalje u radu s obzirom na to da objedinjuju ulazne parametre zadanog zadatka (visinu i brzinu podizanja) s parametrima koji će tek biti određeni.

U konačnici razmatranja osnova dinamike vijčanog sustava nije loše dodatno spomenuti iskoristivost tog istog sustava  $\eta$  u svrhu daljnjeg korištenja okretnog momenta odnosno snage kroz sustav. Dan je gotov izraz za ukupnu iskoristivost vijčanog pogona uz prisustvo trenja podloge (drugi član u nazivniku) za slučaj dizanja:

$$\eta = \frac{1}{\left[ \frac{\tan(\alpha + \rho')}{\tan \alpha} \right] + \left[ \frac{\mu_p D_p \pi}{P_h} \right]} \quad (1.9)$$

Za napomenuti je da se pod dizanje općenito ne podrazumijeva nužno gibanje tereta u smjeru suprotnom gravitaciji (vertikalno), već je nužno da je prisutno gibanje suprotno smjeru sile.

### 1.3. Postojeći podizači bazirani na navojnim vretenima

Na tržištu navojna vretena zauzimaju čvrsto mjesto uz bok drugim linearnim aktuatorima poput npr. uvelike zastupljene hidraulike zbog mogućnosti visokih nosivosti i preciznosti te jednostavne izrade i principa rada.

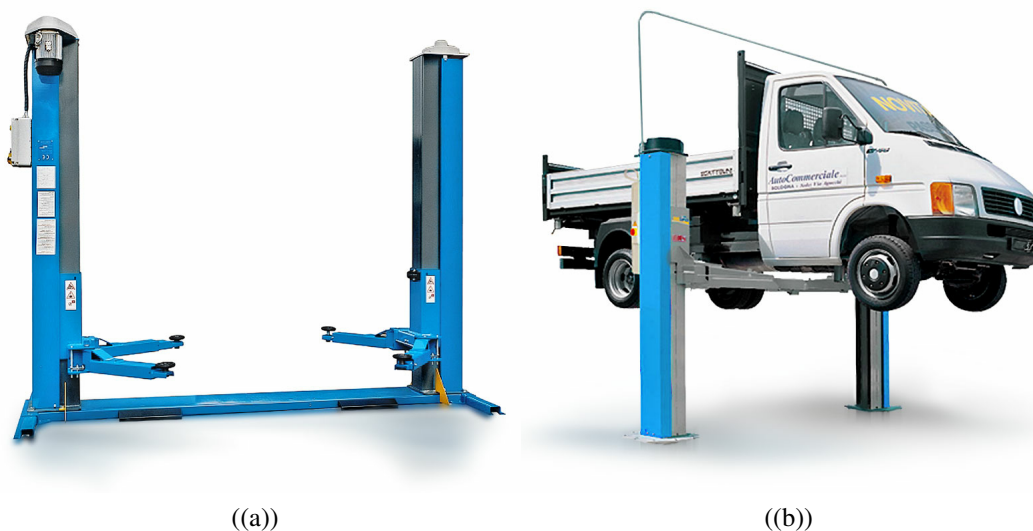
Isto tako ovisno o izvedbi moguće je ostvariti sustave s manje dijelova te sustave koji rade gotovo nečujno.

Primjenu pronalaze kao aktuatori za različite vrste podizača kako u lakim tako i u teškim industrijama, te se također koriste za različite linearno pomične sustave čija namjena nije nužno dizanje velikih tereta već precizno pozicioniranje.

Neki uočljivi nedostaci vijčanih pogona uključuju robusne konstrukcije čestih postojećih izvedbi koje iako pružaju velike opteretivosti, nerijetko zauzimaju i znatan prostor. Također iskoristivost ovih sustava uvelike je uvjetovana izborom materijala vijka odnosno matice te je sustav podložan češćim remontima zbog trošenja uslijed trenja. Kod podizača za znatnija opterećenja na većim visinama podizanja također se javlja opasnost izvijanja.

Kroz sljedećih nekoliko primjera prikazani su pronađeni proizvodi za dizanje temeljeni na principu vijčanog pogona, koje je moguće pronaći na tržištu. Ukratko je opisan princip rada prikazanih primjera.

Na slici 1.5 prikazan je podizač tvrtke "RP-Tools". Podizač je pogonjen elektromotorom zahvaljujući kojem vijak ostvaruje rotaciju te prema već objašnjenom principu rada ostvaruje translaciju tereta. Pruža relativno brzo te stabilno podizanje tereta, a ciljanu namjenu pronalazi u automobilskoj industriji za sigurno podizanje automobila na adekvatne visine za pristup vozilu odozdo.



Slika 1.5: Dvostupni podizač za automobile [7]

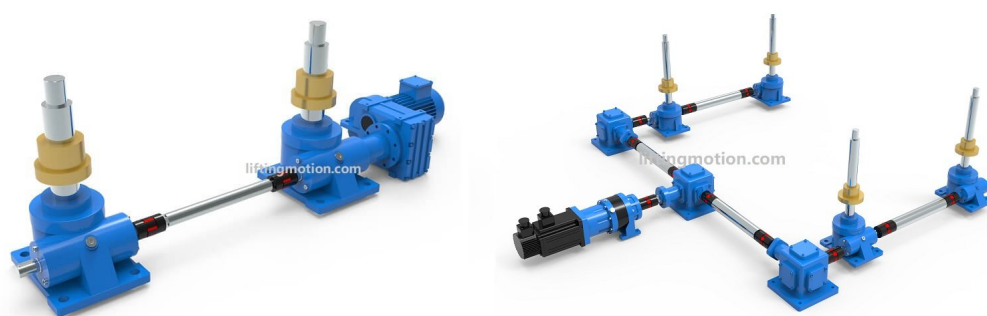
Sličan proizvod dolazi od proizvođača "Winkel" te je vidljiv na slici 1.6. Baziran je na dvostrukom kontaktu s teretom te pruža robusnost i sigurnost, a također funkcionira po principu kao i prethodni primjer. Zahtjeva rijetke održavanje te pruža mogućnost različitih protu-propadnih sigurnosnih mehanizama.



Slika 1.6: Dvokontaktni industrijski podizač [8]



Sljedeći proizvod, tvrtke "Lifting motion", također funkcionira po principu vijka upravljano elek- tromotorom. Pritom elektromotor najprije pokreće puž koji pokreće pužni vijak uslijed čega dolazi i do rotacije navojnog vretena i posljedične translacije matice. Izvana ovaj podizač najčešće nalikuje onom na slici 1.7a. U stranoj (anglosaksonskoj) literaturi za ovakav tip podizača uobičajen je naziv "Screw Jack". Moguće su različite prilagodbe, a jedna od čestih je sustav od paralelnih istovjetnih podizača na čije matice je tada moguće spojiti platformu oslonjenu u 4 točke (Slika 1.7b).

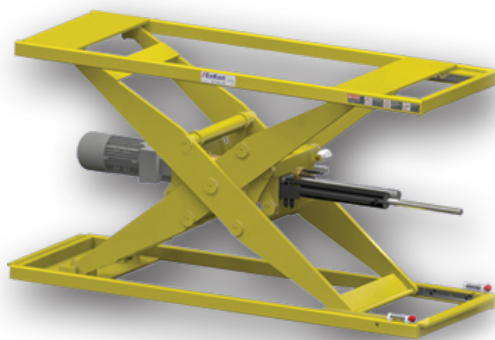


((a))

((b))

Slika 1.7: tzv. "Screw jack" podizač [9]

Sljedeći primjer s tržišta dolazi od tvrtke "Enkon pro". Radi se o svojevrsnoj podiznoj platformi u stilu stola. Ispod platforme nalaze se 2 para nogu u obliku "škara". Gibanje se ostvaruje elektromotorom koji pogoni vreteno te uzrokuje klizno gibanje donjeg dijela jednog para nogu. To posljedično uzrokuje i gibanje drugog para nogu. U konačnici sama platforma vrši čisti vertikalni pomak.



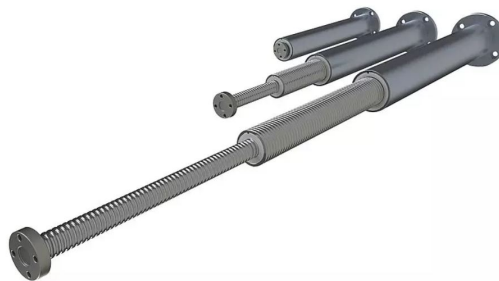
Slika 1.8: Podizni stol s nogama u obliku "škara" [10]

Nadalje, na slici 1.9 prikazan je podizač koji zapravo predstavlja stambeno dizalo. Proizvodi ga tvrtka "Kalea Lifts", te osim primjera na slici pružaju različite prilagodbe i mogućnosti samog proizvoda. Glavnu razliku naspram dizala koja se susreću svakodnevno je način pokretanja koji je kod ovog tipa dizala ostvaren dugačkim navojnim vretenom koje je pogonjeno elektromotorom.



Slika 1.9: Stambeno dizalo pokretano navojnim vretenom [11]

U konačnici dolazi se do posljednjeg primjera, tvrtke "Neff Gewindetriebe", koji je ujedno i uvodni primjer u daljnju razradu uređaja koji je tema ovoga rada s obzirom na to da prema slici 1.10 predstavlja tip podizača sa serijskim navojnim vretenima. Princip rada je dakle istovjetan principu rada uređaja zadanog zadatkom s razlikom da je prikazani podizač napravljen s kugličnim navojnim vretenima čime je omogućena veća iskoristivost i moguće je umanjiti prazni hod na navojima.



Slika 1.10: Teleskopski podizač sa serijski spojenim navojnim vretenima [12]

## 2. RAZVOJ KONCEPTA UREĐAJA

Prema parametrima zadatka, podizni uređaj mora se sastojati od minimalno dva serijski spojena navojna vretena, podizne platforme, nosive konstrukcije te pogonskog mehanizma.

S obzirom na zadanu visinu podizanja  $H = 1000$  mm te vertikalnu silu opterećenja uslijed tereta  $Q = 800$  kg odabire se mehanizam od 2 serijski spojena navojna vretena kako bi se pokazalo smanjenje vertikalnog prostora uređaja u neaktivnom (spuštenom) stanju naspram uređaja s jednim vretenom ili hidrauličkim mehanizmom. Uređaj bi se mogao sastojati od većeg broja serijski nanizanih vretena, no za potrebe ovog rada izvedba s 2 stupnja smatra se dovoljnom da se pokaže princip smanjenja prostora s obzirom na to da bi takva izvedba koristila 2 hoda po 500 mm kako bi se ostvarila zadanu visinu podizanja, dok bi dodavanjem svakog sljedećeg segmenta smanjenje u vertikalnom smjeru postajalo sve manje, a istovremeno bi s obzirom na serijski način spajanja i općenite manje korisnosti navojnih vretena, korištenjem više stupnjeva efikasnost dalje padala.

Parametri dimenzija podizne platforme predodređeni su zadatkom te za odrediti jedino preostaje materijal platforme odnosno njezinu težinu, što se određuje kasnije tijekom proračuna opterećenja. Dimenzije i materijal odnosno težina nosivih dijelova konstrukcije (podizni cilindri, vretena) se također određuju kasnije.

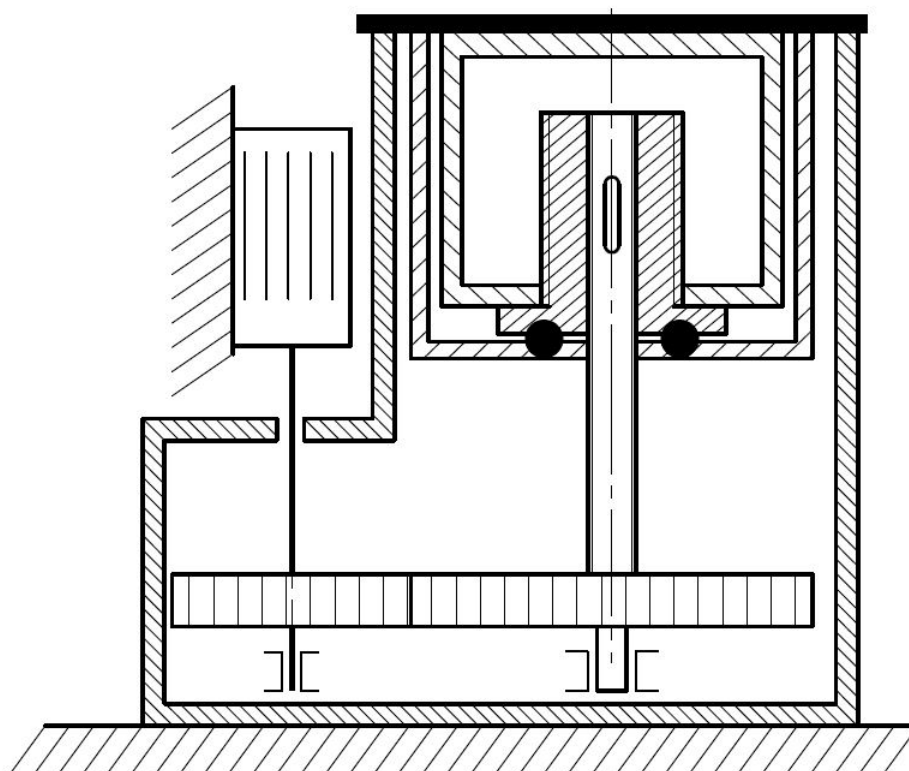
Za odrediti još preostaje vrstu pogonskog mehanizma. Shodno tome se na sljedećim primjerima koncepta nastoji prikazati moguće načine pogonjenja podiznog mehanizma. Takvi primjeri se nadalje razmatraju te se odabire optimalni koncept kao rješenje. S odabranim rješenjem se tada nastavlja u daljnju razradu.

## 2.1. Nekoliko konceptijskih rješenja ovisno o pogonskom mehanizmu

Ovdje su prikazane pojednostavljene sheme nekoliko različitih koncepata uređaja obzirom na pogonski mehanizam.

### KONCEPT 1

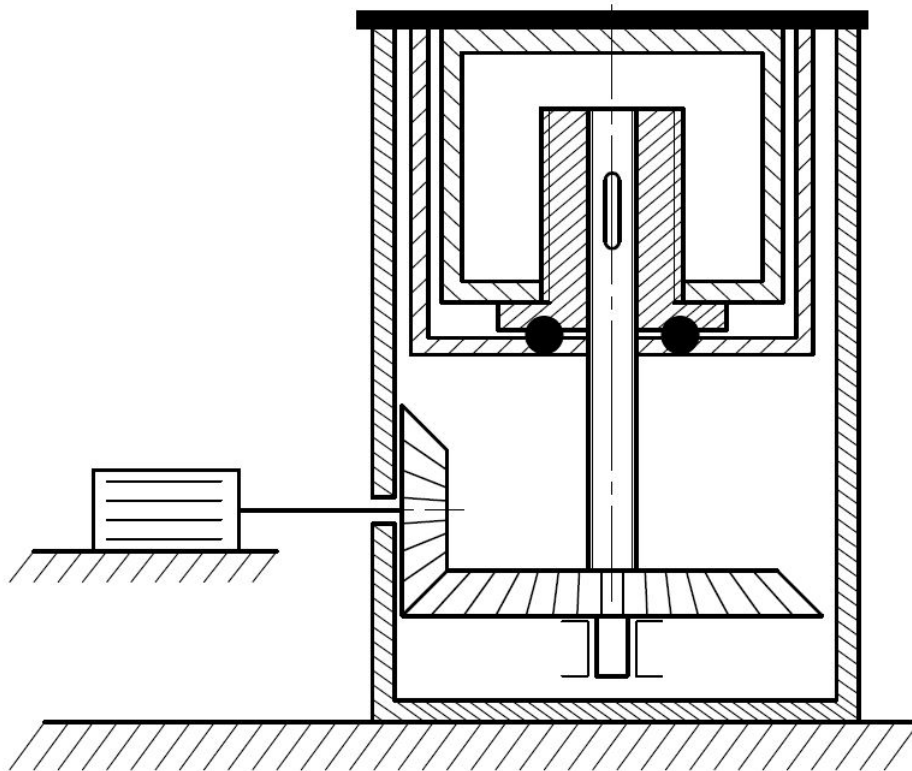
Koncept prikazan slikom 2.1 prikazuje podizni mehanizam pogonjen zupčanicima s čelnim ozubljenjem. Kod ovakvog rješenja elektromotor se postavlja vertikalno što znači da je prilikom izrade rupa za uležištenje vertikalnih vratila odnosno vretena lakše postići paralelnost vertikalnih osi rotacije.



Slika 2.1: Pogon čelnicima

**KONCEPT 2**

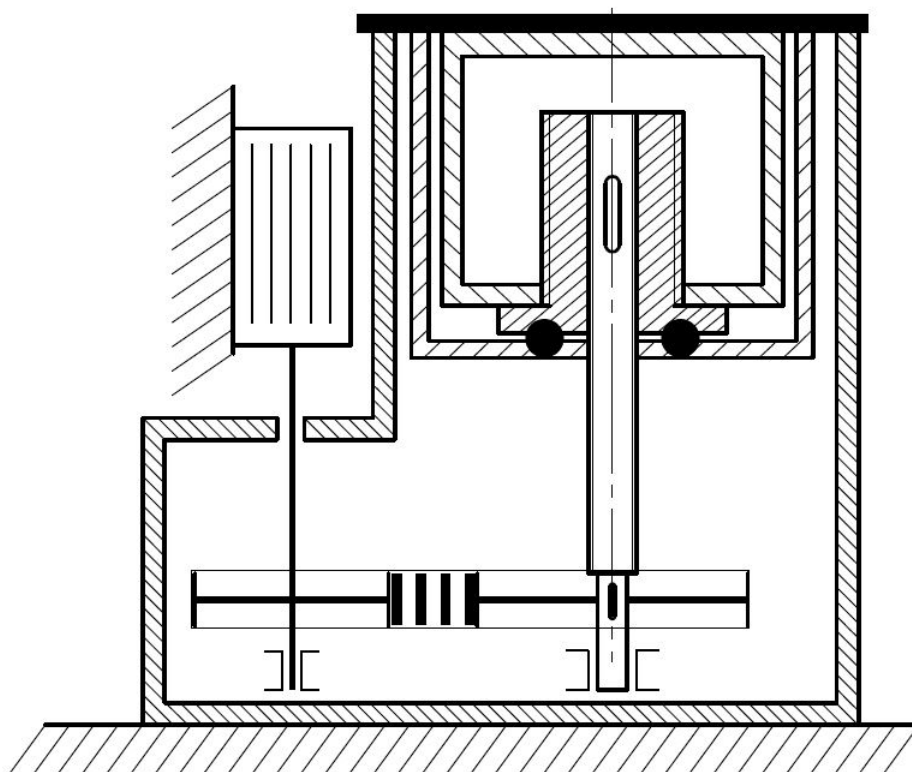
Koncept prikazan slikom 2.2 prikazuje podizni mehanizam pogonjen stožnicima. Ovdje se elektromotor priključuje horizontalno što potencijalno otežava ostvarivanje odgovarajućih odnosa osi za pravilan rad zupčanika. Isto tako kod stožnika se često za mirniji ulazak u zahvat odnosno mirniji rad koriste kosi zubi što otežava i poskupljuje izradu.



Slika 2.2: Pogon stožnicima

### KONCEPT 3

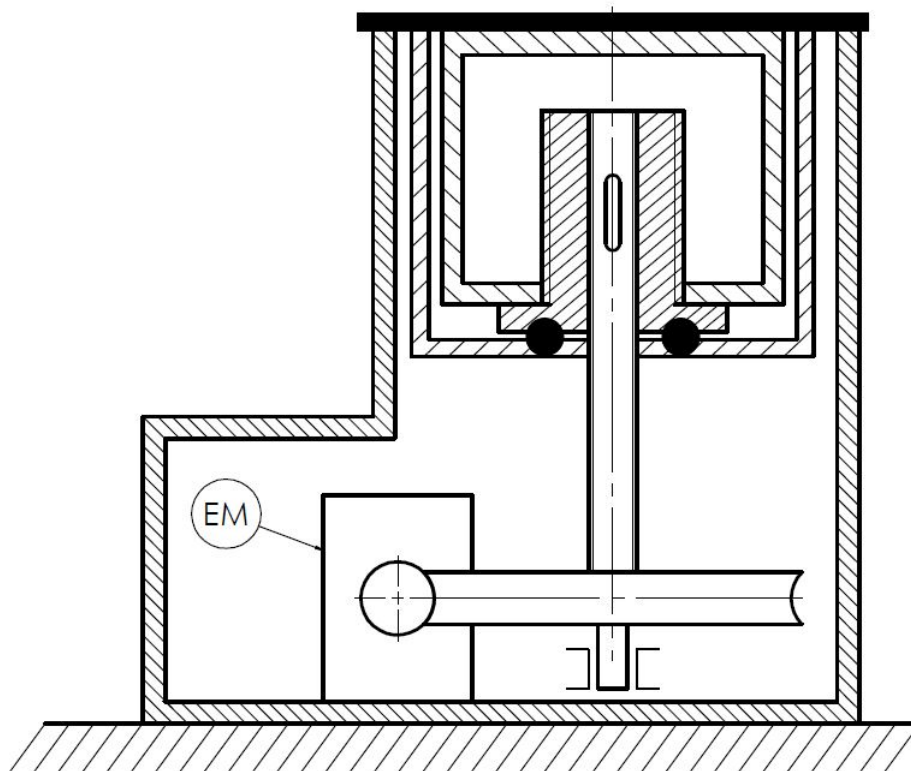
Koncept prikazan slikom 2.3 prikazuje podizni mehanizam pogonjen zupčastim remenskim prijenosom. Ovdje se isto kao i kod koncepta 1 motor montira vertikalno stoga to kao što je i tamo napomenuto omogućuje kvalitetnije i lakše pozicioniranje odnosno postizanje paralelnosti osi. Uporaba zupčastog remena dati će konstantan prijenosni omjer s obzirom na to da se eliminira utjecaj puzanja klasičnog remenja. Također u slučaju pucanja remena, isti se može ponovno naručiti i ugraditi što je prednost naspram zamjene cijelih zupčanika kod ostalih konceptata.



Slika 2.3: Pogon zupčastim remenom

**KONCEPT 4**

Koncept prikazan slikom 2.4 prikazuje podizni mehanizam pogonjen pužnim prijenosom. Elektromotor se u ovakvoj izvedbi montira horizontalno pod kutem od 90 stupnjeva u odnosu na pogon stožnicima te sa sobom nosi već spomenute potencijalne poteškoće horizontalne montaže. Također ovisno o izvedbi korisnost može biti značajno manja od ostalih koncepata. Pužni prijenosnici se najčešće koriste kod prijenosnika velikih snaga (100-150 kW) te za vrlo velike prijenosne omjere postizive jednim parom prijenosnih elemenata ( $i \leq 100$ ).



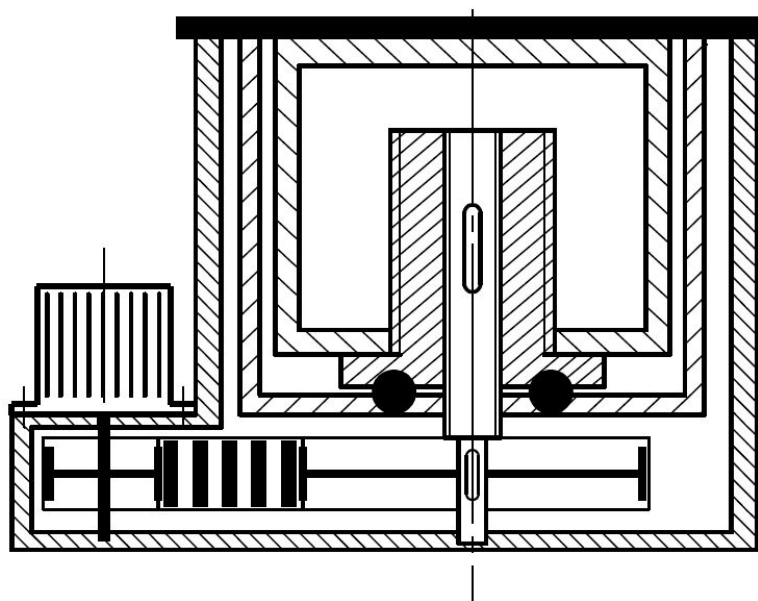
Slika 2.4: Pogon pužnim prijenosom

### 2.1.1. Odabrani koncept

Za daljnju konstrukcijsku razradu odabire se KONCEPT 3, izvedba pogona sa zupčastim remenom. Time se ostvaruje konstantan prijenosni omjer zbog dobrog opiranja remena istezanju odnosno puza-nju. Prijenos je tih i bez udara koji bi se mogli pojaviti kod nedovoljno precizno izrađenih zupčanika te je zamjena uslijed pucanja jeftinija jer se ne predviđa oštećenje dijelova pogona osim samog re-mena. Također, pogon je manje osjetljiviji na tolerancije prilikom izrade zahvaljujući elastičnosti remena.

Izvedba je u konačnici zamišljena na način da se nosiva konstrukcija odnosno odgovarajuće kućište izrađuje u zavarenoj izvedbi. Pritom bi se cjelokupna nosiva konstrukcija sastojala od dva primarna dijela, gornjeg cilindričnog dijela za smještaj podiznih elemenata te donjeg dijela za smještaj pogona, tj. remenskog prijenosa i ležajnih mjesta. Stoga je predviđena montaža odnosno pristup remenicama odozdo, a manje zatezanje remena koje je eventualno potrebno ostvariti se dalje obrađuje u detaljnoj konstrukcijskoj razradi.

Time je koncept 3 dodatno pojašnjen te je jednostavna shema koncepta koji se nadalje projektira prikazana na slici 2.5:



Slika 2.5: Odabrani koncept



### 3. PRORAČUN MEHANIZMA ZA DIZANJE

#### 3.1. Ulazni parametri

Najprije je potrebno odabrati materijal i dimenzije nastavka s podiznom pločom odnosno platformom. Nastavak s podiznom pločom se izrađuje od čelika S235JR te njegova težina iznosi otprilike 80 kg.

Također se u obzir uzima težina većih cilindričnih komponenti koje svojom težinom opterećuju vreteno 1 (glavno vreteno/vreteno manjeg promjera) te njihova težina približno iznosi 85 kg.

S tako određenim parametrima moguće je izračunati konačno maksimalno opterećenje na vreteno 1 prema sljedećem izrazu, uz napomenu da se to opterećenje koristi radi jednostavnosti i kod proračuna vretena 2 (opterećenje vretena te proračun snage kroz mehanizam) uz činjenicu da je takav proračun na strani sigurnosti s obzirom na to da je vreteno 2 inače opterećeno nešto manjom težinom nego vreteno 1:

$$F_Q = (Q + m_p + m_c) \cdot g = (800 + 80 + 85) \cdot 9.81 \approx 9467 \text{ N} \quad (3.1)$$

Najprije se izračunava korigirani kut trenja  $\rho'$ :

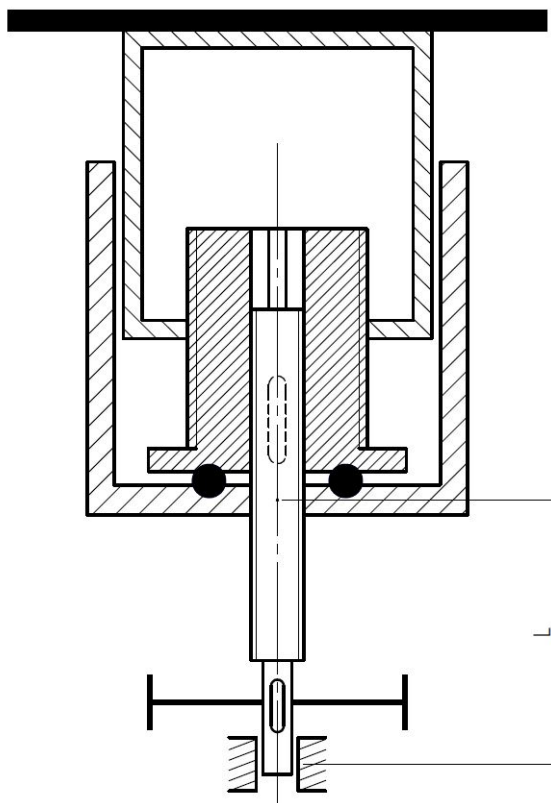
$$\rho' = \rho'_1 = \rho'_2 = \arctg\left(\frac{\mu_N}{\cos\beta}\right) = \arctg\left(\frac{0,10}{\cos 15^\circ}\right) = 5,91^\circ \quad (3.2)$$

gdje je  $\mu_N$  faktor trenja odabran za materijale čelik-bronca (prema [3]) te iznosi 0,10.

Prilikom odabira trapeznog navoja u nastavku cilj je ostvariti nesamokočnost na oba vretena zbog dva razloga. Jedan je povećanje korisnosti što se vidi u kasnijim jednadžbama (4.2), (4.3), dok je drugi razlog mogućnost samostalnog spuštanja tereta ukoliko bi pogon prestao raditi dok se teret nalazi na visini s obzirom na to da bi u suprotnom spuštanje tog tereta predstavljalo poteškoće i potencijalne opasnosti. U normalno funkcionirajućem pogonu se teret na željenoj visini održava kočionim motorom čiji je odabir također prisutan u nastavku.

### 3.2. Odabir navoja

S obzirom na odabir 2 vretena u seriji, hod svakog segmenta će iznositi  $L=500$  mm. S tako poznatom visinom moguće je prema proračunu na izvijanje odrediti potrebni promjer kako bi se ostvarila željena sigurnost. Na slici 3.1 pretpostavljeno je da će u krajnjem položaju kada je vreteno 1 najviše podložno izvijanju, udaljenost od ležaja do navoja na prvom matici iznositi približno  $L \approx 500$  mm.



Slika 3.1: Shema mehanizma u krajnjem položaju

Nadalje je moguće odrediti potrebni promjer jezgre prema gotovoj jednadžbi čiji je izvod dan u [3], te se odabire navoj čija vrijednost promjera jezgre je bliska dobivenoj:

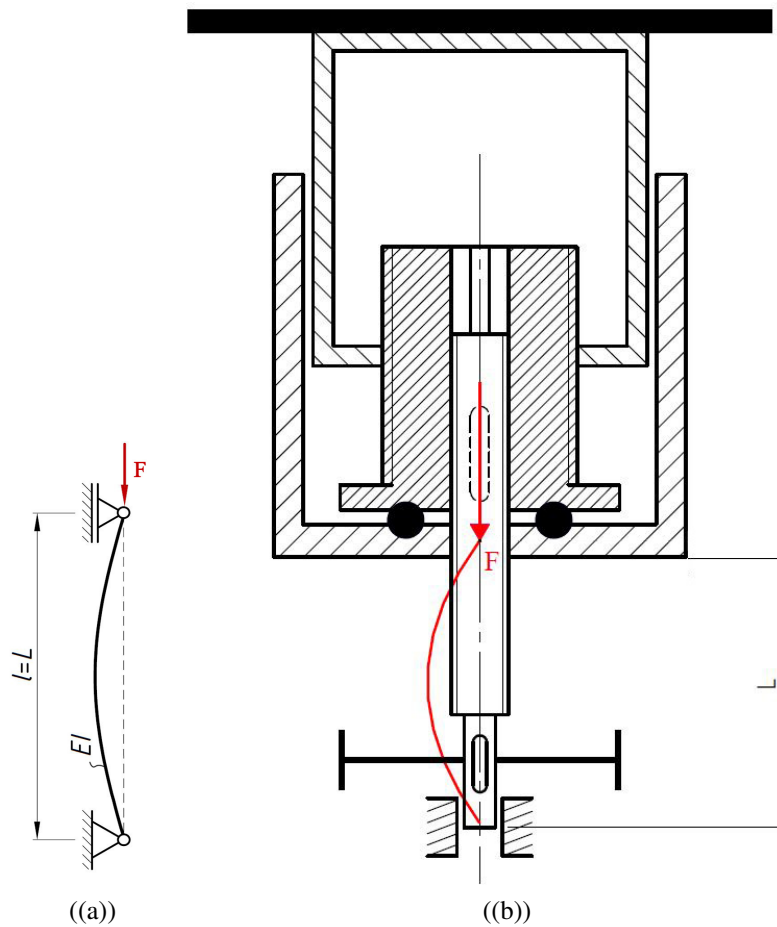
$$d_3 = \left( \frac{64 F_Q S_i l^2}{E \pi^3} \right)^{\frac{1}{4}} = \left( \frac{64 \cdot 9467 \cdot 8 \cdot 500^2}{210000 \cdot \pi^3} \right)^{\frac{1}{4}} = 20,77 \text{ mm} \quad (3.3)$$

S obzirom na dobivenu vrijednost, za vreteno 1 odabire se navoj Tr28x16(P8), dok se za vreteno 2 odabire navoj Tr48x16(P8).

U jednadžbi (3.3)  $S_i$  označava faktor sigurnosti protiv izvijanja odabran prema [3],  $E$  predstavlja Youngov modul elastičnosti dok je  $l$  slobodna duljina izvijanja koja za slučaj prema slici 3.1 iznosi  $L$ . Pojašnjenje forme izvijanja vidljivo je i na slici 3.2. Prema toj slici vidljiv je slučaj opterećenja kada su

postojana 2 uležištenja. Kako u ležaju, tako i u navoju, postojana je mala zračnost koja će omogućiti zakretanje elastične linije vretena oko poprečnih osi u osloncima. Za takav slučaj opterećenja vrijedi relacija :

$$l = L \quad (3.4)$$



Slika 3.2: Forma izvijanja vretena 1

### 3.3. Kontrola čvrstoće vretena

Vrši se kontrola naprezanja tijela vretena u kritičnom presjeku. Vretena se izrađuju iz konstrukcijskog čelika St 60-2 (Č0645).

Najprije se određuju kutevi uspona svakog vretena.

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{P_h^{(1)}}{d_2^{(1)}\pi}\right) = \arctg\left(\frac{16}{24\pi}\right) = 11,98^\circ \quad (3.5)$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{P_h^{(2)}}{d_2^{(2)}\pi}\right) = \arctg\left(\frac{16}{44\pi}\right) = 6,60^\circ \quad (3.6)$$

#### 3.3.1. Vreteno 1

Naprezanje uslijed tlaka na vretenu 1 će iznositi:

$$\sigma_1 = \frac{F_Q}{A_j} = \frac{F_Q}{\frac{(d_3^{(1)})^2 \pi}{4}} = \frac{9467 \cdot 4}{19^2 \pi} = 33,39 \text{ MPa} \quad (3.7)$$

Potrebno je odrediti torzijski moment uslijed pokretanja vretena na navoju prema sljedećoj jednadžbi (1.3):

$$T_{N1} = F_Q \tan(\rho' + \alpha_1) \frac{d_2^{(1)}}{2} = 9467 \cdot \tan(5,91 + 11,98) \cdot \frac{0,024}{2} = 36,67 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

Sada je moguće izračunati i torzijsko naprezanje uslijed djelovanja torzijskog momenta, uz korištenje i momenta  $T_{N2}$  (jdžb. 3.16), s obzirom na to da glavno vreteno more dovesti i taj moment do sekundarnog vretena preko pera. Za potrebe toga najprije se određuje polarni moment otpora:

$$W_{p1} = \frac{(d_3^{(1)})^3 \pi}{16} = \frac{19^3 \pi}{16} = 1346,76 \text{ mm}^3 \quad (3.9)$$

Izraz za torzijsko naprezanje dan je sljedećom jednadžbom:

$$\tau_1 = \frac{T_{N1} + T_{N2}}{W_{p1}} = \frac{36670 + 46210}{1346,76} = 61,54 \text{ MPa} \quad (3.10)$$

Prema energetske teoriji čvrstoće izračunava se reducirano naprezanje:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} = \sqrt{33,39^2 + 3 \cdot 61,54^2} = 111,70 \text{ MPa} \quad (3.11)$$

Određuje se dopušteno naprezanje koristeći odabrani faktor sigurnosti  $S_{potr} = 2$  te dinamičku izdržljivost materijala St 60-2 za čisti istosmjerni ciklus  $\sigma_{DI} = 360 \text{ MPa}$ :

$$\sigma_{1dop} = \frac{\sigma_{DI}}{S_{potr}} = \frac{360}{2} = 180 \text{ MPa} \quad (3.12)$$

Usporedbom dobivenih vrijednosti zaključuje se sljedeće:

$$\sigma_{red1} = 111,70 \text{ MPa} < \sigma_{1dop} = 180 \text{ MPa} \quad (3.13)$$

Stoga je uvjet čvrstoće vretena 1 zadovoljen!

### 3.3.2. Vreteno 2

Proračun čvrstoće drugog vretena uglavnom slijedi postupak opisan kod vretena 1. Jedina razlika je što je ovo vreteno zapravo šuplje. Ovdje se zbog podudaranja s proračunom prvog vretena navode samo gotovi izrazi i zaključak.

$$A_{popr. presj.} = \frac{(d_3^{(2)})^2 \pi}{4} - \frac{(d^{(1)})^2 \pi}{4} = \frac{(39^2 - 28^2) \pi}{4} = 578,84 \text{ mm}^2 \quad (3.14)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_Q}{A_{popr. presj.}} = \frac{9467}{578,84} = 16,36 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

$$T_{N2} = F_Q \tan(\rho' + \alpha_2) \frac{d_2^{(2)}}{2} = 9467 \cdot \tan(5,91 + 6,60) \cdot \frac{0,044}{2} = 46,21 \text{ Nm} \quad (3.16)$$

$$W_{p2} = \frac{\pi}{16} \frac{(d_3^{(2)})^4 - (d_3^{(1)})^4}{d_3^{(2)}} = \frac{\pi}{16} \frac{39^4 - 28^4}{39} = 8552,71 \text{ mm}^3 \quad (3.17)$$

$$\tau_2 = \frac{T_{N2}}{W_{p2}} = \frac{46210}{8552,71} = 5,40 \text{ MPa} \quad (3.18)$$

S obzirom na tako dobivene vrijednosti torzijskog i tlačnog naprezanja (jednadžbe (3.15) (3.18)), usporedbom s rezultatima kod proračuna čvrstoće vretena 1, može se automatski zaključiti da će vreteno 2 imati znatno veću sigurnost od vretena 1 bez daljnjeg dokazivanja.

### 3.4. Minimalna potrebna visina matica

Bočni tlak na dodiru navojnog vretena i matice ne smije preći dopuštenu vrijednost:

$$p = \frac{F_v P}{d_2 \pi H_1 m} \leq p_{\text{dop}} \quad (3.19)$$

gdje je  $H_1$  nosiva dubina navoja koja za trapezne navoje iznosi  $H_1 = 0,5P$ , a  $F_v$  sila koja opterećuje vijak. Odabranim navojima primarnog i sekundarnog vretena korak  $P$  je jednak te iznosi 8 mm.

Matični elementi biti će izrađeni od materijala CuSn (bronca) stoga je vrijednost dopuštenog tlaka (prema [1]):

$$p_{\text{dop}} = 5 \dots 15 \text{ N/mm}^2 \quad (3.20)$$

Odabire se srednja vrijednost:

$$p_{\text{dop}} = 10 \text{ N/mm}^2 \quad (3.21)$$

Shodno navedenome izračunavaju se minimalne potrebne visine matice za oba vretena:

Vreteno 1:

$$m_1 \geq \frac{F_Q P}{d_2^{(1)} \pi \cdot 0,5P \cdot p_{\text{dop}}} = \frac{9467 \cdot 8}{24\pi \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 10} = 25,11 \text{ mm} \quad (3.22)$$

Vreteno 2:

$$m_2 \geq \frac{F_Q P}{d_2^{(2)} \pi \cdot 0,5P \cdot p_{\text{dop}}} = \frac{9467 \cdot 8}{44\pi \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 10} = 13,70 \text{ mm} \quad (3.23)$$

### 3.5. Kontrola vretena na izvijanje

S obzirom da mehanizam posjeduje 2 vretena od kojih je jedno približno dvostruko deblje te otpornije na izvijanje, te uzevši u obzir jednake visine podizanja svakog od 2 segmenta, provjerava se samo glavno vreteno manjeg promjera.

Prema slici 3.3, realna udaljenost između navoja i ležaja sada iznosi 538 mm.

Najprije je potrebno odrediti faktor vitkosti prema sljedećem gotovom izrazu:

$$\lambda = \frac{4l}{d_3} = \frac{4 \cdot 538}{19} = 113,26 \quad (3.24)$$

S obzirom na to da je materijal vretena St60-2, granični faktor vitkosti dan je s  $\lambda_0 = 89$  te vrijedi:

$$\lambda = 113,26 > \lambda_0 = 89 \quad (3.25)$$

te se proračun provodi prema Eulerovom postupku.

Kritično naprezanje tada iznosi:

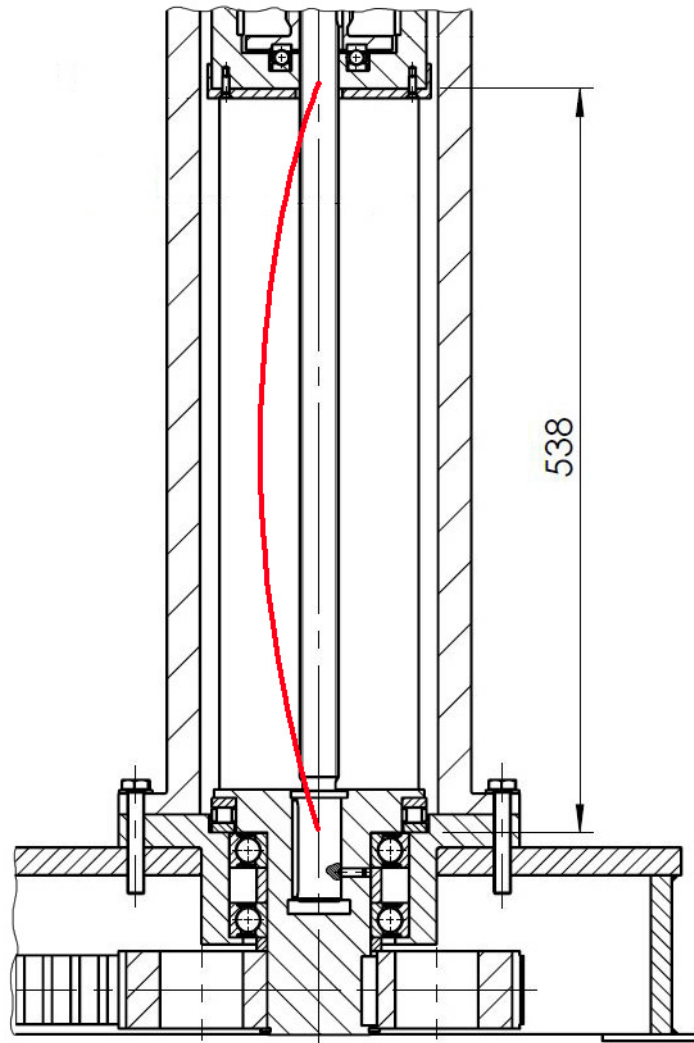
$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{113,26^2} = 161,57 \text{ MPa} \quad (3.26)$$

Stoga slijedi postojeća sigurnost protiv izvijanja:

$$S_i = \frac{\sigma_k}{\sigma_1} = \frac{161,57}{33,39} = 4,84 \quad (3.27)$$

koja zadovoljava potrebne uvjete ( $S_{i,\min} \approx 3...6$ ) te vreteno zadovoljava na izvijanje.

Ovdje je prikazana forma izvijanja na modelu sa stvarnim dimenzijama:



Slika 3.3: Izvijanje izvedenog vretena



## 4. ODABIR ELEKTROMOTORA

### 4.1. Potrebna snaga elektromotora

Najprije je potrebno odrediti potrebnu snagu elektromotora. Polazi se od snage podizanja tereta uz pretpostavku da će u teoriji svaki stupanj vretena doprinosti brzini podizanja u iznosu  $v_{\text{diz}}/2$  s obzirom na to da im je brzina vrtnje jednaka kao i usponi, te da je opterećenje na svako vreteno podjednako što je već prije spomenuto kao manje pojednostavljenje u proračunu, a na strani sigurnosti:

$$P_{\text{EM,potr}} = \frac{F_Q \cdot v_{\text{diz}}/2}{\eta_{\text{rem}} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{v1}} + \frac{F_Q \cdot v_{\text{diz}}/2}{\eta_{\text{rem}} \cdot \eta_L^3 \cdot \eta_{v2}} \quad (4.1)$$

Za daljnje postupanje najprije se određuju korisnosti u sustavu. Za vretena 1 i 2 one iznose redom:

$$\eta_{v1} = \frac{\text{tg}(\alpha_1)}{\text{tg}(\alpha_1 + \rho')} = \frac{\text{tg}(11,98)}{\text{tg}(11,98 + 5,91)} = 0,66 \quad (4.2)$$

$$\eta_{v2} = \frac{\text{tg}(\alpha_2)}{\text{tg}(\alpha_2 + \rho')} = \frac{\text{tg}(6,60)}{\text{tg}(6,60 + 5,91)} = 0,52 \quad (4.3)$$

Za vratilo (ili vreteno) uležišteno na valjnim ležajima uzima se vrijednost  $\eta_L = 0,97$  dok se za zupčasti remen uzima vrijednost  $\eta_{\text{rem}} = 0,98$ .

S tako navedenim vrijednostima sada je moguće sređivanjem i uvrštavanjem u jednadžbu (4.1) odrediti potrebnu snagu elektromotora:

$$P_{\text{EM,potr}} = \frac{9467 \cdot 10}{60 \cdot 2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98} \cdot \left( \frac{1}{0,66} + \frac{1}{0,97 \cdot 0,52} \right) \approx 3 \text{ kW} \quad (4.4)$$

## 4.2. Odabir motora iz kataloga

Pregledom kataloga kočionih motora proizvođača *Končar* [13] odabire se motor modela **5AZK 132MB-6** sa sljedećim relevantnim kataloškim podacima:

- nazivna snaga elektromotora:  $P_{EM} = 5,5 \text{ kW}$
- nazivna brzina vrtnje elektromotora:  $n_{n,EM} = 955 \text{ okr/min}$
- nazivni okretni moment elektromotora:  $M_{n,EM} = 55 \text{ Nm}$
- nazivni kočni moment:  $M_{k,n,EM} = 50 \text{ Nm}$

## 4.3. Prijenosni omjer

Na temelju odabranog elektromotora, sada je moguće odrediti prijenosni omjer koji se ostvaruje reduktorom u obliku remenskog prijenosa.

Jednadžba koja povezuje brzinu podizanja platforme te brzinu vrtnje navojnih vretena glasi:

$$v_{diz} = n_{vr} \cdot (P_{h1} + P_{h2}) \quad (4.5)$$

Iz jednadžbe (4.6) izražava se brzina vrtnje vretena:

$$n_{vr} = \frac{v_{diz}}{P_{h1} + P_{h2}} = \frac{10}{0,016 + 0,016} = 312,50 \text{ okr/min} \quad (4.6)$$

Sada je moguće izraziti prijenosni omjer koji je potrebno ostvariti remenskim prijenosom kao:

$$i_r = \frac{n_{n,EM}}{n_{vr}} = \frac{955}{312,50} = 3,056 \quad (4.7)$$

#### 4.4. Provjera kočnice

Izraz za izračun korisnosti u kočnom stanju za serijski slijed elemenata glasi redom za prvi podsustav te potom za drugi:

$$\eta_{k1} = \left(2 - \frac{1}{\eta_{rem}}\right) \left(2 - \frac{1}{\eta_L}\right)^2 \left(2 - \frac{1}{\eta_{v1}}\right) = \left(2 - \frac{1}{0,98}\right) \left(2 - \frac{1}{0,97}\right)^2 \left(2 - \frac{1}{0,66}\right) = 0,45 \quad (4.8)$$

$$\eta_{k2} = \left(2 - \frac{1}{\eta_{rem}}\right) \left(2 - \frac{1}{\eta_L}\right)^3 \left(2 - \frac{1}{\eta_{v2}}\right) = \left(2 - \frac{1}{0,98}\right) \left(2 - \frac{1}{0,97}\right)^3 \left(2 - \frac{1}{0,52}\right) = 0,07 \quad (4.9)$$

Statički moment dobiva se redukcijom sila na pogonsko vratilo (vratilo elektromotora) na sljedeći način:

$$\begin{aligned} M_{st} &= \frac{1}{\omega_{EM}} \cdot F_Q \cdot \frac{\omega_{vr}/2\pi \cdot (P_{h1} + P_{h2})}{2} \cdot (\eta_{k1} + \eta_{k2}) = \\ &= \frac{1}{i_r} \cdot F_Q \cdot \frac{2 \cdot P_h}{4\pi} \cdot (\eta_{k1} + \eta_{k2}) = \\ &= \frac{1}{3,056} \cdot 9467 \cdot \frac{0,016 \cdot 2}{4\pi} \cdot (0,45 + 0,07) = 4,10 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (4.10)$$

S obzirom da je referentna jednadžba za približnu provjeru zadovoljava li kočnica sljedeća:

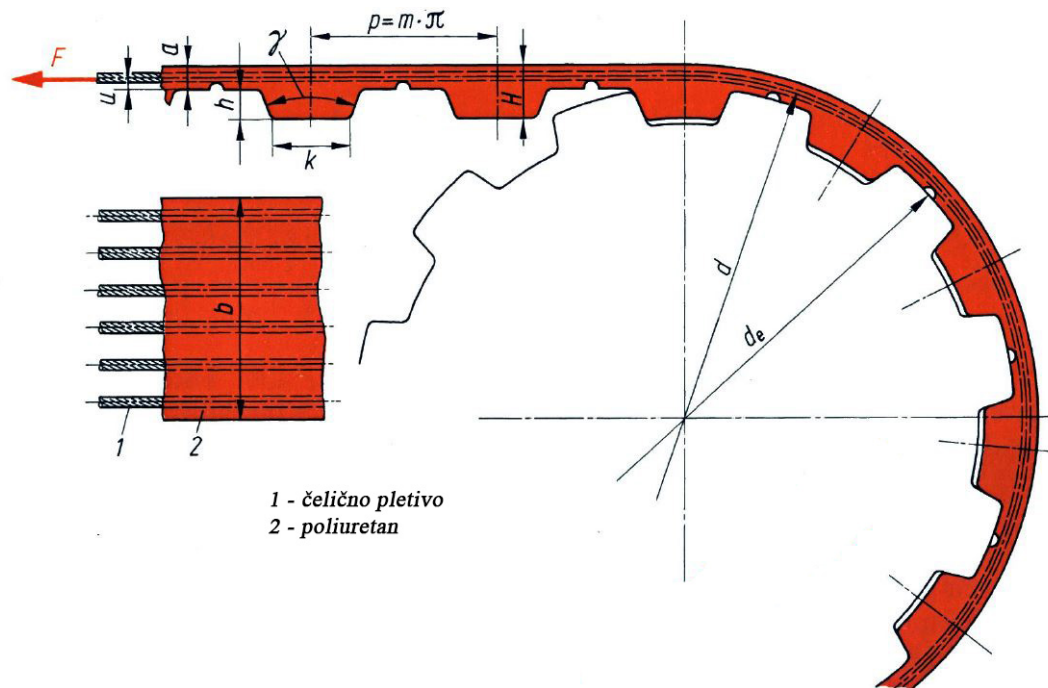
$$M_k \geq v_k \cdot M_{st} \quad (4.11)$$

gdje je  $v_k$  faktor kočenja (1,75 do 2,5), na temelju te jednadžbe i jednadžbe (4.10) vidljivo je da će potrebni kočni moment biti malen te će ga kočnica motora moći zadržati. Za zaključiti je da bi se prilikom iznenadnog gašenja kočnog pogona, mehanizam za dizanje lagano spustio odnosno vretena bi se odvrtila što i je zamisao mehanizma bez samokočnosti s obzirom na to da bi spuštanje tereta bilo otežano u takvim navedenim uvjetima kad bi sustav bio samokočan.

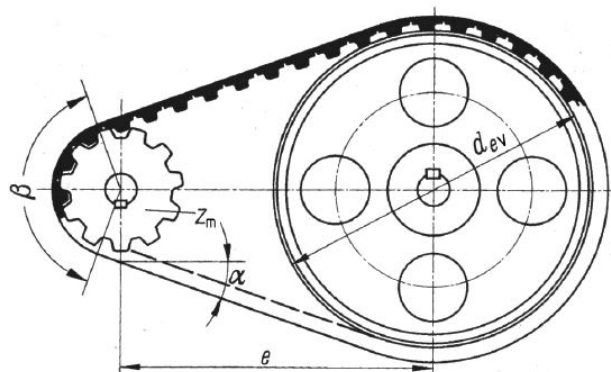
## 5. REMENSKI PRIJENOS

### 5.1. Općenito o odabranom zupčastom remenu

Koristi se zupčasti remen "Synchroflex" s trapeznim profilom prema normi DIN 7721.



Slika 5.1: Zupčasti remen s trapeznim profilom prema normi DIN 7721 [5]



Slika 5.2: otvoreni remenski prijenos [5]

Nadalje navode se bitnije veličine za proračun i konstrukciju remenskog prijenosa.

**Korak** na remenu  $p$  predstavlja udaljenost od zuba do zuba, a na remenici lučnu udaljenost od zuba do zuba mjerenu na diobenoj kružnici (Slika 5.1):

$$p = m \pi \text{ (mm)} \quad (5.1)$$

gdje je  $m$  modul (mjera) ozubljenja (tablična vrijednost).

**Diobeni (računski) promjer** manje (pogonske) odnosno veće (gonjene) remenice:

$$d_{m/v} = \frac{p}{\pi} \cdot z_{m/v} = m \cdot z_{m/v} \text{ (mm)} \quad (5.2)$$

gdje je  $z_{m/v}$  broj zubi odgovarajuće manje odnosno veće ozubljene remenice.

**Prijenosi omjer remena** računa se kao:

$$i_r = \frac{n_m}{n_v} = \frac{d_v}{d_m} = \frac{z_v}{z_m} \quad (5.3)$$

gdje su  $n_m$  i  $n_v$  brzine vrtnje pogonske odnosno gonjene ozubljene remenice.

**Brzina remena** iznosi:

$$v_{rem} = d_m \cdot \pi \cdot n_m = d_v \cdot \pi \cdot n_v \text{ (m/s)} \quad (5.4)$$

**Tjemeni promjer** manje odnosno veće remenice iznosi:

$$d_{e,m/v} = d_{m/v} - 2 \cdot u \text{ (mm)} \quad (5.5)$$

gdje je veličina  $u$  udaljenost od podnožja zuba na remenu do sredine pletiva (tablični podatak).

**Kut nagiba slobodnog ili vučnog ogranka remena** dobiva se pomoću sljedećeg izraza:

$$\sin \alpha_r = \frac{d_v - d_m}{2e} \quad (5.6)$$

gdje je  $e$  razmak osi ozubljenih remenica.

**Obuhvatni kut** računa se kao:

$$\beta_r = 180^\circ - 2\alpha_r \quad (5.7)$$

**Duljina remena** iznosi:

$$L_r = 2e \cdot \cos\alpha_r + \frac{\pi}{2} \cdot (d_m + d_v) + \alpha_r \cdot (d_v - d_m) \quad (\text{mm}) \quad (5.8)$$

**Broj zubi u zahvatu na manjoj remenici** računa se kao:

$$z_e = z_m \cdot \frac{\beta_r}{360} \quad (5.9)$$

(Napomena: U proračunu se taj broj zubi zaokružuje na bliži cijeli broj i mora vrijediti  $z_e \leq 15$ .)

**Razmak osi remenica** iznosi:

$$e = f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (\text{mm}) \quad (5.10)$$

gdje su:

$$f_1 = \frac{X \cdot p}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_m + d_v) \quad (\text{mm}) \quad (5.11)$$

$$f_2 = \frac{(d_v - d_m)^2}{8} \quad (\text{mm}^2) \quad (5.12)$$

pritom je  $X$  ukupan broj zubi zupčastog remena.

## 5.2. Proračun remena

Snaga koju remen mora prenijeti poistovjčuje se sa snagom na pogonskoj remenici te je približno jednaka:

$$P_{\text{rem}} \approx P_{\text{EM,potr}} = 3 \text{ kW} \quad (5.13)$$

Iz tablice 5.1 se odabire tip remena **T 20** tako da je zadovoljen uvjet  $P_{\text{rem}} \leq P_{\text{max}}$  te su u tablici vidljive i pripadajuće dimenzije i veličine povezane sa slikom 5.1 i prethodno navedenim izrazima.

Tablica 5.1: *Synchroflex* remen s trapezним profilom prema DIN 7721 [5]

| Podaci za „Synchroflex“ zupčasti remen s trapezним profilom – prema WHM-u   |       |       |       |     |     |     |     |          |      |                  |                    |                    |       |                  |     |
|---|-------|-------|-------|-----|-----|-----|-----|----------|------|------------------|--------------------|--------------------|-------|------------------|-----|
| Podatak   |       | $p$   | $m$   | $k$ | $H$ | $h$ | $a$ | $\gamma$ | $u$  | $z_{\text{min}}$ | $d_{\text{R min}}$ | $d_{\text{R max}}$ | $F_N$ | $P_{\text{max}}$ |     |
|   |       | mm    | mm    | mm  | mm  | mm  | mm  | °        | mm   | -                | mm                 | mm                 | N/cm  | kW               |     |
| TIP   | T 2,5 | 2,5   | 0,796 | 1,0 | 1,3 | 0,7 | 0,6 | 40       | 0,27 | 12               | 18                 | 15                 | 100   | 0,5              |     |
|   | T 5   | 5     | 1,592 | 1,8 | 2,2 | 1,2 | 1,0 |          | 0,42 | 10               | 30                 | 30                 | 360   | 2                |     |
|   | T 10  | 10    | 3,183 | 3,5 | 4,5 | 2,5 | 2,0 |          | 0,92 | 12               | 60                 | 60                 | 720   | 20               |     |
|   | T 20  | 20    | 6,366 | 6,5 | 8,0 | 5,0 | 3,0 |          | 1,42 | 15               | 150                | 120                | 1600  | > 20             |     |
| Normirane širine remena $b$ u mm i remenica $B$ u mm za „Synchroflex“ zupčasti remen s trapezним profilom – prema WHM-u                                     |       |       |       |     |     |     |     |          |      |                  |                    |                    |       |                  |     |
| TIP   | T 2,5 | $b$   | 4     | 6   | 10  |     |     | TIP      | T 10 | $b$              | 16                 | 25                 | 32    | 50               |     |
|   |       | $B$   | 8     | 10  | 14  |     | $B$ |          |      | 21               | 30                 | 37                 | 55    |                  |     |
|   | T 5   | $b$   | 6     | 10  | 16  | 25  |     |          | T 20 | $b$              | 32                 | 50                 | 75    | 100              |     |
|   |       | $B$   | 10    | 14  | 20  | 29  |     |          |      | $B$              | 38                 | 56                 | 81    | 106              |     |
| Normirani broj zubi remena $X$ „Synchroflex“ zupčastog remena s trapezним profilom – prema WHM-u<br>(normirana duljina remena tada je $L = X \cdot p$ u mm) |       |       |       |     |     |     |     |          |      |                  |                    |                    |       |                  |     |
| TIP   | T 2,5 | $X =$ | 48    | 64  | 80  | 98  | 106 | 114      | 132  | 152              | 168                | 192                | 200   | 240              | 312 |
|   | T 5   | $X =$ | 20    | 40  | 61  | 80  | 96  | 112      | 124  | 150              | 163                | 180                | 188   | 220              | 263 |
|   | T 10  | $X =$ | 63    | 66  | 84  | 98  | 121 | 124      | 125  | 132              | 135                | 142                | 161   | 188              | 310 |
|   | T 20  | $X =$ | 63    | 73  | 89  | 94  | 118 | 130      | 155  | 181              |                    |                    |       |                  |     |

Pri čemu se za vrijednost broja zubi remena iz konstrukcijskih razloga odabire  $X = 73$ .

Preporuka je za broj zubi na manjoj remenici uzeti  $z_m \geq z_{\text{min}}$  pa temeljem toga te konstrukcijskih razloga slijedi:

$$z_m = 15 \quad (5.14)$$

Broj zubi veće remenice sada slijedi iz prijenosnog omjera:

$$z_v = z_m \cdot i_r = 15 \cdot 3,056 = 45,84 \quad (5.15)$$

Odabire se broj zubi  $z_v = 46$  stoga slijedi i novi prijenosni omjer:

$$i_r = \frac{z_v}{z_m} = \frac{46}{15} = 3,067 \quad (5.16)$$

pri čemu je razlika spram prethodnog prijenosnog omjera iznosa  $\Delta i_r = 0,36\%$  prihvatljiva.

Iz poznatog broja zubi sada je moguće odrediti diobene promjere na manjoj odnosno većoj remenici:

$$d_m = \frac{p}{\pi} \cdot z_m = \frac{20}{\pi} \cdot 15 = 95,49 \text{ mm} \quad (5.17)$$

$$d_v = \frac{p}{\pi} \cdot z_v = \frac{20}{\pi} \cdot 46 = 292,85 \text{ mm} \quad (5.18)$$

Brzina remena sada prema jednadžbi (5.4) iznosi:

$$v_{\text{rem}} = d_m \cdot \pi \cdot n_{n,EM} = 0,09549 \cdot \pi \cdot 955 \cdot \frac{1}{60} = 4,77 \text{ m/s} \quad (5.19)$$

Tjemeni promjeri izračunavaju se prema jednadžbi (5.5):

$$d_{e,m} = d_m - 2 \cdot u = 95,49 - 2 \cdot 1,42 = 92,65 \text{ mm} \quad (5.20)$$

$$d_{e,v} = d_v - 2 \cdot u = 292,85 - 2 \cdot 1,42 = 290,01 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Udaljenost osi remenica izračunava se pomoću jednadžbe (5.10):

$$e = f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} = 212,499 + \sqrt{212,499^2 - 4868,871} = 413,22 \text{ mm} \quad (5.22)$$

gdje su  $f_1$  i  $f_2$ :

$$f_1 = \frac{Xp}{4} - \frac{\pi}{8}(d_m + d_v) = \frac{73 \cdot 20}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (95,49 + 292,85) = 212,499 \text{ mm} \quad (5.23)$$

$$f_2 = \frac{(d_v - d_m)^2}{8} = \frac{(292,85 - 95,49)^2}{8} = 4868,871 \text{ mm}^2 \quad (5.24)$$

Kut nagiba slobodnog ogranka remena iznosi prema jednadžbi (5.6):

$$\alpha_r = \arcsin\left(\frac{d_v - d_m}{2e}\right) = \arcsin\left(\frac{292,85 - 95,49}{2 \cdot 413,22}\right) = 13,82^\circ \quad (5.25)$$

Obuhvatni kut dobiva se sada prema jednadžbi (5.7):

$$\beta_r = 180^\circ - 2\alpha_r = 180^\circ - 2 \cdot 13,82^\circ = 152,36^\circ \quad (5.26)$$



Za izračun duljine remena nije potrebno koristiti jednadžbu (5.8) već je ona definirana odabirom tipa remena (korak) te odabirom broja zubi na remenu. Stoga duljina remena iznosi:

$$L_r = X \cdot p = 73 \cdot 20 = 1460 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Još se i određuje iznos broja zubi u zahvatu na manjoj remenici prema jednadžbi (5.9):

$$z_e = z_m \cdot \frac{\beta_r}{360} = 15 \cdot \frac{152,36}{360} = 6,35 \approx 6 \text{ } (\leq 15, \text{ zadovoljeno!}) \quad (5.28)$$

Potrebno je odrediti i potrebnu širinu remena pomoću sljedeće jednadžbe:

$$b_{\text{potr,r}} = \frac{P_{\text{rem}} \cdot C_B}{z_e \cdot P_N} = \frac{3000 \cdot 1,8}{6 \cdot 230,46} = 3,91 \text{ cm} \quad (5.29)$$

pri čemu je  $P_N$  dobiven linearnom interpolacijom iz tablice 5.2:

Tablica 5.2: Jedinična snaga *Synchroflex* remena s trapeznim profilom [5]

| Jedinična snaga $P_N$ u W/cm za „Synchroflex“ zupčasti remen s trapeznim profilom – prema WHM-u |       |  |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |       |       |       |
|---|-------|--|------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| Tip   | $z_m$ | Brzina vrtnje manje remenice $n_m$ u $\text{min}^{-1}$ |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |       |       |       |
|   |       | 100  | 300  | 600 | 1000 | 1500 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 | 7000 | 8000 | 10000 | 12000 | 15000 |
| T 2,5   | 10    | 0,33   | 1,0  | 2,0 | 2,9  | 4,4  | 5,9  | 7,2  | 8,9  | 10,5 | 11,9 | 12,4 | 12,6 | 13,4  | 13,9  | 14,8  |
|   | 15    | 0,48   | 1,45 | 2,9 | 4,5  | 6,8  | 8,9  | 11,4 | 13,6 | 15,5 | 16,6 | 17,8 | 18,3 | 21,1  | 21,9  | 22,8  |
|   | 20    | 0,68   | 2,1  | 4,1 | 6,2  | 9,5  | 12,5 | 15,5 | 19,0 | 21,8 | 23,9 | 25,8 | 26,7 | 29,6  | 30,8  | 32,3  |
|   | 30    | 1,0  | 3,0  | 6,0 | 9,0  | 14,0 | 18,6 | 23,3 | 28,0 | 31,1 | 34,0 | 36,2 | 37,3 | 41,4  | 43,5  | 46,6  |
|   | 40    | 1,3  | 4,0  | 8,0 | 12,5 | 18,8 | 25,0 | 30,0 | 37,5 | 42,8 | 50,0 | 53,7 | 55,3 | 58,6  | 59,8  | 62,5  |
| T 5   | 10    | 1  | 4    | 8   | 12   | 18   | 22   | 31   | 39   | 44   | 51   | 57   | 63   | 74    | 83    | 94    |
|   | 15    | 2  | 6    | 12  | 19   | 27   | 34   | 48   | 59   | 68   | 78   | 87   | 96   | 113   | 128   | 145   |
|   | 20    | 3  | 9    | 16  | 26   | 37   | 46   | 64   | 79   | 92   | 105  | 118  | 130  | 153   | 172   | 195   |
|   | 30    | 5  | 13   | 25  | 39   | 55   | 70   | 97   | 120  | 139  | 159  | 178  | 196  | 231   | 260   | 295   |
|   | 40    | 6  | 17   | 33  | 52   | 74   | 94   | 130  | 161  | 186  | 213  | 238  | 263  | 309   | 348   | 395   |
| T 10  | 12    | 7  | 20   | 37  | 57   | 80   | 99   | 133  | 160  | 186  | 210  | 225  | 242  | 270   | 302   | 329   |
|   | 15    | 9  | 26   | 47  | 72   | 101  | 125  | 168  | 202  | 235  | 265  | 284  | 306  | 341   | 381   | 315   |
|   | 20    | 12   | 34   | 64  | 97   | 135  | 168  | 226  | 273  | 317  | 357  | 383  | 412  | 460   | 513   | 559   |
|   | 30    | 19   | 52   | 97  | 146  | 205  | 255  | 342  | 413  | 480  | 540  | 580  | 624  | 696   | 778   |       |
|   | 40    | 25   | 70   | 129 | 196  | 275  | 341  | 458  | 553  | 643  | 724  | 777  | 836  |       |       |       |
| T 20  | 15    | 36   | 96   | 171 | 238  | 328  | 404  | 527  | 608  | 689  | 741  |      |      |       |       |       |
|   | 20    | 49   | 129  | 230 | 319  | 441  | 543  | 709  | 817  | 926  |      |      |      |       |       |       |
|   | 30    | 73   | 195  | 347 | 482  | 666  | 820  | 1071 | 1235 |      |      |      |      |       |       |       |
|   | 40    | 98   | 261  | 465 | 646  | 891  | 1098 | 1433 |      |      |      |      |      |       |       |       |
|   | 50    | 123  | 328  | 582 | 809  | 1116 | 1375 |      |      |      |      |      |      |       |       |       |
|   | 60    | 148  | 394  | 700 | 972  | 1341 | 1652 |      |      |      |      |      |      |       |       |       |

Također pogonski faktor  $C_B$  određen je prema tablici 5.3 za slučaj radnog stroja "Dizalice i dizala" te za grupu C (električni kočioni motor) s predviđenim trajanjem pogona do 10 h dnevno.

Tablica 5.3: Pogonski faktor za zupčasto remenje [5]

| Faktor primjene (pogonski faktor) $C_B$ za ZUPČASTO remenje – prema WF-u   |  |              |             |            |              |             |            |              |             |  |
|--|--|--------------|-------------|------------|--------------|-------------|------------|--------------|-------------|--|
| Tip stroja   | Pogonski strojevi<br>za dnevno trajanje pogona u h |              |             |            |              |             |            |              |             | Pogonski strojevi  |
|  | Grupa A  |              |             | Grupa B    |              |             | Grupa C    |              |             |  |
| Radni strojevi   | do<br>10   | 10 ...<br>16 | iznad<br>16 | do<br>10   | 10 ...<br>16 | iznad<br>16 | do<br>10   | 10 ...<br>16 | iznad<br>16 |  |
| <b>Strojevi za papirnu industriju</b><br>miješalice, kalenteri, sušilice<br>pumpe, blanjalice, holenderi (koritasti mlinovi) | 1,2<br>1,4   | 1,4<br>1,6   | 1,6<br>1,8  | 1,4<br>1,6 | 1,6<br>1,8   | 1,8<br>2,0  | 1,6<br>1,8 | 1,8<br>2,0   | 2,0<br>2,2  | Električni motori s malim poverzrim momentom (do 1,5 nazivnog momenta), npr. istosmjerni paralelni motori, motori s unutarnjim izgaranjem i 8 ili više cilindara, vodene i parne turbine.<br>Izmjenični i trofazni električni motori s normalnim poverzrim momentom (od 1,5 do 2,5 nazivnog momenta), npr. kavezni motori, istosmjerni motor u kompaundnom spoju, motori s unutarnjim izgaranjem s 4 do 6 cilindara.<br>Izmjenični i trofazni električni motori s velikim poverzrim momentom (preko 2,5 nazivnog momenta), npr. jednofazni i sinkroni motori s velikim okretnim momentom (trofazni kočioni motori s unutarnjim izgaranjem do 4 cilindara, hidraulički motori). |
| <b>Pumpe</b><br>centrifugalne, zupčaste<br>rotacijske, naftne  | 1,2<br>1,7   | 1,4<br>1,9   | 1,6<br>2,1  | 1,4<br>1,9 | 1,6<br>2,1   | 1,8<br>2,3  | 1,6<br>2,1 | 1,8<br>2,3   | 2,0<br>2,5  |  |
| <b>Sita</b><br>vibracijska (tresuća)<br>valjkasta i konična  | 1,3<br>1,2   | 1,5<br>1,4   | 1,7<br>1,6  | 1,5<br>1,4 | 1,7<br>1,6   | 1,9<br>1,8  | -<br>-     | -<br>-       | -<br>-      |  |
| <b>Tekstilni strojevi</b><br>tkalački strojevi, strojevi za pređenje i uvijanje<br>strojevi za namatanje                     | 1,3<br>1,2   | 1,5<br>1,4   | 1,7<br>1,6  | 1,5<br>1,4 | 1,7<br>1,6   | 1,9<br>1,8  | 1,7<br>-   | 1,9<br>-     | 2,1<br>-    |  |
| <b>Strojevi za obradu drva</b><br>tokarilice, tračne pile<br>blanje, cirkularne pile   | 1,2<br>1,2   | 1,4<br>1,4   | 1,6<br>1,6  | 1,3<br>1,4 | 1,5<br>1,6   | 1,7<br>1,8  | -<br>-     | -<br>-       | -<br>-      |  |
| <b>Pekarski strojevi, strojevi za tijesto</b>  | 1,2  | 1,4          | 1,6         | 1,4        | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,0         |  |
| <b>Centrifuge</b>  | 1,5  | 1,7          | 1,9         | 1,7        | 1,9          | 2,1         | -          | -            | -           |  |
| <b>Generatori</b>  | 1,4  | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,0         | 1,8        | 2,0          | 2,3         |  |
| <b>Mlinovi čekićari</b>  | 1,5  | 1,7          | 1,9         | 1,7        | 1,9          | 2,0         | 1,9        | 2,1          | 2,2         |  |
| <b>Dizalice i dizala</b>   | 1,4  | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,0         | 1,8        | 2,0          | 2,0         |  |
| <b>Segmenti vratila</b>  | 1,2  | 1,4          | 1,6         | 1,4        | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,5         |  |
| <b>Mlinovi</b>   | -  | -            | -           | 1,9        | 2,1          | 2,3         | 2,1        | 2,3          | 2,0         |  |
| <b>Grafički strojevi</b>   | 1,2  | 1,4          | 1,6         | 1,4        | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,2         |  |
| <b>Strojevi za gumarsku industriju</b>   | 1,4  | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,0         | 1,8        | 2,0          | 2,4         |  |
| <b>Strojevi za piljenje</b>  | 1,4  | 1,6          | 1,8         | 1,6        | 1,8          | 2,0         | 1,8        | 2,0          | 2,0         |  |

Vučna sila u remenu određuje se prema izrazu:

$$F_r = \frac{P_{rem}}{v_{rem}} = \frac{3000}{4,77} \approx 629 \text{ N} \quad (5.30)$$

S obzirom na tablicu 5.1, širina remena odabire se kao  $b = 50$  mm odnosno 5 cm te se s tim podatkom provjerava zadovoljava li vučna sila u remenu dopuštenu vrijednost:

$$F_{dop,r} = \frac{F_N \cdot b}{C_B} = \frac{1600 \cdot 5}{1,8} = 4444,44 \text{ N} > F_r = 629 \text{ N} \quad (5.31)$$

te se zaključuje da **remen zadovoljava!**

Preostaje odrediti rezultatnu silu remenskog prijenosa na vratilo:

$$F_R = C_B \cdot F_r = 1,8 \cdot 629 = 1132,2 \text{ N} \quad (5.32)$$

### 5.3. Provjera vratila remenice

Potrebno je na temelju postojanog uležištenja i dimenzija vratila te prisutnog opterećenja provjeriti kritični presjek vratila remenice.

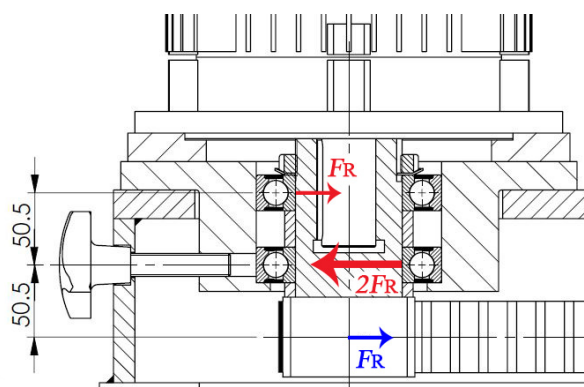
Prema slici 5.3 vidljivo je da će kritični presjek biti na mjestu donjeg ležaja gdje se uz moment uvijanja javlja i najveća sila u iznosu  $2F_R$ , a pritom i maksimalni moment savijanja  $M_f = F_R \cdot 50,5$  [Nmm].

Moment uvijanja dobiva se prema sljedećem izrazu:

$$T_{R1} = \frac{P_{rem} \cdot 60}{2\pi \cdot n_m} = \frac{3000 \cdot 60}{2\pi \cdot 955} = 30 \text{ Nm} \quad (5.33)$$

Dok se moment savijanja dobiva prema prethodno navedenom izrazu:

$$M_f = F_R \cdot 0,0505 = 1132,2 \cdot 0,0505 = 57,18 \text{ Nm} \quad (5.34)$$



Slika 5.3: Sile na vratilo pogonske remenice

Sada se određuje reducirano naprezanje na najopterećenijem presjeku:

$$\sigma_{red,v1} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\alpha_0 \cdot T_{R1}}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{57180}{0,1 \cdot 75^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{0,96 \cdot 30000}{0,2 \cdot 75^3}\right)^2} = 1,48 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

gdje je faktor čvrstoće materijala za vratilo izrađeno iz čelika St60-2:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{f,DN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{t,DN}} = \frac{300}{\sqrt{3} \cdot 180} = 0,96 \quad (5.36)$$

Za provjeru određuje se dopušteno naprezanje materijala, koje se može pretpostaviti sljedećim izrazom (prema Haberhaueru i Bodensteinu) navedenim u [5]:

$$\sigma_{\text{dop,v1}} \approx \frac{\sigma_{\text{f,DN}}}{4} = \frac{300}{4} = 75 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

čime je zadovoljen uvjet:

$$\sigma_{\text{dop,v1}} = 75 \text{ MPa} > \sigma_{\text{red,v1}} = 1,48 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Time je dopušteno naprezanje radi lakšeg proračuna ugrubo pretpostavljeno, ali na način da je ono značajno manje od trajne dinamičke čvrstoće kod savijanja, a i dalje pokazuje veliki faktor sigurnosti pa se zaključuje da će vratilo zadovoljiti i kada bi se uzela u obzir moguća zarezna djelovanja.

#### 5.4. Zatik za preuzimanje okretnog momenta elektromotora

Zatik se postavlja na polumjeru iznosa:  $R_z = 210 \text{ mm}$ , a s obzirom na već izračunati okretni moment koji će biti jednak momentu koji treba zadržati:  $T_{R1} = T_z = 30 \text{ Nm}$ , slijedi i sila koja djeluje na zatik:

$$F_z = \frac{T_z}{R_z} = \frac{30}{0,210} = 142,86 \text{ N} \quad (5.39)$$

Zatik se radi pojednostavljenja i konstrukcijskih razloga uzima dovoljno velikog promjera ( $d_z = 12 \text{ mm}$ ) da se uz ovako malu silu može zaključiti da će biti dostatan da zadrži okretni moment motora bez dodatnih provjera.

#### 5.5. Vijci za prijenos okretnog momenta elektromotora

Za prihvat elektromotora na kliznu brončanu ploču koriste se 4 vijka M12 (razreda čvrstoće 10.9) na promjeru  $D_{\text{v,EM}} = 265 \text{ mm}$ . Pritom je sila u vijku koja mora biti ostvarena kako bi prijenos okretnog momenta bio trenjem minimalno sljedećeg iznosa (uz  $\mu = 0,1$  za dodir čelik-bronca):

$$F_{\text{v,EM}} = \frac{2T_R}{D_{\text{v,EM}} \cdot \mu_p \cdot 4} = \frac{2 \cdot 30}{0,265 \cdot 0,1 \cdot 4} = 566,04 \text{ N} \quad (5.40)$$

Dok moment pritezanja za ostvarivanje te sile prema jednadžbi (1.5) iznosi (uz korištenje jednadžbi (1.1) i (1.4) za uzračun potrebnih kuteva):

$$\begin{aligned} T_{\text{pr,v,EM}} &= F_{\text{v,EM}} \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho') + 0,1 \cdot r_p \right] = \\ &= 566,04 \cdot \left[ \frac{0,011}{2} \cdot \text{tg}(2,94^\circ + 6,59^\circ) + 0,1 \cdot 0,008 \right] = \\ &= 0,98 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (5.41)$$

S tim podacima sada se određuju redom vlačno te torzijsko naprezanje pojedinog vijka:

$$\sigma_{\text{v,EM}} = \frac{F_{\text{v,EM}}}{\frac{d_3^2 \pi}{4}} = \frac{566,04}{\frac{10,106^2 \pi}{4}} = 7,06 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

$$\tau_{v,EM} = \frac{T_{pr,v,EM}}{W_t} = \frac{980}{0,2 \cdot 10,106^3} = 4,74 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

Iz toga slijedi dalje reducirano naprezanje u vijku:

$$\sigma_{red,v,EM} = \sqrt{\sigma_{v,EM}^2 + 3 \cdot \tau_{v,EM}^2} = \sqrt{7,06^2 + 3 \cdot 4,74^2} = 10,83 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

na temelju jednadžbe (5.44) i podatka da su vijci razreda čvrstoće 10.9 što znači da je  $R_{p,0,2} = 900 \text{ MPa}$  pa je za zaključiti da su vijci predimenzionirani te zadovoljavaju.

## 5.6. Provjera pritezača

Na stranicama proizvođača *Elesa+Ganter* pronalazi se pritezač sa zvjezdastom drškom za okretanje s navojem M16. Sam navojni dio je iz materijala EN 1.4305 (AISI 303) čija vlačna čvrstoća iznosi približno  $R_m = 510 \text{ MPa}$ , a granica tečenja  $R_e = 190 \text{ MPa}$ .

Najveće vlačno naprezanje na pritezač iznositi će:

$$\sigma_{pr} = \frac{F_R}{\frac{d_3^2 \pi}{4}} = \frac{1132,2}{\frac{13,835^2 \pi}{4}} = 7,53 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

Moment uvijanja uslijed pritezanja biti će određen analogno jednadžbi (5.41):

$$\begin{aligned} T_{pr} &= F_R \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho') + \mu \cdot r_p \right] = \\ &= 1132,2 \cdot \left[ \frac{14,701}{2} \cdot \text{tg}(2,48^\circ + 7,89^\circ) + 0,12 \cdot 10,75 \right] = 2983,45 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (5.46)$$

Sada se također analogno jednadžbama (5.42), (5.43) te (5.44) određuje reducirano naprezanje u pritezaču:

$$\sigma_{red,pr} = \sqrt{\sigma_{pr}^2 + 3 \cdot \left( \frac{T_{pr}}{W_p} \right)^2} = \sqrt{7,53^2 + 3 \cdot \left( \frac{2983,45}{0,2 \cdot 13,835^3} \right)^2} = 12,32 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

Za zaključiti je da ako se uzme na početku spomenuta vrijednost od  $R_e = 190 \text{ MPa}$ , te vrijednost dobivena jednadžbom (5.47), faktor sigurnosti biti će približno:

$$S_{post,pr} = \frac{R_e}{\sigma_{red,pr}} = \frac{190}{12,32} = 15,42 \quad (5.48)$$

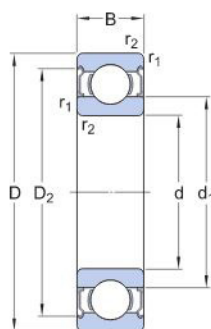
## 6. PRORAČUN LEŽAJEVA I PERA

### 6.1. Ležajevi

Radijalni ležaj manje remenice 6215-2Z odabran je prema katalogu proizvođača SKF [14]. Njegovi podaci dani su na slici 6.1. Ležaj je prema slici 5.3 opterećen maksimalno silom u iznosu  $2F_R$ . Za minimalni vijek trajanja ležajeva malih dizala, iz iskustvenog intervala danog u [6], uzima se vrijednost u iznosu  $L_{10h,min} = 10000$  h.

Sljedeće što se izračunava je dinamička opterećenost ležaja:

$$C_1 = 2F_R \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{n,EM} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 2 \cdot 1132,2 \cdot \left( \frac{60 \cdot 955 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 18,81 \text{ kN} \quad (6.1)$$



#### DIMENSIONS

|                  |             |                   |
|------------------|-------------|-------------------|
| d                | 75 mm       | Bore diameter     |
| D                | 130 mm      | Outside diameter  |
| B                | 25 mm       | Width             |
| d <sub>1</sub>   | ≈ 92.05 mm  | Shoulder diameter |
| D <sub>2</sub>   | ≈ 116.5 mm  | Recess diameter   |
| r <sub>1,2</sub> | min. 1.5 mm | Chamfer dimension |

#### CALCULATION DATA

|                           |                |         |
|---------------------------|----------------|---------|
| Basic dynamic load rating | C              | 68.9 kN |
| Basic static load rating  | C <sub>0</sub> | 49 kN   |
| Fatigue load limit        | P <sub>u</sub> | 2.04 kN |

Slika 6.1: Ležaj 6215-2Z [14]

Zaključuje se prema dobivenom da ležaj zadovoljava:

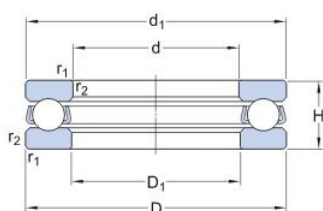
$$C_1 = 18,81 \text{ kN} < C = 68,9 \text{ kN} \quad (6.2)$$

Ležajno mjesto veće remenice radi jednostavnosti izvedeno je kao i kod manje remenice, uz razliku u brzini vrtnje zbog redukcije koja je kod veće remenice manja što je za opterećenje ležaja povoljnije. Stoga se proračun ovog ležaja ne provodi još jednom.

Sljedeće se provjerava ležaj unutar cilindra na strani veće remenice. Ovdje je odabran ležaj 51208 prema katalogu proizvođača SKF. Ležaj je opterećen silom uslijed težine tereta i cilindričnih elemenata koji sjede na njemu u iznosu od  $F_g \approx 9000$  N. Minimalni vijek trajanja ovdje se uzima kao  $L_{10h,min} = 5000$  h.

Dinamička opterećenost ležaja iznosi:

$$C_1 = F_g \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{vr} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 9000 \cdot \left( \frac{60 \cdot 312,5 \cdot 5000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 40,89 \text{ kN} \quad (6.3)$$



#### Dimensions

|                  |           |                               |
|------------------|-----------|-------------------------------|
| d                | 40 mm     | Bore diameter                 |
| D                | 68 mm     | Outside diameter              |
| H                | 19 mm     | Height                        |
| d <sub>1</sub>   | ≈ 68 mm   | Outside diameter shaft washer |
| D <sub>1</sub>   | ≈ 42 mm   | Inner diameter housing washer |
| r <sub>1,2</sub> | min. 1 mm | Chamfer dimension washer      |

#### Calculation data

|                           |                |         |
|---------------------------|----------------|---------|
| Basic dynamic load rating | C              | 44.2 kN |
| Basic static load rating  | C <sub>0</sub> | 96.5 kN |
| Fatigue load limit        | P <sub>u</sub> | 3.6 kN  |

Slika 6.2: Ležaj 51208 [14]

Zaključuje se da ležaj zadovoljava:

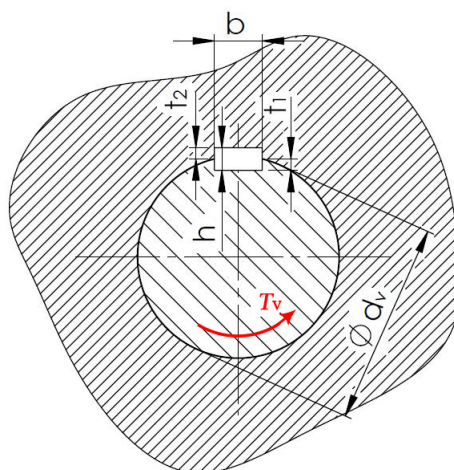
$$C_1 = 40,89 \text{ kN} < C = 44,2 \text{ kN} \quad (6.4)$$

Preostaje ležaj 81124 TN proizvođača SKF na dnu cilindra iznad gonjene veće remenice, no s obzirom na to da je taj ležaj prvenstveno biran zbog svojih dimenzija, to ga čini podosta predimensioniranim te usporedbom njegove radijalne nosivosti od 170 kN i činjenice da je prethodni manji aksijalni ležaj ispod svoje granice opterećenja, može se zaključiti da i ovaj ležaj zadovoljava uvjete minimalnog broja od 5000 radnih sati (a zadovoljio bi i veće zahtjeve).

## 6.2. Pera

Najprije se provjerava pero na izlaznom vratilu elektromotora gdje je promjer vratila  $d_v = 38$  mm. Dimenzije tog pera su:

- $L_p = 70$  mm, duljina pera
- $b = 10$  mm, širina pera
- $h = 8$  mm, visina pera
- $t_1 = 4,7$  mm, visina pera unutar vratila
- $t_2 = 3,3$  mm, visina pera unutar glavine
- $L_t = 60$  mm, nosiva duljina pera



Slika 6.3: Općenite dimenzije umetnutog pera

Pero je opterećeno silom uslijed okretnog momenta koji opterećuje vratilo na uvijanje, a izračunat je u poglavlju remena, jednadžba (5.33) te iznosi  $T_v = T_{R1} = 30$  Nm.

Stoga slijedi sila koja se javlja na mjestu spoja perom:

$$F_p = \frac{2T_v}{d_v} = \frac{2 \cdot 30}{0,038} = 1578,95 \text{ N} \quad (6.5)$$

Uslijed tako izračunate sile javljaju se tlakovi na dodiru s glavinom i vratilom te smično naprezanje:



$$p_v = \frac{F_p}{t_1 \cdot L_t} = \frac{1578,95}{4,7 \cdot 60} = 5,60 \text{ MPa} \quad (6.6)$$

$$p_g = \frac{F_p}{t_2 \cdot L_t} = \frac{1578,95}{3,3 \cdot 60} = 7,97 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

$$\tau_p = \frac{F_p}{b \cdot L_t} = \frac{1578,95}{10 \cdot 60} = 2,63 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

S obzirom na tako dobivene male vrijednosti, zaključuje se da spoj s perom zadovoljava (**dopuštene vrijednosti navedene su na kraju proračuna pera**).

Sljedeće pero koje se proračunava je pero za spoj veće gonjene remenice i podsklopa glavnog vretena na promjeru  $d_v = 75 \text{ mm}$ . Za potrebe tog spoja koristi se pero sljedećih dimenzija:

- $L_p = 50 \text{ mm}$ , duljina pera
- $b = 18 \text{ mm}$ , širina pera
- $h = 11 \text{ mm}$ , visina pera
- $t_1 = 6,8 \text{ mm}$ , visina pera unutar vratila
- $t_2 = 4,2 \text{ mm}$ , visina pera unutar glavnine
- $L_t = 32 \text{ mm}$ , nosiva duljina pera

Ovdje okretni moment koji opterećuje spoj iznosi:

$$T_v = T_{R1} \cdot i_r \cdot \eta_{rem} = 30 \cdot 3,067 \cdot 0,98 = 90,17 \text{ Nm} \quad (6.9)$$

Temeljem toga, sila iznosi:

$$F_p = \frac{2T_v}{d_v} = \frac{2 \cdot 90,17}{0,075} = 2404,53 \text{ N} \quad (6.10)$$

Tlakovi i naprezanje na odrez sada iznose:

$$p_v = \frac{F_p}{t_1 \cdot L_t} = \frac{2404,53}{6,8 \cdot 32} = 11,05 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

$$p_g = \frac{F_p}{t_2 \cdot L_t} = \frac{2404,53}{4,2 \cdot 32} = 17,89 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

$$\tau_p = \frac{F_p}{b \cdot L_t} = \frac{2404,53}{18 \cdot 32} = 4,17 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

S obzirom na to da su se veličine povećale za mali iznos naspram prethodno proračunatog pera koje je zadovoljilo, zaključuje se da i ovo pero zadovoljava.

Provjerava se još i pero koje povezuje 2 dijela glavnog vretena (dugi vitki dio te prirubni deblji koji sjeda na ležajeve) na promjeru  $d_v = 32$  mm. To pero je istih dimenzija kao prvo već spomenuto te ima ulogu prenijeti okretni moment kao i pero između veće gonjene remenice i podsklopa glavnog vretena ako se radi jednostavnosti zanemare gubici u ležajevima. Stoga moment koji ono prenosi je također:

$$T_v = 90,17 \text{ Nm} \quad (6.14)$$

Prema tome sila na pero je:

$$F_p = \frac{2T_v}{d_v} = \frac{2 \cdot 90,17}{0,032} = 5635,63 \text{ N} \quad (6.15)$$

Stoga slijede tlakovi i odrezno naprezanje pera:

$$p_v = \frac{F_p}{t_1 \cdot L_t} = \frac{5635,63}{4,7 \cdot 60} = 19,98 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

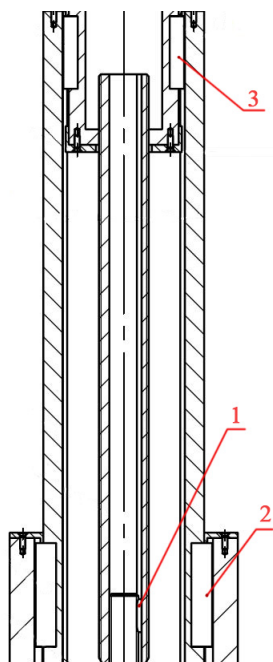
$$p_g = \frac{F_p}{t_2 \cdot L_t} = \frac{5635,63}{3,3 \cdot 60} = 28,46 \text{ MPa} \quad (6.17)$$

$$\tau_p = \frac{F_p}{b \cdot L_t} = \frac{5635,63}{10 \cdot 60} = 9,39 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

Usporedbom s dopuštenim vrijednostima pri kraju ovog poglavlja u proračunu, ponovno se zaključuje da pero zadovoljava.

Preostaje provjeriti pera u sustavu cilindara. Pera na pozicijama 2 i 3 (pera vodilica) prema slici 6.4 ne proračunavaju se dodatno s obzirom na to da su zbog sigurnosti postavljena 2 (uslijed nešto manje nosive dubine na cilindru zbog prisustva brončanih čahura i posljedičnog odstojanja između površina cilindara koje one uvode u sustav) te su dosta većeg reda veličina od ostalih te moraju samo zadržati moment uslijed trenja u navojima, odnosno zadržati čisti aksijalni pomak cilindara, dok se pera na poziciji 1 proračunava s obzirom na to da ono ima ulogu prenijeti moment potreban vretenu 2 za pokretanje u iznosu  $T_v = T_{N2} = 46,21 \text{ Nm}$  (jdžb. 3.16) te je ono i dosta manje od navedenih pera vodilica. Stoga su dimenzije pera na poziciji 1 sljedeće:

- $L_p = 32 \text{ mm}$ , duljina pera
- $b = 12 \text{ mm}$ , širina pera
- $h = 8 \text{ mm}$ , visina pera
- $t_1 = 4,9 \text{ mm}$ , visina pera unutar vratila
- $t_2 = 3,1 \text{ mm}$ , visina pera unutar glavine
- $L_t = 20 \text{ mm}$ , nosiva duljina pera



Slika 6.4: Pera u sustavu cilindara

Promjer vratila/vretena na kojem je postavljeno pera je  $d_v = 28 \text{ mm}$ , stoga će sila na pera iznositi:

$$F_p = \frac{2T_v}{d_v} = \frac{2 \cdot 46,21}{0,028} = 3300,71 \text{ N} \quad (6.19)$$

Nadalje slijede tlakovi i naprezanje na odrez:

$$p_v = \frac{F_p}{t_1 \cdot L_t} = \frac{3300,71}{4,9 \cdot 20} = 33,68 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

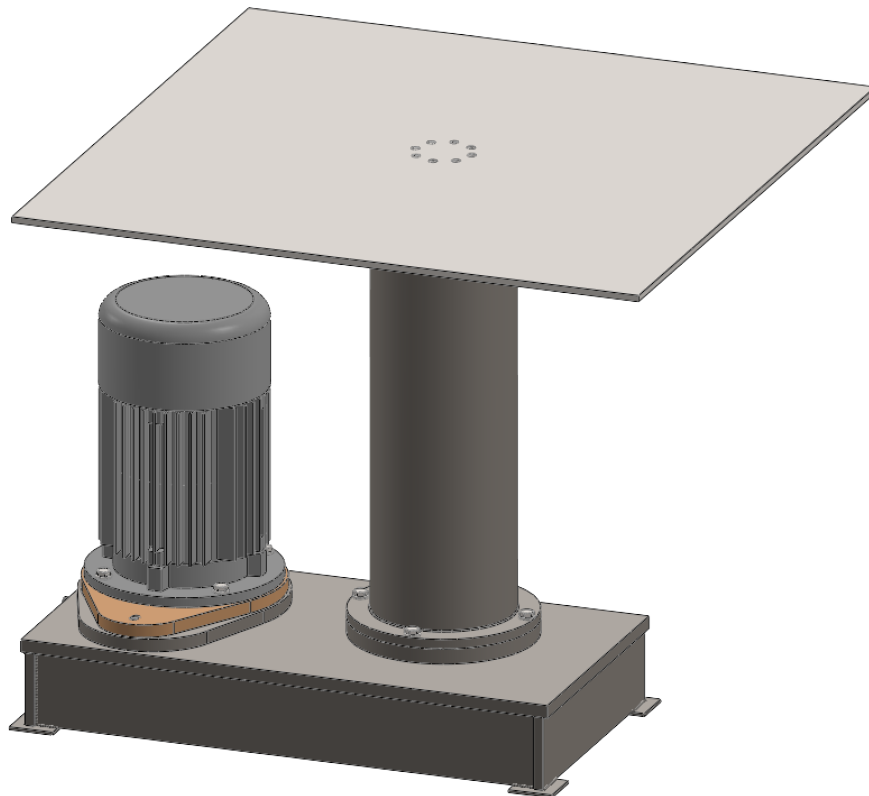
$$p_g = \frac{F_p}{t_2 \cdot L_t} = \frac{3300,71}{3,1 \cdot 20} = 53,24 \text{ MPa} \quad (6.21)$$

$$\tau_p = \frac{F_p}{b \cdot L_t} = \frac{3300,71}{12 \cdot 20} = 13,75 \text{ MPa} \quad (6.22)$$

Prema dopuštenim vrijednostima navedenima u nastavku ovog teksta, ovo pero također zadovoljava.

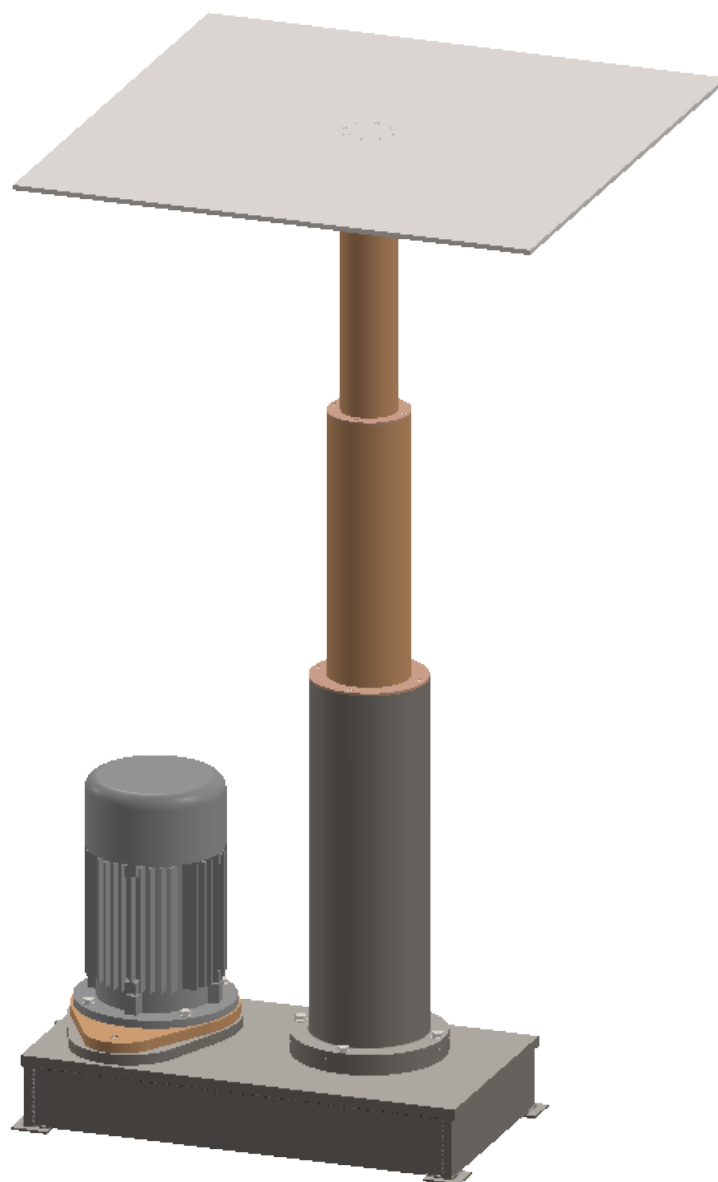
Prema [6], dopušteni tlakovi za čelične elemente povezane perom iskustveno se uzimaju kao  $p_{\text{dop}} = 70 \dots 100 \text{ MPa}$ , dok se u svrhu određivanja dopuštenog odreznog naprezanja razmatraju veličine barem iznad  $100 \text{ MPa}$ , te uvidom u dobivene rezultate, jasno se vidi da su vrijednosti dobivene proračunom uvelike manje od toga.

U nastavku su redom prikazani mehanizam u spuštenom stanju:



Slika 6.5: Mehanizam u spuštenom stanju

te mehanizam u podignutom stanju:



Slika 6.6: Mehanizam u podignutom stanju

## **LITERATURA:**

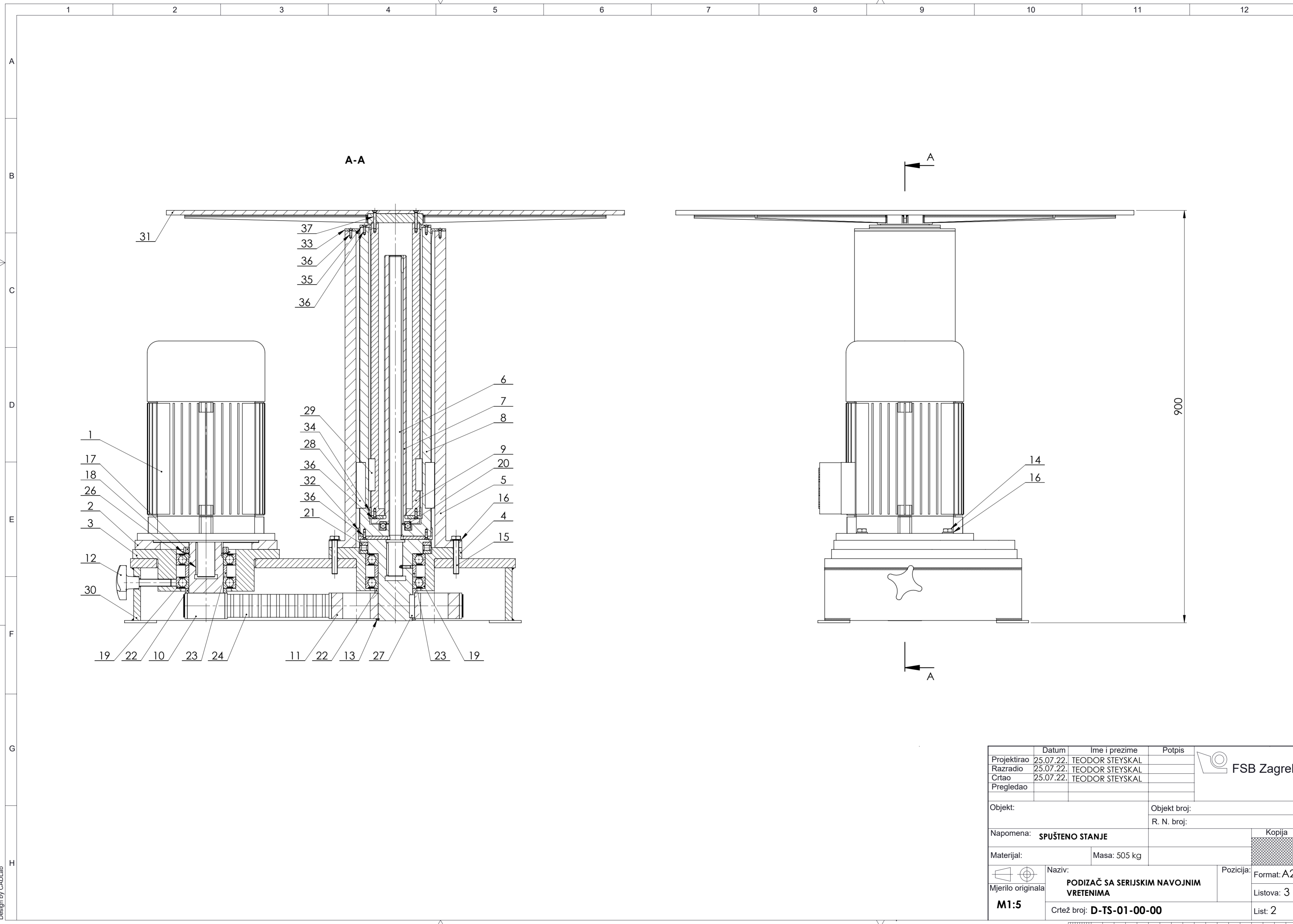
- [1] Kranjčević N., Vijci i navojna vretena, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2014.
- [2] Kraut B., Krautov strojarski priručnik, Sajema, 2009.
- [3] Herold Z., Žeželj D., Vijčana preša, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2000.
- [4] Hoić M., Podloge uz predavanja za kolegij Transportni uređaji, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2022.
- [5] Vučković K., podloge uz predavanja za kolegij Elementi konstrukcija II, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2021.
- [6] Decker K.H., Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1980.

## **POMOĆNA LITERATURA:**

- [7] RP-Tools, [www.rp-tools.com](http://www.rp-tools.com), 28.03.2022.
- [8] Direct industry, [www.directindustry.com](http://www.directindustry.com), 28.03.2022.
- [9] Lifting motion, [www.liftingmotion.com](http://www.liftingmotion.com), 28.03.2022.
- [10] Enkon pro, [www.enkon.pro](http://www.enkon.pro), 28.03.2022.
- [11] Kalea Lifts, [www.kalealifts.com](http://www.kalealifts.com), 28.03.2022.
- [12] Neff Gewindetriebe, [www.neff-gewindetriebe.de](http://www.neff-gewindetriebe.de), 28.03.2022.
- [13] Končar - online katalog elektromotora, [www.koncar.hr](http://www.koncar.hr), 23.05.2022.
- [14] SKF - online katalog ležajeva, [www.skf.com](http://www.skf.com), 24.07.2022.







|                                  |           |                 |  |            |
|----------------------------------|-----------|-----------------|--|------------|
| Projektor                        | Datum     | Ime i prezime   | Potpis   |            |
| Razradio                         | 25.07.22. | TEODOR STEYSKAL |  |            |
| Crtao                            | 25.07.22. | TEODOR STEYSKAL |  |            |
| Pregledao                        |           |                 |  |            |
| Objekt:                          |           | Objekt broj:    |  |            |
|                                  |           | R. N. broj:     |  |            |
| Napomena: <b>SPUŠTENO STANJE</b> |           |                 |  | Kopija     |
| Materijal:                       |           | Masa: 505 kg    |  |            |
| Mjerilo originala                | M1:5      | Naziv:          | <b>PODIZAČ SA SERIJSKIM NAVOJNIM VRETENIMA</b> |            |
|                                  |           | Crtež broj:     | <b>D-TS-01-00-00</b>                           |            |
|                                  |           |                 | Pozicija:                                      | Format: A2 |
|                                  |           |                 |  | Listova: 3 |
|                                  |           |                 |  | List: 2    |

Design by CADLab

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

A

B

C

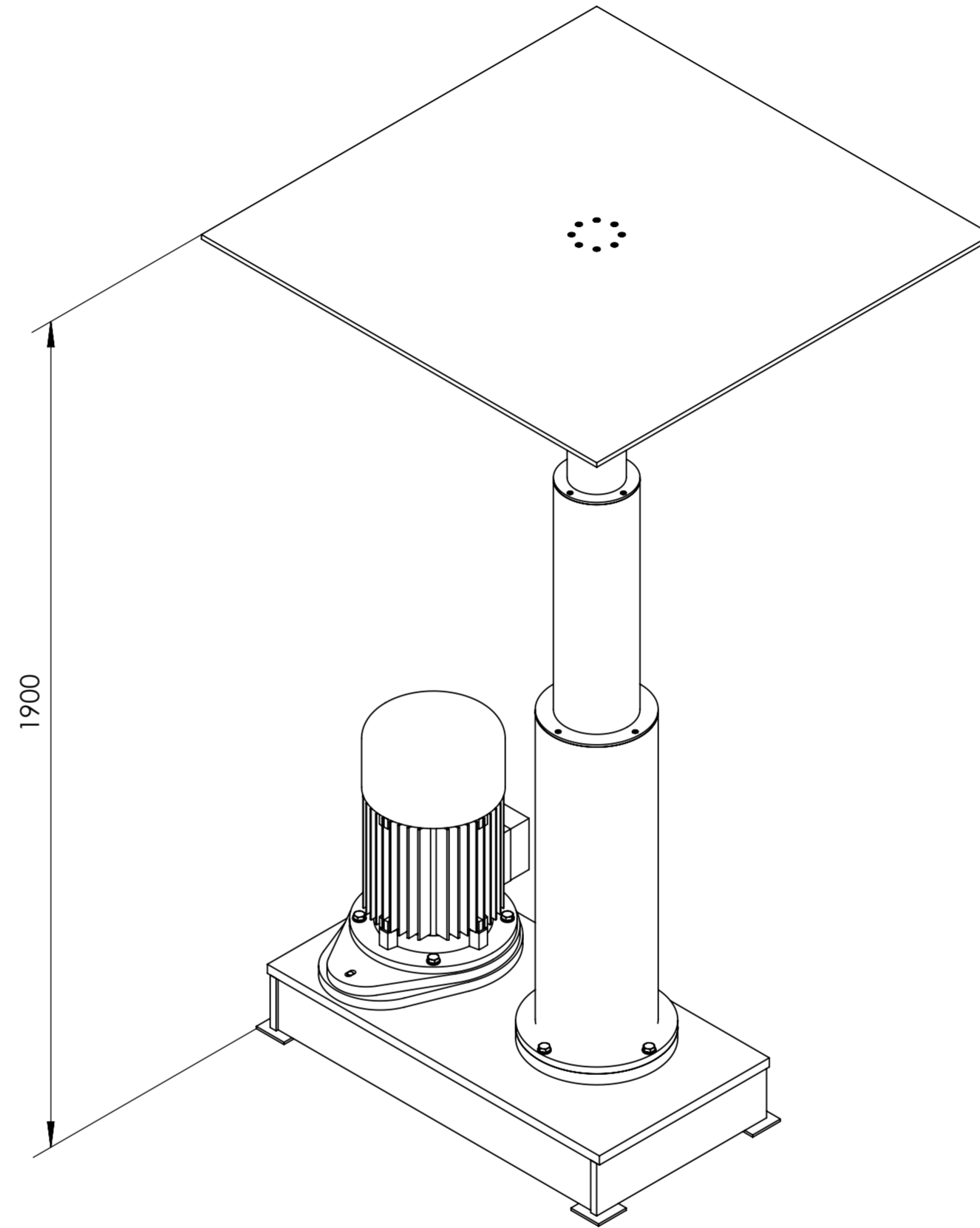
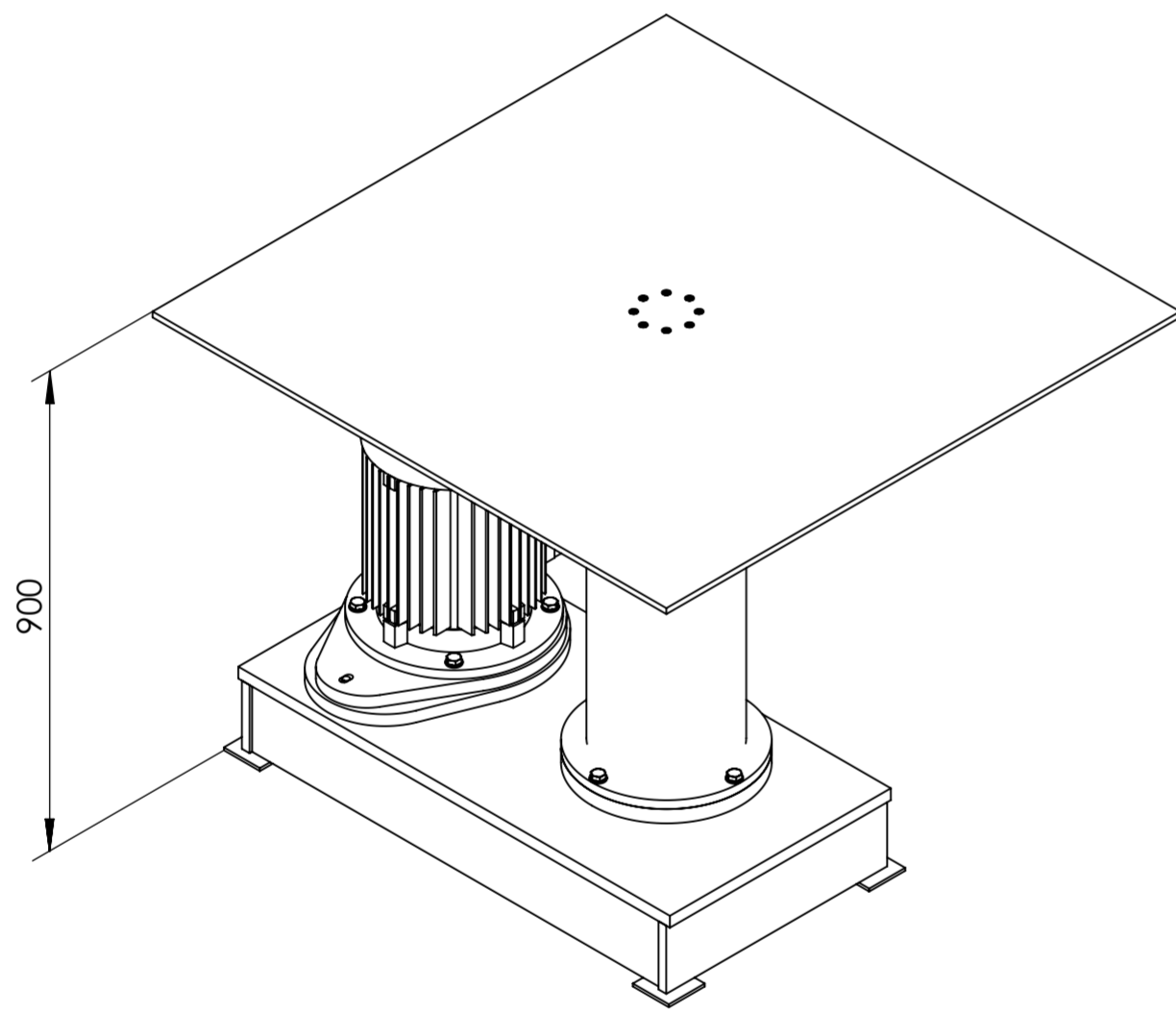
D

E

F

G

H



|                                       |                   |  |           |            |
|---------------------------------------|-------------------|--|-----------|------------|
| Projektirao                           | Datum             | Ime i prezime                                  | Potpis    |            |
| Razradio                              | 25.07.22.         | TEODOR STEYSKAL                                |           |            |
| Crtao                                 | 25.07.22.         | TEODOR STEYSKAL                                |           |            |
| Pregledao                             |                   |  |           |            |
| Objekt:                               |                   | Objekt broj:                                   |           |            |
|                                       |                   | R. N. broj:                                    |           |            |
| Napomena: <b>IZOMETRIJSKI PRIKAZI</b> |                   |  | Kopija    |            |
| Materijal:                            |                   | Masa: 505 kg                                   |           |            |
|                                       | Mjerilo originala | Naziv:   | Pozicija: | Format: A2 |
|                                       |                   | <b>PODIZAČ SA SERIJSKIM NAVOJNIM VRETENIMA</b> |           | Listova: 3 |
| <b>M1:10</b>                          |                   | Crtež broj: <b>D-TS-01-00-00</b>               |           | List: 3    |

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100