

# Konstruktivsko rješenje vibracijskog zabijača stupova

---

Požega, David

Master's thesis / Diplomski rad

2023

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:235:532832>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-02**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

**David Požega**

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentor:

prof. dr. sc. Dragan Žeželj, dipl. ing.

Student:

David Požega

Zagreb, 2023.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Draganu Žeželju na savjetima i uputama prilikom izrade diplomskog rada.

Zahvaljujem se svojim roditeljima, bratu, sestri i djevojci na podršci tijekom studiranja.

David Požega



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 23 -	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **David Požega** JMBAG: 0035213778

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcijsko rješenje vibracijskog zabijača stupova**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design solution of the vibrating pile driver**

Opis zadatka:

U građevinskoj industriji često se za potrebe stabilizacije tla i preuzimanja opterećenja objekta u tlo zabijaju čelični stupovi ili profili s ciljem izrade dubokog temeljenja. Postoji više različitih tehnika zabijanja, a u novije vrijeme jedna od najčešće korištenih je upotreba vibracijskih zabijača.

U okviru rada potrebno je napraviti detaljan pregled ovakvih uređaja te dati pregled ponude na tržištu. Za vibracijski zabijač treba dati teoretske osnove za proračun sile zabijanja i određivanje potrebne snage pogona te iste primijeniti na konstrukcijsko rješenje hidraulički pogonjenog uređaja za ostvarivanje sile od 900 kN. Tijekom izrade konstrukcijskog rješenja, dimenzioniranja i odabira pojedinih elemenata sustava, potrebno je voditi računa o učestalosti opterećenja.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

Računalni model odabranog rješenja uređaja izraditi u 3D CAD sustavu, cjelovito konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih.

U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

28. rujna 2023.

30. studenoga 2023.

4. – 8. prosinca 2023.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

prof. dr.sc. Dragan Žeželj

prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

1. Uvod .....	1
2. Duboko temeljenje.....	2
2.1. Piloti .....	2
2.2. Zabijanje stupova .....	5
2.3. Vibracijsko zabijanje stupova .....	6
3. Istraživanje tržišta vibracijskih zabijača stupova .....	8
3.1. Podjela prema frekvenciji .....	9
3.2. Ponuda hidrauličkih vibracijskih zabijača stupova na tržištu .....	10
4. Proračunski model .....	16
5. Konstrukcijsko rješenje hidrauličkog vibracijskog zabijača stupova .....	18
5.1. Proračun osnovnih parametara .....	18
5.2. Hidraulički motor .....	20
5.3. Proračun vratila V1 .....	20
5.4. Proračun vratila V2 .....	23
5.5. Proračun zupčanika .....	26
5.6. Odabir ležajeva vratila V1 .....	29
5.7. Odabir ležajeva vratila V2 .....	31
5.8. Izolatori vibracija .....	32
5.9. Proračun osovine za prihvat užeta .....	33
5.10. Proračun vijaka za pričvršćivanje poklopca vibrirajućeg kućišta .....	35
5.11. Opis konstrukcijskog rješenja vibracijskog zabijača stupova .....	36
6. Zaključak .....	39
LITERATURA .....	40

**POPIS SLIKA**

Slika 1.	Plitko i duboko temeljenje [2] .....	2
Slika 2.	Sojenice s drvenim pilotima [3] .....	3
Slika 3.	Gotovi betonski piloti [5] .....	4
Slika 4.	Shema izrade armiranobetonskog pilota [7].....	4
Slika 5.	Sheme strojeva za zabijanje stupova [4] .....	5
Slika 6.	Zabijač stupova [9].....	6
Slika 7.	Likvefakcija tla tijekom potresa [12] .....	7
Slika 8.	Osnovni dijelovi vibracijskog zabijača stupova [14] .....	8
Slika 9.	Dijagram amplitude vibracija tla ovisno o fazi rada vibracijskog zabijača [16].....	9
Slika 10.	Hidraulički vibracijski zabijač ICE 815D [18].....	10
Slika 11.	Hidraulički vibracijski zabijač PVE 3A [19] .....	11
Slika 12.	Hidraulički vibracijski zabijač APE DodecaKong [22] .....	12
Slika 13.	ICE katalog 1 [23] .....	13
Slika 14.	ICE katalog 2 [23] .....	14
Slika 15.	ICE katalog 3 [24] .....	14
Slika 16.	ICE hidrauličke stege - serije TU i TC [23] .....	15
Slika 17.	ICE hidrauličke stege - serija TP [23] .....	15
Slika 18.	Skica para ekscentara [25].....	16
Slika 19.	Smjernice za odabir vibracijskog zabijača tvrtke OMS [26] .....	19
Slika 20.	Skica svih vratila .....	20
Slika 21.	Skica vratila V1 .....	21
Slika 22.	Skica vratila V2 .....	24
Slika 23.	Dimenzije ležaja SKF 1215 [32] .....	30
Slika 24.	Dimenzije ležaja SKF 23132 CC/W33 [32].....	31
Slika 25.	Izolator vibracija Vulcanite VP2405-65 [34].....	32
Slika 26.	Skica osovine za prihvat užeta .....	34
Slika 27.	Raspored vijaka za pričvršćivanje poklopca vibrirajućeg kućišta.....	35

---

Slika 28.	Sklop vibracijskog zabijača stupova .....	36
Slika 29.	Vibrirajuće kućište s ekscentrima.....	37
Slika 30.	Sklop vibracijskog zabijača s prozirnim kućištem .....	37
Slika 31.	Vibracijski zabijač s hidrauličkom stegom APE Model 150 .....	38



**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Podjela vibracijskih zabijača stupova prema frekvenciji [15].....	9
Tablica 2. Tehnički podaci - ICE 815D [18].....	10
Tablica 3. Tehnički podaci – PVE 3A [19].....	11
Tablica 4. Tehnički podaci – APE Model 600 [20] .....	12
Tablica 5. Osnovni parametri .....	18
Tablica 6. Svojstva hidrauličkog motora Eaton Vickers [27] .....	20
Tablica 7. Svojstva zupčanika .....	26
Tablica 8. Svojstva ležaja SKF 1215 [32].....	30
Tablica 9. Svojstva ležaja SKF 23132 CC/W33 [32].....	32
Tablica 10. Svojstva izolatora vibracija Vulcanite VP2405-65 [34].....	33

## POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

DP-2023-000	Vibracijski zabijač stupova
DP-2023-001	Zavareni sklop kućišta donjeg
DP-2023-005	Vratilo v2
DP-2023-010	Vratilo v1

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$a$	mm	osni razmak vratila
$A$	m	amplituda vibracija
$A_v$	mm <sup>2</sup>	površina vijka
$b$	mm	širina zupčanika
$b_1$	-	faktor veličine strojnog dijela
$b_2$	-	faktor kvalitete obrade površine
$C$	kN	dinamička nosivost ležaja
$C_0$	kN	statička nosivost ležaja
$C_1$	kN	dinamička opterećenost ležaja
$d_1$	m	promjer diobene kružnice zupčanika $z_1$
$d_2$	m	promjer diobene kružnice zupčanika $z_2$
$F_{din}$	N	dinamička sila
$F_{din\ 1eksc}$	N	dinamička sila jednog ekscentra
$F_{diz\ max}$	N	dopuštena statička sila kojom dizalica smije povlačiti uređaj
$F_{izo}$	N	smično opterećenje jednog izolatora vibracija
$F_{1ez}$	N	sila u ležajevima
$F_{R12}$	N	radijalna sila zupčaničkog prijenosa između zupčanika $z_1$ i $z_2$
$F_{R22}$	N	radijalna sila zupčaničkog prijenosa između zupčanika $z_2$ i $z_2$
$F_{Rv2}$	N	rezultantna radijalna sila zupčaničkog prijenosa na vratilo $v_2$
$F_t$	N	obodna sila na diobenoj kružnici zupčanika
$i$	-	prijenosni omjer
$K$	kgm	ekscentrični moment
$K_{1\ eksc}$	kgm	ekscentrični moment jednog ekscentra
$K_{F\alpha 1}$	-	faktor raspodjele opterećenja pri proračunu opteretivosti korijena
$K_{H\alpha}$	-	faktor raspodjele opterećenja pri proračunu opteretivosti bokova
$L_{10h\_min}$	h	očekivani vijek trajanja ležaja
$m$	mm	modul
$m_{1eksc}$	kg	masa jednog ekscentra
$m_{vibr}$	kg	masa vibrirajućeg kućišta
$m_{stega}$	kg	masa stega
$m_{stup}$	kg	masa stupa
$M$	Nm	moment savijanja
$M_{din}$	kg	ukupna masa vibrirajućeg dijela sustava
$n$	o/min	brzina vrtnje

$P$	W	snaga
$q_L$	-	korekcijski faktor raspodjele sile
$r$	m	udaljenost težišta ekscentara od osi rotacije
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	vlačna čvrstoća
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	granica tečenja
$S_{F1}$	-	sigurnost protiv loma zuba
$S_H$	-	sigurnost na kontaktni pritisak
$S_{izo}$	-	sigurnost izolatora vibracija
$S_{post}$	-	sigurnost vratila
$S_{potr}$	-	potrebna sigurnost
$T$	Nm	moment uvijanja
$T_1$	Nm	moment uvijanja vratila $v_1$
$T_2$	Nm	moment uvijanja vratila $v_2$
$T_{max}$	Nm	maksimalni moment uvijanja
$T_{tmax}$	Nm	teorijski maksimalni moment uvijanja
$W_p$	mm <sup>3</sup>	torzijski moment otpora
$x_{max}$	m	maksimalni pomak
$Y_{F1}$	-	faktor oblika za proračun opterećenja korijena zuba
$Y_\epsilon$	-	faktor stupnja prekrivanja
$z_1$	-	broj zuba zupčanika $z_1$
$z_2$	-	broj zuba zupčanika $z_2$
$Z_M$	-	faktor utjecaja materijala za proračun opterećenja bokova
$Z_H$	-	faktor oblika boka za proračun na dodirni pritisak
$Z_\epsilon$	-	faktor utjecaja stupnja prekrivanja za proračun opterećenja bokova
$\alpha$	-	zahvatni kut
$\alpha_0$	-	faktor čvrstoće materijala
$\beta_{kf}$	-	efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila s utorom za pero

$\beta_{kt}$	-	efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero
$\varepsilon_{\alpha}$	-	faktor prekrivanja
$\varepsilon_1$	-	parcijalni stupanj prekrivanja zupčanika $z_1$
$\varepsilon_2$	-	parcijalni stupanj prekrivanja zupčanika $z_2$
$\varepsilon_a$	-	parcijalni stupanj prekrivanja
$\sigma_{dop}$	N/mm <sup>2</sup>	dopušteno naprezanje
$\sigma_f$	N/mm <sup>2</sup>	nominalno naprezanje pri savijanju
$\sigma_{F1}$	N/mm <sup>2</sup>	naprezanje na savijanje u korijenu zuba
$\sigma_{Flim}$	N/mm <sup>2</sup>	dinamička izdržljivost kod naprezanja na savijanje korijena zuba
$\sigma_{FP1}$	N/mm <sup>2</sup>	dopušteno naprezanje u korijenu zuba
$\sigma_{fDI}$	N/mm <sup>2</sup>	trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno naprezanje pri savijanju
$\sigma_{fDN}$	N/mm <sup>2</sup>	trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično promjenjivo naprezanje pri savijanju
$\sigma_H$	N/mm <sup>2</sup>	kontaktni pritisak u kinematskom polu
$\sigma_{Hlim}$	N/mm <sup>2</sup>	dinamička izdržljivost bokova
$\sigma_{HP}$	N/mm <sup>2</sup>	dopušteni kontaktni pritisak bokova
$\sigma_{red,konc}$	N/mm <sup>2</sup>	reducirano naprezanje na mjestu koncentrataora
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	naprezanje u vijcima
$\tau_t$	N/mm <sup>2</sup>	nominalno naprezanje pri uvijanju
$\tau_{tDI}$	N/mm <sup>2</sup>	trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno naprezanje pri uvijanju
$\varphi$	-	faktor udara
$\omega$	rad/s	kutna brzina

## **SAŽETAK**

Tema ovog diplomskog rada je konstrukcijsko rješenje vibracijskog zabijača stupova. Vibracijski zabijač stupova upotrebljava se za zabijanje i izvlačenje različitih stupova, pilota i profila koji se koriste za duboko temeljenje građevina. Princip rada vibracijskih zabijača stupova temelji se na rotaciji parova ekscentričnih masa koje generiraju vibracije u vertikalnom smjeru, dok se vibracije u horizontalnom smjeru poništavaju. Ekscentri se uglavnom pogone hidrauličkim motorom. Za bolje razumijevanje teme, u uvodnom dijelu rada prikazan je pregled dubokog temeljenja, s naglaskom na zabijanje stupova. Zatim je provedena analiza tržišta vibracijskih zabijača stupova. Nakon toga prikazana je teorijska podloga koja opisuje princip rada vibracijskog zabijača. Prema zadanim podacima, na temelju teorijske podloge, provedeni su proračuni osnovnih parametara. Prema dobivenim parametrima i analizi postojećih rješenja, konstruiran je CAD model vibracijskog zabijača, a za najvažnije dijelove poput vratila, zupčanika i ležajeva provedeni su proračuni čvrstoće.

Ključne riječi: vibracijsko zabijanje stupova, duboko temeljenje, pilot, ekscentrična masa, zupčanik, vratilo, ležaj

**SUMMARY**

The topic of this master's thesis is design of the vibratory pile driver. The vibratory pile driver is used for driving and extracting various piles which are parts of deep foundations. The working principle of vibratory pile driver is based on pairs of rotating eccentric masses which generate vibrations in vertical direction, while vibrations in horizontal direction are canceled out. Eccentrics are usually driven by hydraulic motor. For better understanding of the topic, the introductory part of the thesis presents an overview of deep foundations, with a focus on pile driving. Then, the market analysis of the vibratory pile drivers is conducted. Furthermore, the theoretical background of working principle of the vibratory pile drivers is presented. Based on the theoretical background and given data, calculations of the basic parameters were carried out. According to the obtained parameters and the analysis of the vibratory pile drivers on the market, a CAD model of the vibratory pile driver was designed, and calculations of the strength were carried out for the most important parts such as shafts, gears and bearings.

Key words: vibratory pile driving, deep foundations, pile, eccentric mass, gear, shaft, bearing

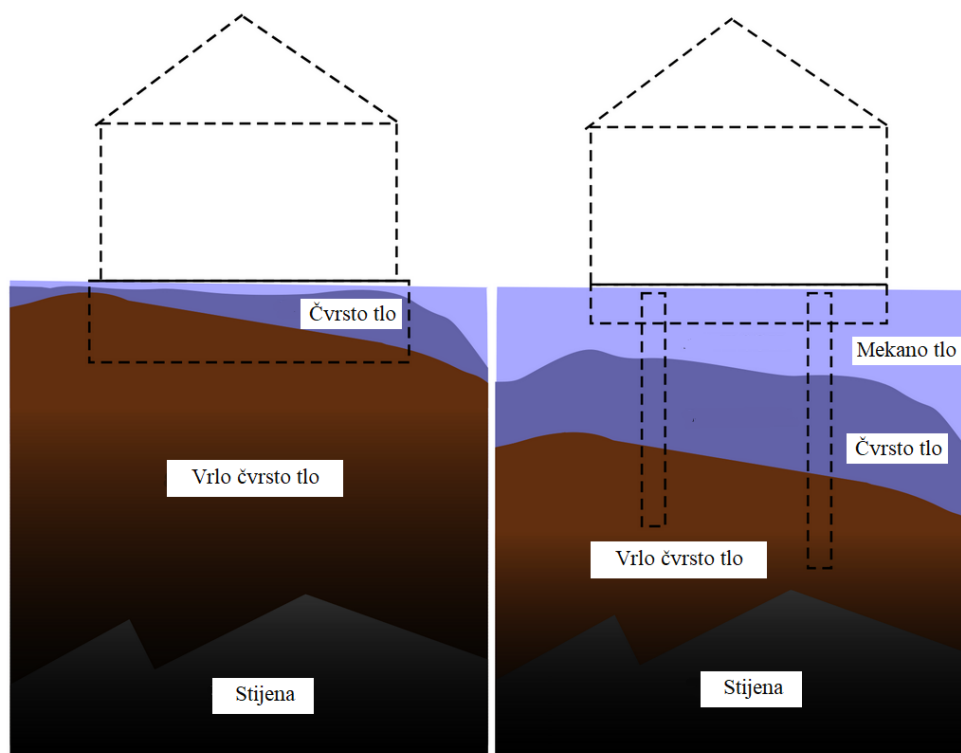
## **1. Uvod**

Vibracijski zabijači stupova upotrebljavaju se za zabijanje različitih stupova ili pilota koji se koriste za duboko temeljenje građevina. Duboko temeljenje građevina izvodi se kada tlo na manjim dubinama nema odgovarajuća fizikalno mehanička svojstva ili zbog nedostatka prostora oko građevine. Jedna od najčešće korištenih metoda dubokog temeljenja je zabijanje stupova koji mogu biti izrađeni od različitih materijala poput čelika, betona ili drveta. Tradicionalno su se stupovi zabijali udaranjem velikom silom, a ta se metoda koristi i danas zbog velike pouzdanosti i mogućnosti precizne procjene nosivosti ugrađenog stupa. Međutim, zabijanje udaranjem generira visoku razinu buke što navedeni postupak čini neprikladnim za primjenu u gusto naseljenim područjima. Zbog toga je razvijeno zabijanje stupova vibracijskim zabijačima čiji se princip rada ne oslanja na primjenu velike sile nego na cikličko opterećivanje stupa vibracijama u vertikalnom smjeru. Uslijed vibracija, trenje između stupa i okolnog tla značajno se smanjuje što omogućava veliku brzinu zabijanja uz primjenu višestruko manje sile. Prethodno navedene prednosti u kombinaciji sa sve većim naglaskom na očuvanje zdravlja ljudi i prirode, čine vibracijsko zabijanje stupova sve korištenijom metodom.



## 2. Duboko temeljenje

Temelj je dio građevine kojim se opterećenje prenosi u tlo. Kod manje zahtjevnih građevina, ako tlo ima odgovarajuća svojstva, izvodi se plitko temeljenje kod kojeg se opterećenje prenosi preko dodirnog pritiska temeljne plohe na tlo. Međutim, unatoč zahtjevnosti i višoj cijeni, često je potrebno koristiti duboko temeljenje, a koristi se kada tlo na manjim dubinama nema odgovarajuća fizikalno mehanička svojstva, kada je opterećenje preveliko te kada postoje prostorna ograničenja. Dubokim se temeljenjem pomoću različitih konstrukcijskih rješenja opterećenje građevine prenosi u tlo na veće dubine, čime građevine imaju veću otpornost na potrese, klizanje tla, poplave i druge nepogode. Sila se na tlo, ovisno o izvedbi, može prenositi trenjem po plaštu te čeonom površinom elementa za temeljenje. Duboki temelji mogu se podijeliti na duboke masivne temelje poput kesona, bunara i sanduka, te na pilote [1]. Shema plitkog i dubokog temeljenja prikazana je na slici 1.



Slika 1. Plitko i duboko temeljenje [2]

### 2.1. Piloti

Piloti ili stupovi vrsta su dubokih temelja kojima se opterećenje građevine prenosi na veće dubine na tlo. Ovisno o vrsti tla, piloti mogu prenositi opterećenje trenjem na dodiru plašta pilota s okolnim tlom ili dodirnim pritiskom čeonu površine na stijensku podlogu. Piloti se

moгу izvoditi samostalno ili u skupinama. Jedan od najstarijih primjera korištenja pilota su temelji sojenica u Alpama koje su građene prije više od 5000 godina. Navedene se sojenice nalaze na UNESCO-vom popisu kulturne baštine, čiji se primjer nalazi na slici 2. [1], [3].



**Slika 2. Sojenice s drvenim pilotima [3]**

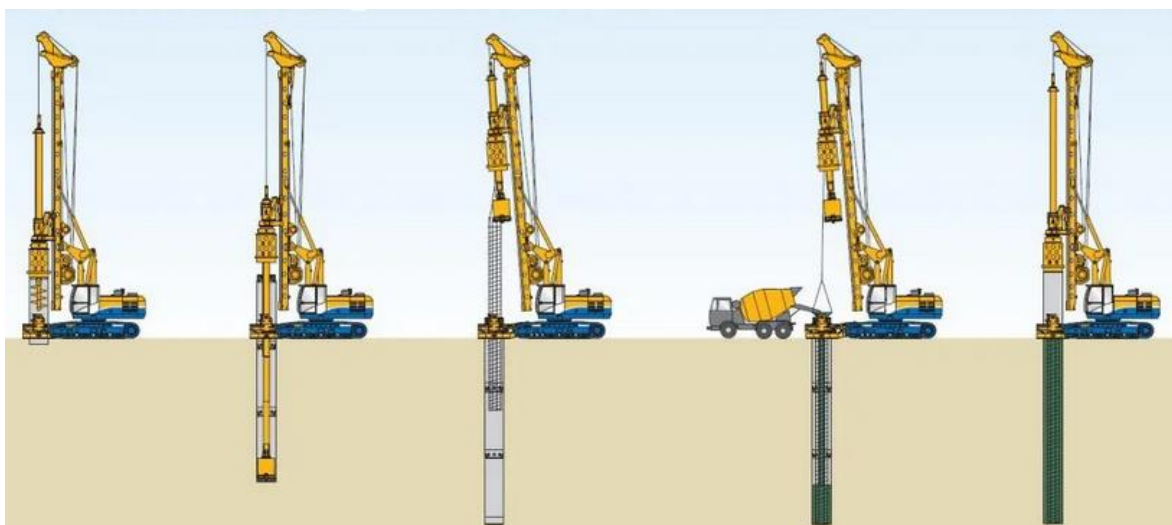
Drveni piloti u odgovarajućim uvjetima imaju dobru trajnost, mehanička svojstva i malu masu. Zbog navedenih svojstava, za manje zahtjevne građevine, u SAD-u se najčešće i koriste drveni piloti, dok se u Europi danas uglavnom upotrebljavaju piloti izrađeni od čelika ili betona. Čelični piloti zabijaju se u tlo i poprečni je presjek moguće prilagoditi različitim zahtjevima. Osim toga, u odnosu na betonske pilote imaju bolja mehanička svojstva poput visoke tlačne i vlačne čvrstoće, visokog modula elastičnosti i male mase te se mogu brzo postaviti u tlo zabijanjem. Nedostatak čeličnih pilota je opasnost od korozije, ali uz pravilno konstruiranje i izvedbu imaju dug životni vijek. Zbog toga se tijekom proračunavanja nosivosti stupa uzima u obzir smanjenje površine poprečnog presjeka uslijed korozije. Za antikorozivnu zaštitu čeličnih pilota mogu se koristiti različite metode poput zaštite prevlakama, katodne zaštite ili uranjanja u beton. Na većim dubinama unutar tla korozija nije značajna zato što u tlu nema puno kisika, ali dijelovi stupa koji se nalaze izvan tla, naročito ako su izloženi utjecajima morske vode, mogu korodirati velikom brzinom zbog čega je antikorozivna zaštita vrlo važna. Korozija unutar tla može biti izraženija ako tlo ima visoku korozivnost, a rješenje za navedeni problem može biti zamjena postojećeg tla manje korozivnim tlom. Najčešći oblik čeličnih pilota su čelične cijevi koje mogu imati otvoren ili zatvoren vrh te H profili. Za poboljšanje mehaničkih svojstava i smanjenje opasnosti od korozije u čelične se pilote može uliti beton, ali se zbog više cijene

takva metoda koristi samo kod najzahtjevnijih projekata. Betonski piloti imaju nešto lošija mehanička svojstva od čeličnih, ali su jeftiniji te nisu osjetljivi na koroziju. Mogu se dopremiti u gotovom obliku ili se izrađivati na gradilištu. Gotovi armiranobetonski piloti izvode se zabijanjem, a primjer gotovih betonskih pilota prikazan je na slici 3. [1], [4], [5], [6].



Slika 3. Gotovi betonski piloti [5]

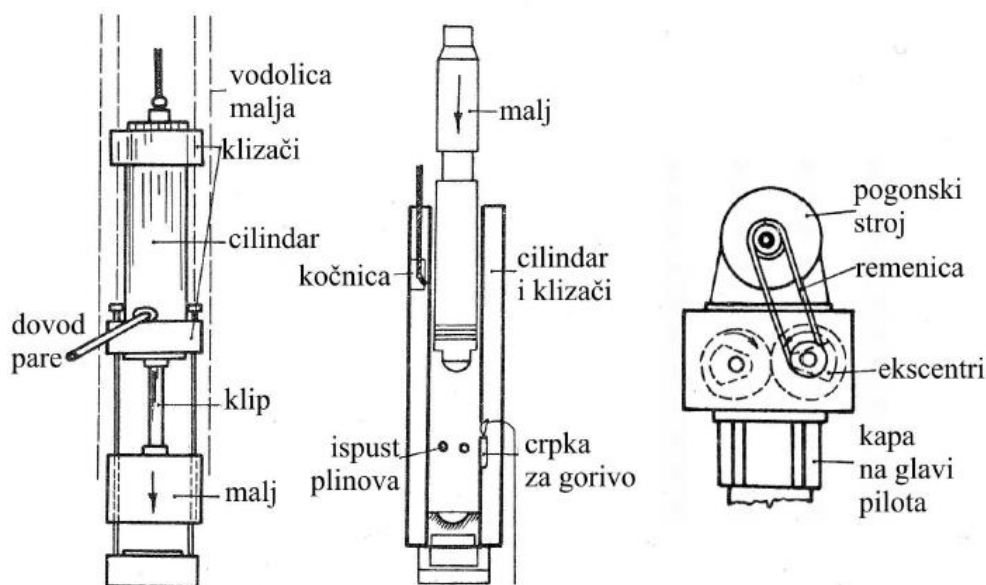
Betonski piloti koji se oblikuju na gradilištu uobičajeno se izvode u tri koraka: bušenje tla, postavljanje čelične cijevi kao oplate te ulijevanje betona. Čelična se cijev kasnije može izvući iz tla ili može ostati u tlu kao dio pilota. Koraci izrade armiranobetonskog pilota na gradilištu prikazani su na slici 4. [1], [5], [6].



Slika 4. Shema izrade armiranobetonskog pilota [7]

## 2.2. Zabijanje stupova

Čelični i drveni stupovi te neke vrste armiranobetonskih stupova izvode se zabijanjem. Prednosti zabijanja gotovih stupova u odnosu na izradu stupova na gradilištu su ujednačena svojstva i tolerancije te jednostavnije postavljanje i kontrola kvalitete. Međutim, potrebno je osigurati odgovarajuće strojeve za zabijanje te stupovi moraju biti ojačani kako bi izdržali opterećenja tijekom zabijanja i transporta. Osim toga, zabijanjem nije moguće izvoditi stupove velikih poprečnih presjeka, ali se korištenjem čeličnih stupova mogu dostići najveće dubine temeljenja. Tradicionalno se zabijanje provodi pomoću različitih zabijača čiji se princip rada temelji na podizanju velike mase iznad stupa te slobodnom padu navedene mase na stup. Do izuma parnog stroja, stupovi su se zabijali ručnim metodama gdje su radnici podizali malj pomoću skele te kasnije preko koloturnika. Izumom parnog stroja, motora s unutarnjim izgaranjem, a kasnije i hidrauličkih te električnih strojeva, omogućeno je zabijanje stupova sve većih poprečnih presjeka na sve veće dubine. Na slici 5. prikazane su sheme osnovnih vrsta strojeva za zabijanje stupova: a) malj za zabijanje, b) stroj za zabijanje pomoću komprimiranog zraka i c) vibracijski zabijač stupova.



Slika 5. Sheme strojeva za zabijanje stupova [4]

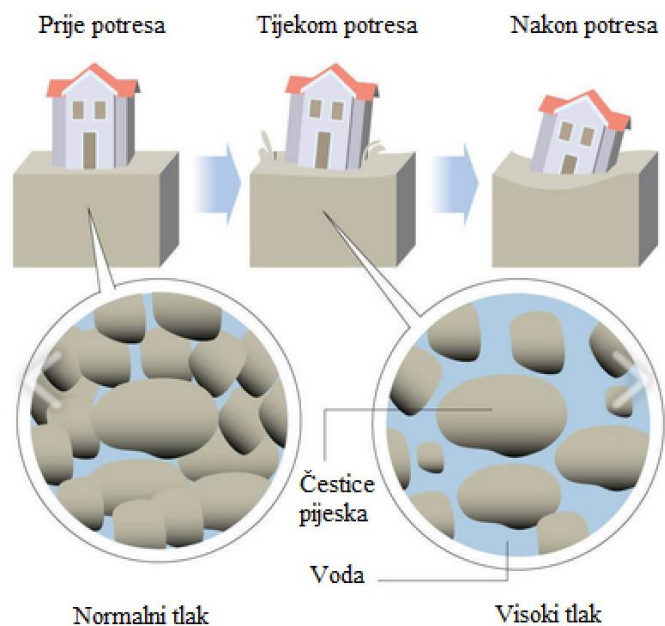
Danas se, uz vibracijske zabijače, najčešće koriste hidraulički i dizelski zabijači. Primjer hidrauličkog zabijača stupova prikazan je na slici 6. [1], [7], [8].



Slika 6. Zabijač stupova [9]

### 2.3. Vibracijsko zabijanje stupova

Za razliku od udarnog zabijanja stupova gdje se zabijanje svodi na udaranje stupa utegom velike mase, kod vibracijskog se zabijanja stupova princip rada temelji na cikličkom opterećivanju stupa u vertikalnom smjeru, a ciklus se uobičajeno odvija između 1000 i 3000 puta u minuti. Sile na stup kod vibracijskog zabijanja značajno su manje nego kod udarnog zabijanja stupova, ali brzina zabijanja stupova višestruko je veća. Osim toga, vibracijskim zabijačem moguće je i izvlačiti stupove iz tla. Prvi vibracijski zabijač stupova korišten je 1957. godine tijekom izgradnje hidroelektrane u Sovjetskom savezu pri čemu je uočeno kako navedeni stroj zabije 60% više stupova u jednoj smjeni uz 25% manju potrošnju energije od ekvivalentnog udarnog zabijača [10]. Brži rad uz manju potrošnju energije posljedica je smanjenja otpora tla uslijed vibracija. Ovisno o vrsti tla, otpor se smanjuje na različite načine. Tla se mogu podijeliti na nekoherentna, poput pijeska i šljunka, i na koherentna, poput gline. U nekoherentnom tlu, u kojem su zrna krupna i odvojena, uz prisustvo vlage, mehanizam zabijanja odvija se zahvaljujući likvefakciji tla gdje se uslijed vibracija krute čestice sabijaju, a voda se pod visokim tlakom nakuplja oko plašta stupa [11]. Navedena pojava događa se tijekom jačih potresa pri čemu može doći do oštećivanja građevina i odrona. Shema procesa likvefakcije prikazana je na slici 7.

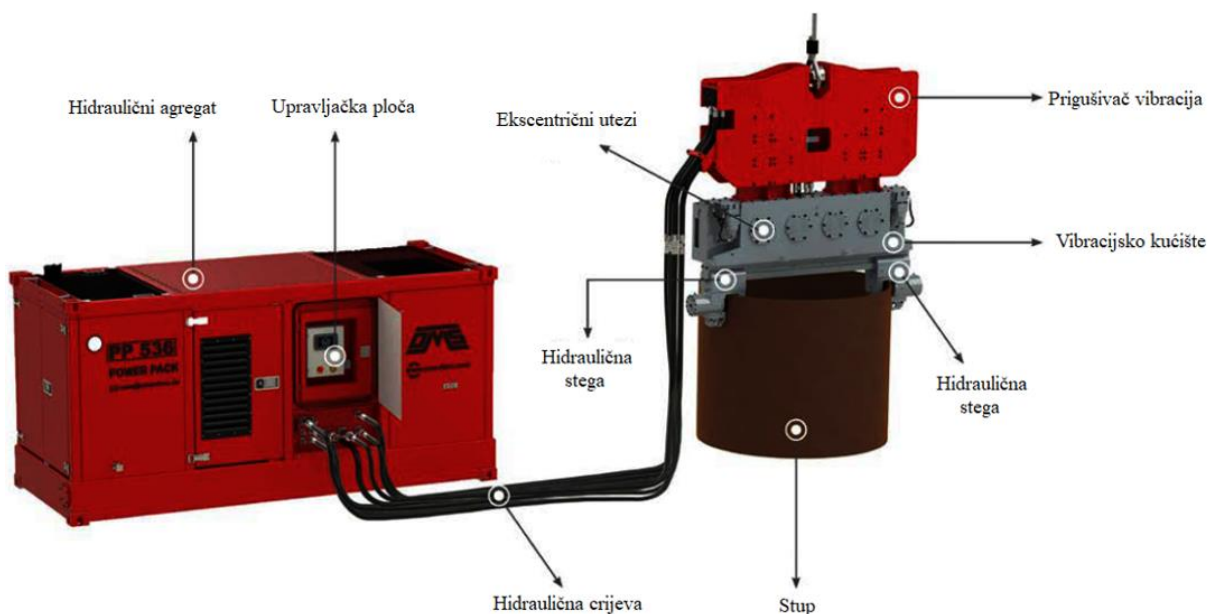


**Slika 7. Likvefakcija tla tijekom potresa [12]**

Vibracijsko zabijanje stupova moguće je i ako nema vlage u nekoherentnom tlu zato što se uslijed vibracija krute čestice tla ciklički opterećuju i razmiču jedna od druge te se zbog nastale zračnosti smanjuje trenje unutar tla. U koherentnom tlu ne dolazi do prethodno navedenih pojava, ali na području uz dno stupa uslijed vibracija dolazi do preoblikovanja tla pri čemu se oslobađa prostor ispod stupa, a tlo se sabija radijalno oko dna stupa [11]. Zbog toga vibracijski zabijači stupova nisu toliko učinkoviti u koherentnom tlu, pogotovo ako dno stupa ima veliku zatvorenu površinu. Osim toga, zbog prevelike kompleksnosti ponašanja tla uslijed vibracija te zbog velikog broja vrsta tla, nije moguće predvidjeti učinkovitost zabijanja vibracijskim zabijačem. Navedeni problem jedan je od najvećih nedostataka u odnosu na udarne zabijače stupova za koje su razvijene razne metode za proračunavanje i predviđanje procesa zabijanja. Također, nedostaci vibracijskog zabijanja stupova su smanjenje nosivosti tla te otežano predviđanje nosivosti zabijenih pilota [10]. Jedno od mogućih rješenja za navedeni problem je korištenje vibracijskog zabijača za brzo i tiho zabijanje većeg dijela stupa, a nakon toga udarnog zabijača za bolju nosivost. Osim brzine i manje buke, prednosti vibracijskih u odnosu na udarne zabijače stupova su manje dimenzije zbog čega ih je moguće transportirati u jednom komadu. Osim toga, vibracijski zabijač tijekom rada zahtjeva manje radnika [13].

### 3. Istraživanje tržišta vibracijskih zabijača stupova

Hidraulički vibracijski zabijač stupova sastoji se od četiri osnovna dijela: hidrauličnog agregata, vibracijskog kućišta s ekscentrima, kućišta za prigušivanje vibracija i hidraulične stega za prihvat uređaja na stup. Primjer sklopa navedenih uređaja prikazan je na slici 8. Glavni dio hidrauličnog agregata je hidraulična pumpa koja opskrbljuje hidraulični motor za pogon vratila s ekscentričnim utezima. Također, osim navedenog primjera koji se prenosi pomoću dizalice, postoje i izvedbe zabijača za bager, koje umjesto zasebnog hidrauličnog agregata za pogon vratila s ekscentrima koriste hidraulični sustav bagera. Prigušivač vibracija pomoću gumenih elemenata ublažava prijenos vibracija od vibracijskog kućišta prema dizalici ili bageru te prenosi opterećenje prilikom prenošenja ili izvlačenja stupa iz tla. Unutar vibracijskog kućišta nalazi se parni broj vratila s ekscentričnim masama koja rotacijom generiraju vibracije u vertikalnom smjeru, što je detaljnije opisano u nastavku rada. Vratila s ekscentrima uglavnom su pogonjena hidrauličkim motorom, a postoje i izvedbe vibracijskih zabijača s elektromotorom. Hidraulične stega služe za pričvršćivanje zabijača na stup, a osim težine stupa, prilikom izvlačenja trebaju izdržati vibracije uređaja i otpor tla.



Slika 8. Osnovni dijelovi vibracijskog zabijača stupova [14]

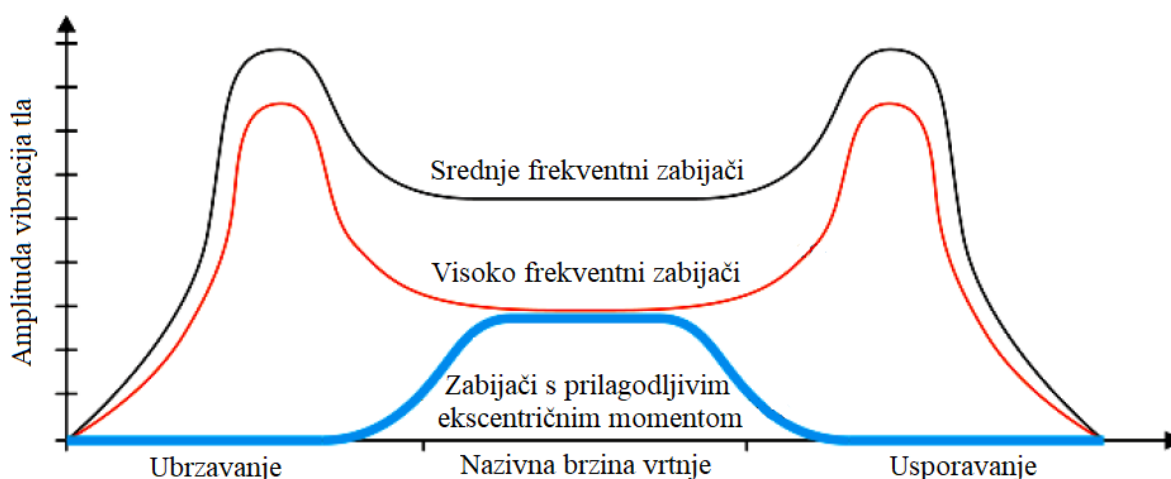
### 3.1. Podjela prema frekvenciji

Na tržištu postoje vibracijski zabijači različitih brzina vrtnje kako bi se mogao odabrati prikladan uređaj ovisno o vrsti tla i masi stupa koji se zabija. U skladu s navedenim, moguće je podijeliti vibracijske zabijače stupova prema brzini vrtnje, odnosno frekvenciji, a podjela je prikazana u Tablici 1.

**Tablica 1. Podjela vibracijskih zabijača stupova prema frekvenciji [15]**

Vrsta vibracijskog zabijača	Frekvencija, Hz	Brzina vrtnje, o/min	Primjena
Nisko frekventni	5 - 10	300 – 600	Stupovi velike mase i zatvorenog poprečnog presjeka
Srednje frekventni	10 – 30	600 – 1800	Stupovi od čeličnog lima, cijevi i profili
Visoko frekventni	30 – 40	1800 – 2400	U naseljenim područjima zbog manjeg prijenosa vibracija na okolinu

Posebna vrsta vibracijskih zabijača su vibracijski zabijači s promjenjivim ekscentričnim momentom koji smanjuju vibracije prilikom zaleta i usporavanja. Ekscentri u navedenim uređajima ne generiraju vibracije dok ne postignu radnu brzinu vrtnje što omogućava korištenje vibracijskih zabijača stupova u naseljenim mjestima i osjetljivom tlu [16]. Na slici 9. prikazan je dijagram relativne amplitude vibracija tla tijekom zaleta, rada pri nazivnoj brzini i usporavanja za različite vrste vibracijskih zabijača stupova.



**Slika 9. Dijagram amplitude vibracija tla ovisno o fazi rada vibracijskog zabijača [16]**



### 3.2. Ponuda hidrauličkih vibracijskih zabijača stupova na tržištu

Proizvođači vibracijskih zabijača stupova nude širok raspon veličina i frekvencija zabijača. Konstrukcijska rješenja zabijača uglavnom su slična, a razlikuju se prema broju parova vratila i ekscentricitetu. Vibracijski se zabijači proizvode širom svijeta, a po tržišnom udjelu ističu se njemački, nizozemski, američki i kineski proizvođači [17].

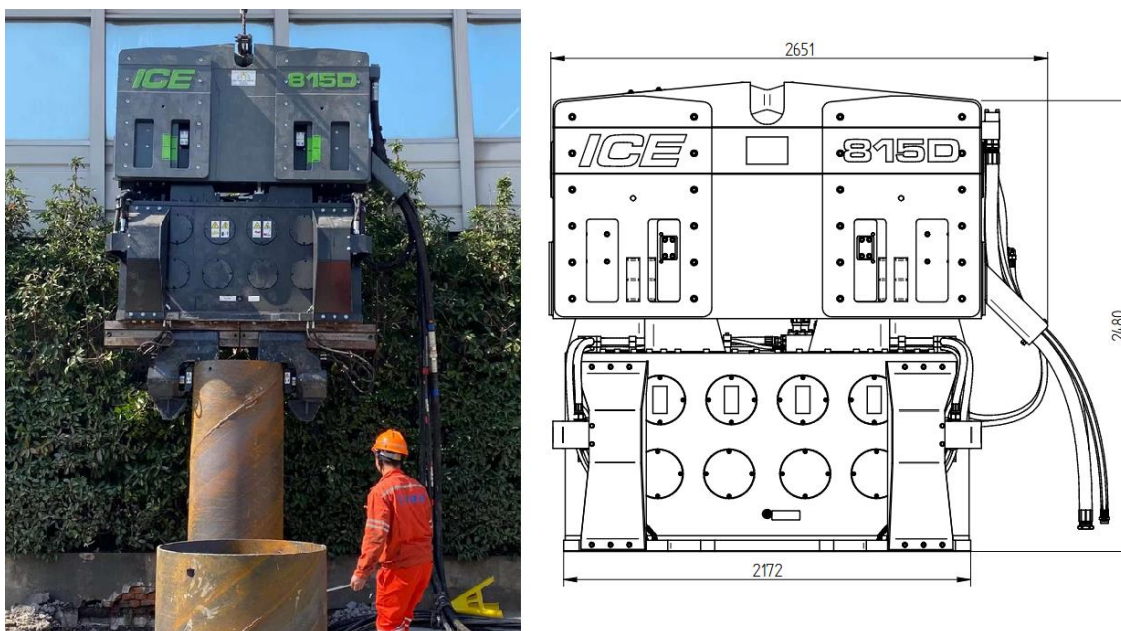
#### 3.2.1. ICE 815

Najprodavaniji hidraulički vibracijski zabijač stupova na svijetu je serija 815 nizozemskog proizvođača ICE. Navedeni se uređaj postavlja dizalicom, a vibracije generira pomoću četiri para vratila s ekscentrima koje pogone dva hidraulička motora. Na zabijač ICE 815 mogu se priključiti različite hidrauličke stege što omogućava zabijanje širokog raspona stupova [18]. Tehnički podaci najnovijeg modela ICE 815D prikazani su u Tablici 2.

Tablica 2. Tehnički podaci - ICE 815D [18]

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Ekscentrični moment	45	kgm
Dinamička sila	1250	kN
Frekvencija	1592	o/min
Radni tlak	350	bar
Hidraulička snaga	361	kW
Masa	5700	kg

Hidraulički vibracijski zabijač stupova ICE 815D prikazan je na slici 10.



Slika 10. Hidraulički vibracijski zabijač ICE 815D [18]

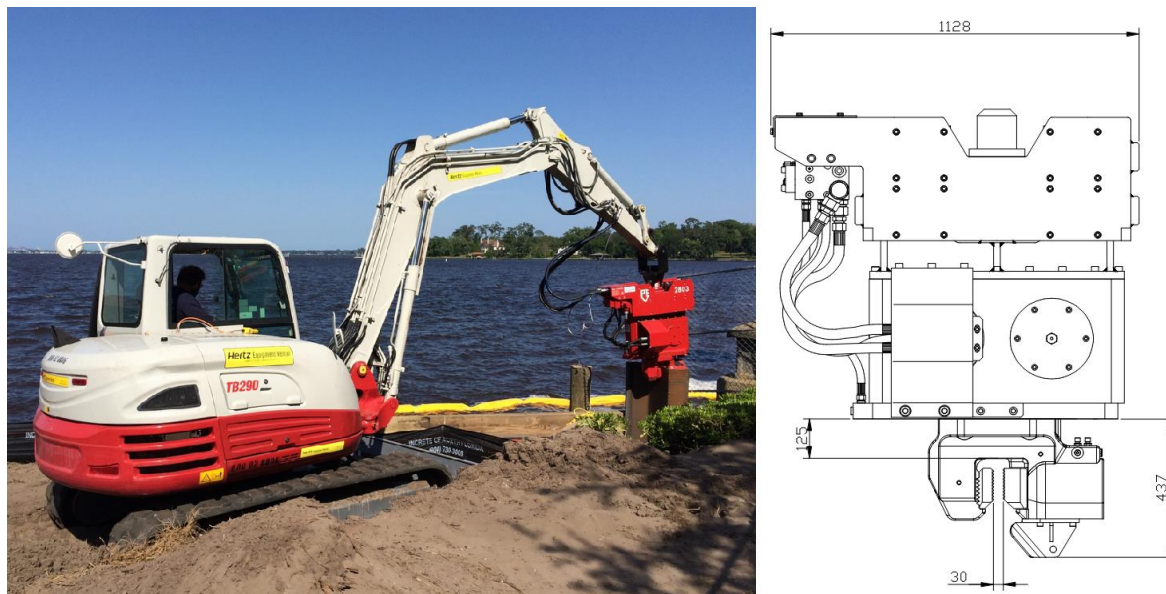
### 3.2.2. PVE 3A

Najmanji hidraulički vibracijski zabijači stupova uglavnom se pogone i prenose pomoću bagera, a primjer takvog uređaja je zabijač naziva 3A proizvođača PVE čija su svojstva prikazana u Tablici 3. Vibracije se generiraju pomoću jednog para vratila s ekscentrima pogonjenih hidrauličkim motorom koji energiju za pogon dobiva od hidrauličkog sustava bagera. Na zabijač PVE 3A mogu se priključiti različite hidrauličke stege što omogućava zabijanje širokog raspona poprečnih presjeka stupova [19].

**Tablica 3. Tehnički podaci – PVE 3A [19]**

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Ekscentrični moment	3,2	kgm
Dinamička sila	275	kN
Frekvencija	2800	o/min
Radni tlak	350	bar
Hidraulička snaga	65	kW
Masa	1090	kg

Hidraulički vibracijski zabijač stupova ICE 815D s odgovarajućim bagerom prikazan je na slici 11.



**Slika 11. Hidraulički vibracijski zabijač PVE 3A [19]**

Hidraulički vibracijski zabijači stupova proizvođača PVE koji se upravljaju bagerom imaju nazivni broj okretaja između 2300 i 2800 što ih svrstava u kategoriju visoko frekventnih vibracijskih zabijača, zbog čega su prikladni za korištenje u naseljenim područjima. Također, prikladniji su za manja gradilišta od zabijača upravljanih dizalicom.

### 3.2.3. APE Model 600

Najveći vibracijski zabijač u ponudi američkog proizvođača APE je hidraulički vibracijski zabijač APE Model 600 koji se postavlja pomoću dizalice, a za pogon koristi dizelski hidraulički agregat APE Model 1200 snage 883 kW. Vibracije se generiraju pomoću tri para vratila s ekscentrima koje pogone dva hidraulička motora [20]. Tehnički podaci zabijača APE Model 600 prikazani su u Tablici 4.

**Tablica 4. Tehnički podaci – APE Model 600 [20]**

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Ekscentrični moment	198,17	kgm
Dinamička sila	3960	kN
Frekvencija	1350	o/min
Radni tlak	310	bar
Masa	20514	kg






Najveći vibracijski zabijač stupova na svijetu APE DodecaKong, prikazan na slici 12., kombinacija je 12 prethodno navedenih zabijača APE Model 600. Konstruiran je za zabijanje stupova promjera 30 metara koji su dio temelja zračne luke izgrađene na umjetnom otoku u Kini. Navedeni uređaj koristi 12 hidrauličkih agregata ukupne snage veće od 10700 kW te generira dinamičku silu veću od 70000 kN [21].



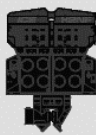
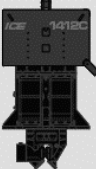


**Slika 12. Hidraulički vibracijski zabijač APE DodecaKong [22]**

### 3.2.4. Katalog proizvođača ICE

Proizvođači vibracijskih zabijača stupova u ponudi imaju različite veličine zabijača s različitim brzinama vrtnje koji mogu imati promjenjiv ekscentrični moment. Osim toga, ovisno o izvedbi, mogu se prenositi pomoću dizalice i pogoniti hidrauličkim agregatom ili mogu za pogon i prenošenje koristiti bager. Za primjer ponude proizvođača navedenih uređaja odabran je katalog nizozemske tvrtke ICE koja je dio grupacije Dieseko. Katalog hidrauličkih vibracijskih zabijača stupova proizvođača ICE, predviđenih za upravljanje dizalicom, prikazan je na slikama 13. i 14.

						
		<b>1423C</b>	<b>416L</b>	<b>32NF</b>	<b>815D</b>	<b>55NF</b>
Ekscentrični moment	kgm	14	23	32	45	54
Dinamička sila	kN	812	647	955	1250	1711
Frekvencija	rpm	2300	1600	1650	1592	1700
Najveća amplituda	mm	16.5	19.6	27.2	23.7	30.1
Najveća sila podizanja	kN	240	400	400	400	800
Protok ulja	L/min	370	359	370	619	617
Dinamička masa	kg	1700	2350	2350	3800	3580
Ukupna masa	kg	2750	3550	4600	5700	5700
D x Š x V	mm	1890 x 76 x 1635	2548 x 486 x 1567	2548 x 566 x 1567	2651 x 813 x 2580	2642 x 678 x 1939
Preporučeni hidraulički agregat		400 series	400 series	400 series	600 series	600 series
Preporučena stega za stupove od lima		100TU	100TU	130TU	160TU	200TU
Preporučena stega za cijevi		55TC	81TC	81TC	81TC	100TC
Preporučena stega za stupove		120TP	120TP	120TP	180TP	180TP

					
		<b>82NF</b>	<b>1412C</b>	<b>130NF</b>	<b>150NF</b>
Ekscentrični moment	kgm	81	110	130	150
Dinamička sila	kN	2567	2300	2794	3224
Frekvencija	rpm	1700	1380	1400	1400
Najveća amplituda	mm	30.0	34.9	25.0	26.3
Najveća sila podizanja	kN	800	800	1260	1260
Protok ulja	L/min	888	830	1293	1293
Dinamička masa	kg	5400	6400	10420	11400
Ukupna masa	kg	7900	10750	16900	17780
D x Š x V	mm	2662 x 721 x 2427	2819 x 1108 x 3592	3862 x 1217 x 2425	3862 x 1217 x 2425
Preporučeni hidraulički agregat		900 series	900 series	1400	1400
Preporučena stega za stupove od lima		320TU	320TU	350TU	-
Preporučena stega za cijevi		200TC	200TC (2X)	175TC	200TC
Preporučena stega za stupove		-	-	-	-

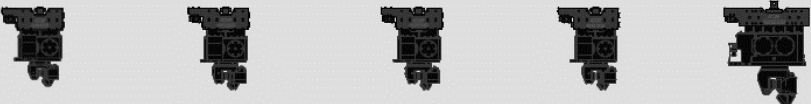
Slika 13. ICE katalog 1 [23]



		<b>170NF</b>	<b>200NF</b>	<b>250NF</b>	<b>300NF</b>
Ekscentrični moment	kgm	170	200	250	300
Dinamička sila	kN	3654	4300	5374	6150
Frekvencija	rpm	1400	1400	1400	1400
Najveća amplituda	mm	29.7	19.0	24.6	21.0
Najveća sila podizanja	kN	1260	1800	3640	4000
Protok ulja	L/min	1293	1680	1600	2800
Dinamička masa	kg	11455	21000	20330	27250
Ukupna masa	kg	17850	29000	36500	47000
D x Š x V	mm	3862 x 1217 x 2425	3860 x 1600 x 3405	5165 x 1270 x 3020	5035 x 1800 x 4395
Preporučeni hidraulički agregat		1400	1600	1600	3200
Preporučena stega za stupove od lima		-	-	-	-
Preporučena stega za cijevi		350TC	150TC	350TC	210TC
Preporučena stega za stupove		-	-	-	-

Slika 14. ICE katalog 2 [23]

Proizvođač ICE u ponudi ima i hidrauličke vibracijske zabijače stupova predviđene za upravljanje i pogon bagerom. Navedeni zabijači manjih su dimenzija i snage od zabijača upravljanih dizalicom, a katalog je prikazan na slici 15.

**HIGH FREQUENCY VIBRATORY HAMMERS**


		<b>328B</b>	<b>428B</b>	<b>625B</b>	<b>823B</b>	<b>1223B</b>
Eccentric moment	kgm	3.2	4.0	6.0	8.0	11.5
Max. centrifugal force	kN	275	344	411	464	670
Max. frequency	rpm	2800	2800	2500	2300	2300
Max. amplitude *)	mm	11.1	12.3	18.2	23.2	16.4
Max. static line pull	kN	120	120	120	120	180
Max. pull-down	kN	100	100	100	100	120
Max. oil flow **)	L/min	112	168	201	185	326
Max. operating pressure	bar	350	350	350	350	350
Dynamic weight *)	kg	575	650	660	690	1400
Total weight *)	kg	1090	1280	1290	1310	2380
L x W x H *)	mm	1128 x 520 x 953	1128 x 646 x 993	1128 x 646 x 993	1128 x 646 x 993	1540 x 435 x 1170
Recommended sheet pile clamp		40TU	60TU	60TU	60TU	100TU
Recommended tube clamp set		-	-	-	-	55TC
Recommended pile clamp		60TP	60TP	60TP	60TP	120TP

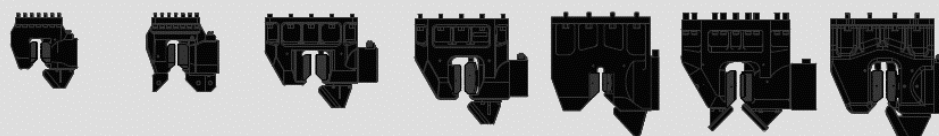
Slika 15. ICE katalog 3 [24]

Također, ICE proizvodi i zabijače s promjenjivim ekscentricitetom koji ne generiraju vibracije tijekom ubrzavanja i usporavanja vratila s ekscentrima.

Hidraulički vibracijski zabijači stupova proizvođača ICE mogu se koristiti za zabijanje različitih vrsta stupova. S obzirom da stupovi mogu imati različite dimenzije i oblike poprečnih

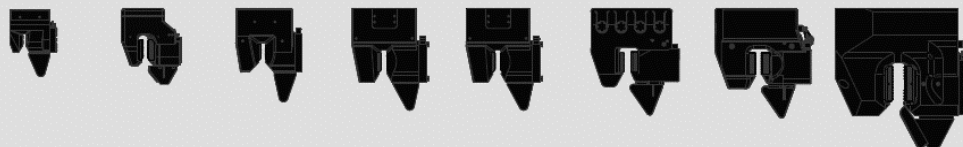
presjeka, za pričvršćivanje zabijača na stup upotrebljavaju se različite vrste hidrauličkih stega. ICE u katalogu ima tri serije stega, TU, TC i TP, koje su prikazane na slikama 16. i 17. Serija TU namijenjena je za zabijanje stupova od lima i za H profile, serija TC za stupove kružnog poprečnog presjeka i za zatvorene stupove od lima, a serija TP za stupove od betona i drveta te za čelične stupove kružnog poprečnog presjeka.

#### Hidrauličke stega - Serija TU



		<b>100TU</b>	<b>130TU</b>	<b>160TU</b>	<b>200TU</b>	<b>200TUP</b>	<b>320TU</b>	<b>350TU</b>
Sila pritezanja	kN	1000	1300	1600	2000	2000	3200	3500
Radni tlak	bar	320	320	320	320	300	320	320
Masa	kg	490	610	1100	1300	2000	2500	2600
D x Š x V	mm	686 x 340 x 706	731 x 340 x 730	1138 x 340 x 894	1143 x 360 x 1046	1130 x 530 x 1175	1363 x 460 x 1102	1242 x 540 x 1233

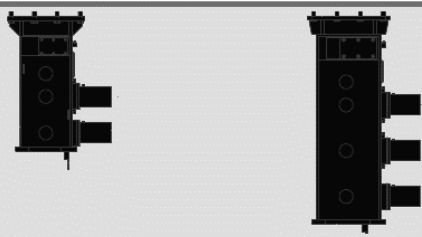
#### Hidrauličke stega - Serija TC



		<b>55TC</b>	<b>81TC</b>	<b>100TC</b>	<b>150TC</b>	<b>175TC</b>	<b>200TC</b>	<b>210TC</b>	<b>350TC</b>
Sila pritezanja	kN	550	800	1000	1500	1750	2000	2000	3500
Radni tlak	bar	300	320	300	300	300	320	320	320
Masa	kg	310	480	690	1300	1400	1350	1600	2980
D x Š x V	mm	500 x 320 x 450	611 x 300 x 775	642 x 395 x 858	797 x 420 x 1040	797 x 420 x 1040	915 x 430 x 1092	975 x 430 x 1102	1228 x 600 x 1240
Min. unut. promjer	mm	294	417	480	638	638	725	848	1097

Slika 16. ICE hidrauličke stega - serije TU i TC [23]

#### Hidrauličke stega - Serija TP

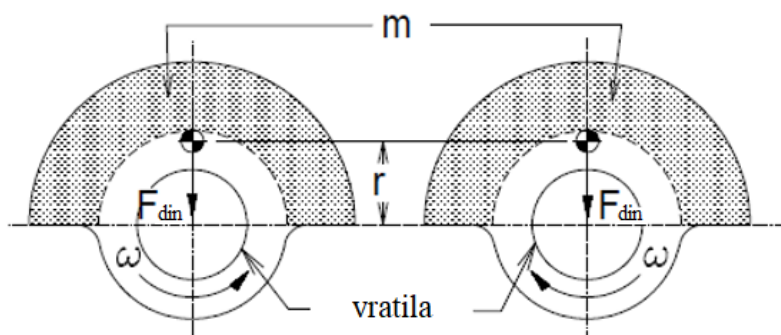


		<b>120TP</b>	<b>180TP</b>
Sila pritezanja	kN	1200	1800
Radni tlak	bar	300	320
Masa	kg	1650	2820
D x Š x V	mm	1180 x 617 x 1470	1270 x 717 x 2275

Slika 17. ICE hidrauličke stega - serija TP [23]

#### 4. Proračunski model

Proračunski model izveden je za jedan par rotirajućih ekscentara, ali se može koristiti i za veći broj parova ekscentara ako se uvrsti masa svih ekscentara. Prema Warringtonu [25], proračun se provodi za stroj koji slobodno visi u zraku zato što se utjecaj stupa može zanemariti za niske frekvencije vibriranja kakvima vibriraju ovakvi strojevi, a proračun je znatno jednostavniji. Uslijed rotacije nebalansiranih masa, na vratilo djeluje centrifugalna sila. Međutim, kako se u hidrauličkim vibracijskim zabijačima koriste parovi ekscentara koji rotiraju u suprotnim smjerovima, centrifugalne sile uzrokuju vibracije stroja samo u jednoj osi. Skica ekscentričnih masa koje se rotiraju u suprotnim smjerovima prikazana je na slici 18.



Slika 18. Skica para ekscentara [25]

Prema slici 18., ekscentri rotiraju kutnom brzinom  $\omega$  čija se vrijednost dobiva prema sljedećoj jednadžbi:

$$\omega = 2\pi n \text{ rad/s.} \quad (1)$$

$n$  – brzina vrtnje ekscentara, o/min.

Dinamičke se centrifugalne sile poništavaju u radijalnom smjeru stupa koji se zabija, dok se zbrajaju u aksijalnom smjeru stupa. Vrijednost ukupne dinamičke sile dobiva se prema sljedećoj jednadžbi:

$$F_{\text{din}} = K\omega^2 \text{ N.} \quad (2)$$

Ekscentrični moment  $K$  dobiva se prema sljedećoj jednadžbi:

$$K = mr \text{ kgm,} \quad (3)$$

$m$  – ukupna masa ekscentara, kg,

$r$  – udaljenost težišta ekscentara od osi rotacije, m.

U slučaju da su parovi ekscentara različiti, potrebno je izračunati ekscentrični moment za sve vrste ekscentara zasebno. Vibrirajući dio sustava sastoji se od kućišta s ekscentrima, hidraulične stege i stupa koji se zabija. S obzirom da gravitacija ne utječe na teoretsku snagu potrebnu za pokretanje ekscentara, jednadžba gibanja vibrirajućeg dijela sustava ako zanemarimo gravitaciju glasi:

$$x'' = \frac{F_{\text{din}}}{M_{\text{din}}} \sin(\omega t) \text{ m/s}^2, \quad (4)$$

$M_{\text{din}}$  – ukupna masa vibrirajućeg dijela sustava, kg.

Nakon rješavanja jednadžbe, dobiva se izraz za pomak:

$$x = \frac{K}{M_{\text{din}}} \sin(\omega t) \text{ m}. \quad (5)$$

Amplituda vibracija iznosi:

$$A = 2x_{\text{max}} \text{ m}, \quad (6)$$

$x_{\text{max}}$  – maksimalni pomak.

Moment uvijanja koji rotira ekscentre dobiva se prema sljedećoj jednadžbi:

$$T = \frac{\left(\frac{F_{\text{din}}}{\omega}\right)^2}{2M_{\text{din}}} * \sin(2\omega t) \text{ Nm}. \quad (7)$$

Maksimalni moment uvijanja iznosi:

$$T_{\text{max}} = \frac{\left(\frac{F_{\text{din}}}{\omega}\right)^2}{2M_{\text{din}}} \text{ Nm}. \quad (8)$$

Snaga potrebna za pogon ekscentara iznosi:

$$P = T_{\text{max}} * \omega \text{ W}. \quad (9)$$

Bez obzira na ostale parametre koji utječu na proces zabijanja stupova kao što su otpor tla, oblik poprečnog presjeka stupa i različiti gubici, navedena snaga je najveća snaga koju ekscentri mogu iskoristiti za generiranje vibracija. Drugim riječima, iako različiti parametri utječu na mogućnost i brzinu zabijanja stupa, dovoljno je osigurati snagu koja će omogućiti rotaciju ekscentara pri željenoj brzini.



## 5. Konstrukcijsko rješenje hidrauličkog vibracijskog zabijača stupova

Prilikom izrade konstrukcijskog rješenja hidrauličkog vibracijskog zabijača stupova, u programskom paketu Solidworks izrađen je CAD model konstrukcije, a za kritične dijelove poput vratila, zupčanika i ležajeva proveden je proračun čvrstoće. U nastavku je prikazan opis dijelova konstrukcijskog rješenja uz pripadajuće proračune.

### 5.1. Proračun osnovnih parametara

Prvi korak u konstruiranju hidrauličkog vibracijskog zabijača stupova je određivanje osnovnih parametara poput brzine vrtnje, ekscentričnog momenta i broja ekscentara. U zadatku je zadano kako vibracijski zabijač treba ostvarivati silu od 900 kN. Na temelju istraživanja tržišta vibracijskih zabijača koji generiraju dinamičku silu od oko 900 kN, orijentacijski su odabrane vrijednosti osnovnih parametara, a potom su prilagođene ovom konstrukcijskom rješenju. Navedeni parametri prikazani su u tablici 5.

Tablica 5. Osnovni parametri

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Broj vratila s ekscentrima	4	-
Brzina vrtnje vratila	1570	o/min
Ekscentrični moment	33,712	kgm

Proračun u nastavku rada slijedi proračunski model prikazan u prethodnom poglavlju. Prema jednadžbi (1), kutna brzina iznosi:

$$\omega = 2\pi * \frac{1570}{60} = 164,4 \text{ rad/s.} \quad (10)$$

Vrijednost ukupne dinamičke sile iznosi:

$$F_{\text{din}} = K\omega^2 = 33,712 * 164,4^2 = 911,15 \text{ kN.} \quad (11)$$

Masa vibrirajućeg dijela sustava dobiva se prema sljedećoj jednadžbi:

$$M_{\text{din}} = m_{\text{vibr}} + m_{\text{stega}} + m_{\text{stup}} \text{ kg.} \quad (12)$$

Masa vibrirajućeg kućišta s ekscentrima prema CAD modelu približno iznosi:

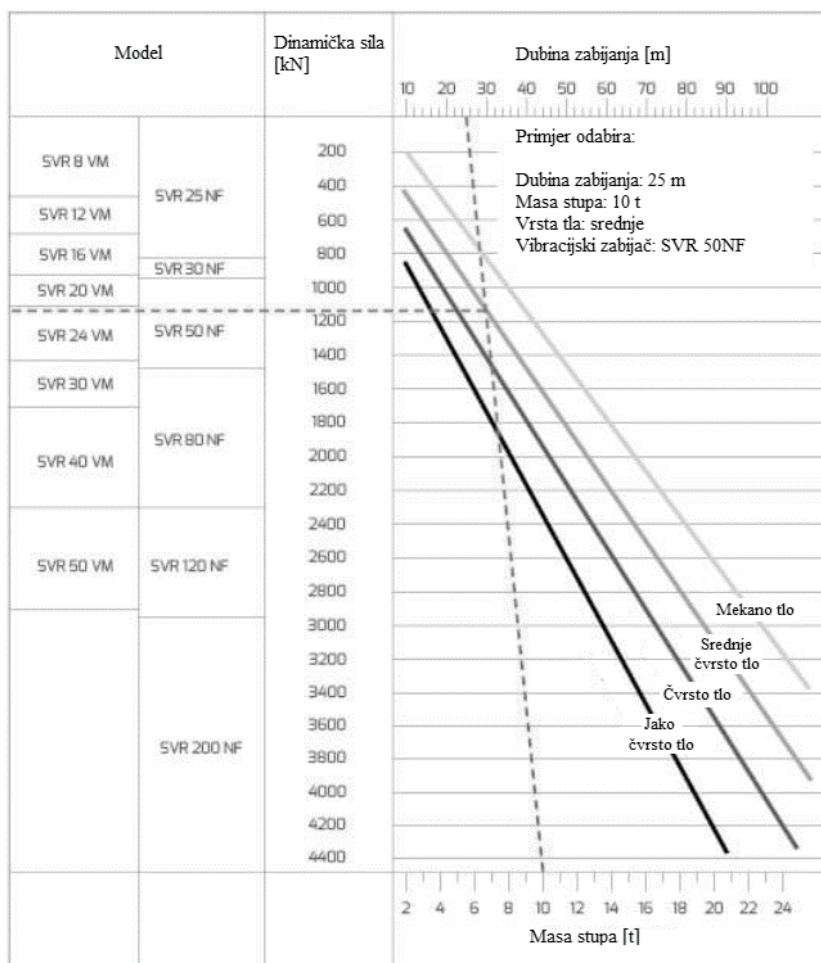
$$m_{\text{vibr}} = 3000 \text{ kg.}$$

Na temelju istraživanja tržišta, za potrebe proračuna odabrana je masa hidrauličke stega za zabijač sličnih dimenzija koja iznosi:

$$m_{\text{stega}} = 700 \text{ kg.}$$

Osim toga, potrebno je odrediti najveću masu stupa koji će uređaj zabijati. Proizvođač OMS kao pomoć u izboru veličine vibracijskog zabijača stupova ovisno o dubini zabijanja i masi stupa nudi dijagram prikazan na slici 19. Za potrebe proračuna određena je najveća masa stupa koji uređaj sa silom od 900 kN može zabijati:

$$m_{\text{stup}} = 10 \text{ t.}$$



Slika 19. Smjernice za odabir vibracijskog zabijača tvrtke OMS [26]

Za bolje razumijevanje, primjer stupa mase 10 tona ima promjer 1200 mm, debljinu stijenke 18 mm te duljinu 20 m.

Masa vibrirajućeg dijela sustava iznosi:

$$M_{\text{din}} = 3000 + 700 + 10000 = 13700 \text{ kg.} \quad (13)$$

Teorijski maksimalni moment uvijanja iznosi:

$$T_{\text{tmax}} = \frac{\left(\frac{F_{\text{din}}}{\omega}\right)^2}{2M_{\text{din}}} = \frac{\left(\frac{911150}{164,40}\right)^2}{2 \cdot 13700} = 1121,05 \text{ Nm.} \quad (14)$$

Snaga potrebna za pogon ekscentara iznosi:

$$P = T_{\max} * \omega = 1121,05 * 164,40 = 184,30 \text{ kW.} \quad (15)$$

## 5.2. Hidraulički motor

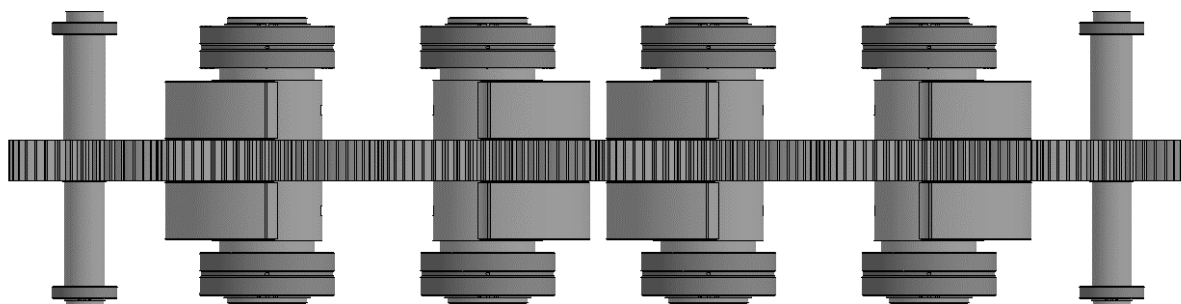
Za pogon vratila s ekscentrima koriste se dva krilna rotacijska hidraulička motora Eaton Vickers 50M220A-1A-20-124 čija su svojstva prikazana u tablici 6.

Tablica 6. Svojstva hidrauličkog motora Eaton Vickers [27]

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Nazivni moment	616	Nm
Dopuštena brzina vrtnje	2400	o/min
Dopušteni radni tlak	172	bar
Radni volumen	231,3	cm <sup>3</sup>
Masa	73	kg
Snaga	154	kW

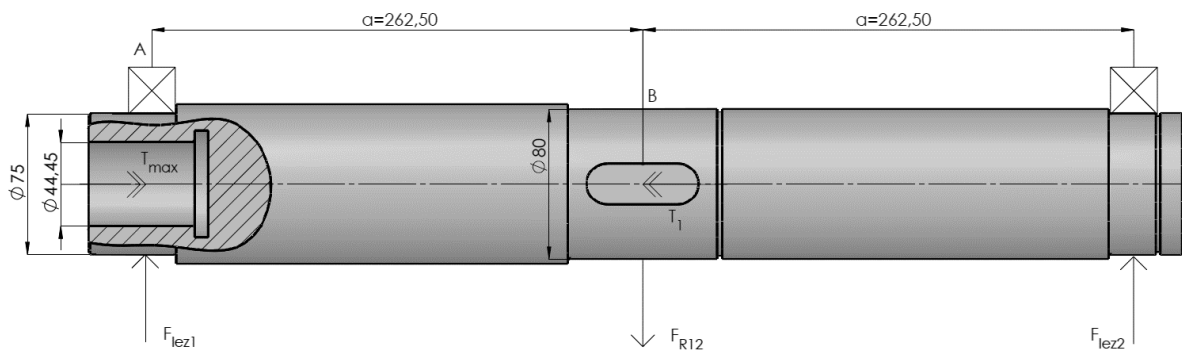
## 5.3. Proračun vratila V1

Konstrukcija za generiranje vibracija sastoji se od ukupno šest vratila koja su prikazana na slici 20. Snaga se između vratila prenosi zupčanicima s ravnim zubima. Dimenzije sklopa vratila, zupčanika i ekscentara orijentacijski su odabrane prema vanjskim dimenzijama vibracijskih zabijača sličnih karakteristika na tržištu, a zatim su pomoću proračuna čvrstoće prilagođene ovom konstrukcijskom rješenju.



Slika 20. Skica svih vratila

Vratilo  $v_1$  opterećeno je radijalnom silom zupčaničkog prijenosa i momentom torzije koji se prenosi od hidrauličkog motora do zupčanika  $z_1$ . Skica vratila  $v_1$  s opterećenjem i dimenzijama potrebnim za proračun prikazana je na slici 21.



Slika 21. Skica vratila V1

Prema prethodnoj skici, kritični presjeci za proračun vratila su presjeci A i B.

Moment uvijanja vratila  $v_1$  jednak je najvećem momentu torzije odabranog hidrauličkog motora te iznosi  $T_1 = 616 \text{ Nm}$ .

Obodna sila na diobenoj kružnici zupčanika  $z_1$  iznosi:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 616000}{288} = 4277,8 \text{ N.} \quad (16)$$

Radijalna sila zupčaničkog prijenosa iznosi:

$$F_{R12} = F_{t1} \cdot \text{tg}(\alpha) = 4277,8 \cdot \text{tg}(20^\circ) = 1557,0 \text{ N.} \quad (17)$$

### 5.3.1. Presjek A

Sigurnost vratila  $v_1$  na presjeku A dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$S_{\text{postA}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \tau_{tDI}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t}. \quad (18)$$

Veličine potrebne za proračun sigurnosti vratila prema [29] iznose:

- faktor veličine strojnog dijela  $b_1 = 0,78$ ,
- faktor kvalitete obrade površine  $b_2 = 0,95$ ,
- trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno naprezanje pri uvijanju za materijal S235JR,  $\tau_{tDI} = 140 \text{ N/mm}^2$ ,
- vlačna čvrstoća za materijal S235JR,  $R_m = 370 \text{ N/mm}^2$ ,
- faktor udara  $\varphi = 2$ ,
- potrebna sigurnost vratila  $S_{\text{potr}} = 1,5$ .
- efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja kod uvijanja vratila s utorom za pero  $\beta_{kt} = 2,0$ .

Nominalno naprezanje pri uvijanju na presjeku A iznosi:

$$\tau_t = \frac{T_A}{W_{pA}} = \frac{T_1}{W_{pA}} = \frac{616000}{72100} = 8,54 \text{ N/mm}^2. \quad (19)$$

$$W_{pA} = \frac{\pi}{16} * \frac{d^4 - D^4}{d} = \frac{\pi}{16} * \frac{75^4 - 45^4}{75} = 72100 \text{ mm}^3 - \text{torzijski moment otpora}$$

Sigurnost vratila na presjeku A iznosi:

$$S_{\text{postC}} = \frac{0,78 * 0,95 * 140}{2 * 2 * 8,54} = 3,04. \quad (20)$$

Dobivena sigurnost veća je od potrebne sigurnosti vratila,  $S_{\text{postA}} = 3,04 \geq S_{\text{potr}} = 1,5$ , što znači da vratilo  $v_1$  na presjeku A zadovoljava.

### 5.3.2. Presjek B

Moment savijanja vratila  $v_1$  u presjeku B iznosi:

$$M_B = F_{R12} * a = 1557 * 0,263 = 409,5 \text{ Nm}. \quad (21)$$

Sigurnost vratila  $v_1$  na presjeku C dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$S_{\text{postC}} = \frac{b_1 * b_2 * \sigma_{fDN}}{\varphi * \sigma_{\text{red,konc}}}. \quad (22)$$

Veličine potrebne za proračun sigurnosti vratila prema [29] iznose:

- faktor veličine strojnog dijela  $b_1 = 0,77$ ,
- faktor kvalitete obrade površine  $b_2 = 0,95$ ,
- trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično promjenjivo naprezanje pri savijanju za materijal S235JR:  $\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$ ,
- vlačna čvrstoća za materijal S235JR:  $R_m = 370 \text{ N/mm}^2$ ,
- faktor udara  $\varphi = 2$ ,
- potrebna sigurnost vratila  $S_{\text{potr}} = 1,5$ .

Faktor čvrstoće materijala prema [29] iznosi:

$$\alpha_0 = 0,76.$$

Reducirano naprezanje na mjestu koncentrataora dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$\sigma_{\text{red,konc}} = \sqrt{(\beta_{kf} * \sigma_f)^2 + 3(\alpha_0 * \beta_{kt} * \tau_t)^2}. \quad (23)$$

Veličine potrebne za proračun reduciranog naprezanja prema [29] iznose:

- efektivni faktor zarezno djelovanja kod savijanja vratila s utorom za pero:

$$\beta_{kf} = 2,0,$$

- efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero:

$$\beta_{kt} = 2,0.$$

Nominalno naprezanje pri savijanju na presjeku B iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_B}{W_B} = \frac{M_B}{0,1 \cdot d_B^3} = \frac{409500}{0,1 \cdot 80^3} = 8,00 \text{ N/mm}^2. \quad (24)$$

Nominalno naprezanje pri uvijanju na presjeku B iznosi:

$$\tau_t = \frac{T_B}{W_{pB}} = \frac{T_1}{0,2 \cdot d_B^3} = \frac{616000}{0,2 \cdot 80^3} = 6,02 \text{ N/mm}^2. \quad (25)$$

Reducirano naprezanje na mjestu koncentratora iznosi:

$$\sigma_{\text{red,konc}} = \sqrt{(2 \cdot 8,00)^2 + 3(0,76 \cdot 2 \cdot 6,02)^2} = 22,52 \text{ N/mm}^2. \quad (26)$$

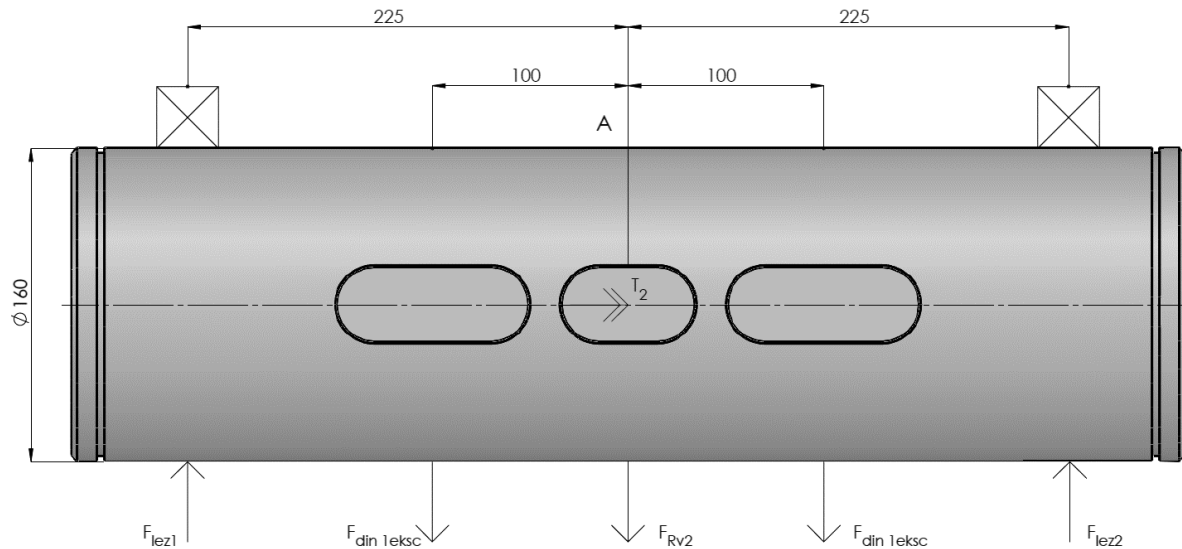
Sigurnost vratila na presjeku B iznosi:

$$S_{\text{postB}} = \frac{0,77 \cdot 0,95 \cdot 190}{2 \cdot 22,52} = 3,09. \quad (27)$$

Dobivena sigurnost veća je od potrebne sigurnosti vratila,  $S_{\text{postB}} = 3,09 \geq S_{\text{potr}} = 1,5$ , što znači da vratilo  $v_1$  na presjeku B zadovoljava.

#### 5.4. Proračun vratila V2

Vratilo  $v_2$  opterećeno je silama uslijed rotacije ekscentričnih masa, radijalnim silama zupčaničkog prijenosa i momentom torzije koji se prenosi od zupčanika do ekscentara koji generiraju vibracije. Radijalne sile se zbog istog iznosa i suprotnog smjera poništavaju. Vratila  $v_2$  i  $v_3$  su jednaka, a s obzirom da vratilo  $v_2$  prenosi veći okretni moment, vratilo  $v_3$  nije potrebno proračunavati. Skica vratila  $v_2$  s opterećenjem i dimenzijama potrebnim za proračun prikazana je na slici 22.



Slika 22. Skica vratila V2

Polovina snage hidrauličkog motora troši se na vratilu  $v_2$ , a polovina na vratilu  $v_3$ , zbog čega moment uvijanja vratila  $v_2$  iznosi:

$$T_2 = \frac{T_1}{2} = \frac{616}{2} = 308 \text{ Nm.} \quad (28)$$

Obodna sila na diobenoj kružnici zupčanika  $z_2$  u dodiru sa zupčanikom  $z_1$  iznosi:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 616000}{288} = 4277,8 \text{ N.} \quad (29)$$

Obodna sila na diobenoj kružnici zupčanika  $z_2$  u dodiru sa zupčanikom  $z_3$  iznosi:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 308000}{440} = 1400 \text{ N.} \quad (30)$$

Radijalna sila zupčaničkog prijenosa između zupčanika  $z_1$  i  $z_2$  iznosi:

$$F_{R12} = F_{t1} \cdot \text{tg}(\alpha) = 4277,8 \cdot \text{tg}(20^\circ) = 1557,0 \text{ N.} \quad (31)$$

Radijalna sila zupčaničkog prijenosa između zupčanika  $z_2$  i  $z_3$  iznosi:

$$F_{R22} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\alpha) = 1400 \cdot \text{tg}(20^\circ) = 509,56 \text{ N.} \quad (32)$$

Rezultantna radijalna sila zupčaničkog prijenosa na vratilo  $v_2$  iznosi:

$$F_{Rv2} = F_{R12} - F_{R22} = 1557 - 509,56 = 1,047 \text{ kN.} \quad (33)$$

Ekscentrični moment jednog ekscentra iznosi:

$$K_{1 \text{ eksc}} = m_{1 \text{ eksc}} \cdot r = 57,725 \cdot 0,0730 = 4,214 \text{ kgm.} \quad (34)$$

Dinamička sila jednog ekscentra iznosi:

$$F_{\text{din 1eksc}} = K_{1 \text{ eksc}} \cdot \omega^2 = 4,214 \cdot 164,4^2 = 113,89 \text{ kN.} \quad (35)$$

### 5.4.1. Presjek A

Najveći moment savijanja u presjeku A dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$M_A = F_{\text{lez1}} * a - F_{\text{din 1eksc}} * b, \text{ Nm.} \quad (36)$$

Najveća sila u ležajevima iznosi:

$$F_{\text{lez1}} = F_{\text{din 1eksc}} + 0,5F_{Rv2} = 113,89 + 0,5 * 1,047 = 114,41 \text{ kN.} \quad (37)$$

Najveći moment savijanja u presjeku A iznosi:

$$M_A = 114410 * 0,225 - 113890 * 0,100 = 14353 \text{ Nm.} \quad (38)$$

Sigurnost vratila na presjeku A dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$S_{\text{postA}} = \frac{b_1 * b_2 * \sigma_{\text{FDI}}}{\varphi * \beta_{\text{kf}} * \sigma_f}. \quad (39)$$

Veličine potrebne za proračun sigurnosti vratila prema [29] iznose:

- faktor veličine strojnog dijela  $b_1 = 0,73$ ,
- faktor kvalitete obrade površine  $b_2 = 0,90$ ,
- faktor udara  $\varphi = 2$ ,
- potrebna sigurnost vratila  $S_{\text{potr}} = 1,5$ .

Svojstva plameno kaljenog čelika 42CrMo4 (Č4732) prema [30] su:

- trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično promjenjivo naprezanje pri savijanju za navedeni materijal:  $\sigma_{\text{FDN}} = 500 \text{ N/mm}^2$ ,
- vlačna čvrstoća za navedeni materijal:  $R_m = 1100 \text{ N/mm}^2$ ,

Faktor čvrstoće materijala prema [29] iznosi:

$$\alpha_0 = 0,72.$$

Reducirano naprezanje na mjestu koncentrataora dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$\sigma_{\text{red,konc}} = \sqrt{(\beta_{\text{kf}} * \sigma_f)^2 + 3(\alpha_0 * \beta_{\text{kt}} * \tau_t)^2}. \quad (40)$$

Veličine potrebne za proračun reduciranog naprezanja prema [29] iznose:

- efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila s utorom za pero:
 
$$\beta_{\text{kf}} = 2,0,$$
- efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero:
 
$$\beta_{\text{kt}} = 2,0.$$



Nominalno naprezanje pri savijanju na presjeku A iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_A}{W_A} = \frac{M_A}{0,1 \cdot d_A^3} = \frac{14353000}{0,1 \cdot 160^3} = 35,04 \text{ N/mm}^2. \quad (41)$$

Nominalno naprezanje pri uvijanju na presjeku A iznosi:

$$\tau_t = \frac{T_A}{W_{pA}} = \frac{T_2}{0,2 \cdot d_A^3} = \frac{308000}{0,2 \cdot 160^3} = 0,38 \text{ N/mm}^2. \quad (42)$$

Reducirano naprezanje na mjestu koncentratora iznosi:

$$\sigma_{\text{red,konc}} = \sqrt{(2 \cdot 35,04)^2 + 3(0,72 \cdot 2 \cdot 0,38)^2} = 70,09 \text{ N/mm}^2. \quad (43)$$

Sigurnost vratila na presjeku A iznosi:

$$S_{\text{postA}} = \frac{0,73 \cdot 0,90 \cdot 500}{2 \cdot 70,09} = 2,34. \quad (44)$$

Dobivena sigurnost veća je od potrebne sigurnosti vratila,  $S_{\text{postA}} = 2,34 \geq S_{\text{potr}} = 1,5$ , što znači da vratilo na presjeku A zadovoljava.

## 5.5. Proračun zupčanika

Zupčanici se koriste za prijenos snage od hidrauličkog motora do ekscentara. Osim toga, zupčanici imaju konstantan prijenosni omjer što je potrebno za održavanje parova ekscentara u pravilnom odnosu za generiranje vibracija u vertikalnom smjeru. Svojstva zupčanika  $z_1$  koji se nalazi na vratilu  $v_1$  prikazana su u tablici 7.

Tablica 7. Svojstva zupčanika

Svojstvo	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Modul	$m$	8	mm
Broj zuba zupčanika $z_1$	$z_1$	36	-
Broj zuba zupčanika $z_2$	$z_2$	55	-
Prijenosni omjer	$i$	1,528	-
Širina zupčanika	$b$	80	mm
Materijal zupčanika $z_1$	-	E360	-
Materijal zupčanika $z_2$	-	E360	-
Brzina vrtnje zupčanika $z_1$	$n_1$	2400	o/min
Zahvatni kut	$\alpha$	20	°
Kvaliteta	-	8	-

Promjer diobene kružnice zupčanika iznosi:

$$d_1 = z_1 \cdot m = 36 \cdot 8 = 288 \text{ mm}, \quad (45)$$

$$d_2 = z_2 * m = 55 * 8 = 440 \text{ mm.} \quad (46)$$

Osni razmak vratila iznosi:

$$a_{12} = m * \frac{z_1 + z_2}{2} = 8 * \frac{36 + 55}{2} = 364 \text{ mm,} \quad (47)$$

$$a_{22} = d_2 = z_2 * m = 55 * 8 = 440 \text{ mm.} \quad (48)$$

### 5.5.1. Kontrola u odnosu na dopušteno naprezanje na savijanje u korijenu zuba

Naprezanje na savijanje u korijenu zuba dobiva se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b * m} * Y_{F1} * Y_\epsilon * K_{F\alpha1} \text{ N/mm}^2. \quad (49)$$

Dopušteno naprezanje u korijenu zuba prema [30] iznosi:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{F1}} = \frac{220}{2} = 110 \text{ N/mm}^2. \quad (50)$$

$\sigma_{Flim} = 220 \text{ N/mm}^2$  – dinamička izdržljivost kod naprezanja na savijanje korijena zuba za materijal E360 (Č0745) [30]

$S_{F1} = 2$  – sigurnost protiv loma zuba [30]

Obodna sila na diobenoj kružnici iznosi:

$$F_t = \frac{2 * T_1}{d_1} = \frac{2 * 616000}{288} = 4277,8 \text{ N.} \quad (51)$$

$T_1 = 616 \text{ Nm}$  – najveći moment torzije odabranog hidrauličkog motora

Faktor oblika za proračun opterećenja korijena zuba iznosi [30]:

$$Y_{F1} = 2,5. \quad (52)$$

Stupanj prekrivanja iznosi:

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon_a = 2,7 + 4,1 - 5,2 = 1,6. \quad (53)$$

$\epsilon_1 = 2,7$  – parcijalni stupanj prekrivanja zupčanika  $z_1$ , očitano iz [31]

$\epsilon_2 = 4,1$  – parcijalni stupanj prekrivanja zupčanika  $z_2$ , očitano iz [31]

$\epsilon_a = 5,2$  – parcijalni stupanj prekrivanja, očitano iz [31]

Faktor stupnja prekrivanja iznosi:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,6} = 0,625. \quad (54)$$

Faktor raspodjele opterećenja pri proračunu opteretivosti korijena iznosi:

$$K_{F\alpha 1} = q_L * \varepsilon_\alpha = 1 * 1,6 = 1,6. \quad (55)$$

$q_L = f\left(d_2 = 440, m = 8, \text{kvaliteta } 8, \frac{F_t}{b} = 53,47\right) = 1$  - korekcijski faktor raspodjele sile, očitano iz [30]

Naprezanje na savijanje u korijenu zuba iznosi:

$$\sigma_{F1} = \frac{4277,8}{80*8} * 2,5 * 0,625 * 1,6 = 16,710 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP1} = 110 \text{ N/mm}^2. \quad (56)$$

Usporedbom dobivenog napreznja na savijanje u korijenu zuba s dopuštenim napreznjem u korijenu zuba zaključuje se kako zupčanik zadovoljava.

### 5.5.2. Kontrola u odnosu na dopuštenu čvrstoću boka

Kontaktni pritisak u kinematskom polu dobiva se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\sigma_H = Z_M * Z_H * Z_\varepsilon \sqrt{\frac{u+1}{u} * \frac{F_t}{b*d_1} * K_{H\alpha}} \text{ N/mm}^2. \quad (57)$$

Dopušten kontaktni pritisak bokova prema [30] iznosi:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{460}{1,5} = 306,67 \text{ N/mm}^2. \quad (58)$$

$\sigma_{Hlim} = 460 \text{ N/mm}^2$  – dinamička izdržljivost bokova za materijal E360 (Č0745) [30]

$S_H = 1,5$  – sigurnost na kontaktni pritisak [30]

S obzirom da su oba zupčanika izrađena od čelika, faktor utjecaja materijala za proračun opterećenja bokova iznosi:

$$Z_M = f\left(\frac{\check{C}}{C}\right) = 189,5 \text{ (N/mm)}^{1/2} [30]$$

Faktor oblika boka za proračun na dodirni pritisak iznosi:

$$Z_H = f\left(\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} = 0, \beta = 0\right) = 2,5. - \text{očitano iz [30]}$$

Faktor utjecaja stupnja prekrivanja za proračun opterećenja bokova iznosi:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,6}{3}} = 0,894.$$

Faktor raspodjele opterećenja pri proračunu opteretivosti bokova iznosi:

$$K_{H\alpha} = f(Z_\varepsilon) = 1,2. - \text{očitano iz [30]}$$

Kontaktni pritisak u kinematskom polu iznosi:

$$\sigma_H = 189,5 * 2,5 * 0,894 \sqrt{\frac{1,5+1}{1,5} * \frac{4277,8}{80*288} * 1,2} = 258,09 \text{ N/mm}^2 \quad (59)$$

Usporedbom dobivenog kontaktnog pritiska s dopuštenim kontaktnim pritiskom:

$\sigma_H = 258,09 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{HP} = 306,67 \text{ N/mm}^2$ , zaključuje se kako zupčanik zadovoljava.

### 5.5.3. Određivanje materijala zupčanika $z_2$

Za dobivenu vrijednost kontaktnog pritiska  $\sigma_H$  u jednadžbi (59) i sigurnost na kontaktni pritisak  $S_H = 1,5$ , odabire se materijal zupčanika  $z_2$  koji treba imati dinamičku izdržljivost bokova veću od:

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_H * S_H = 258,09 * 1,5 = 387,14 \text{ N/mm}^2 \quad (60)$$

Za zupčanik  $z_2$  odabran je čelik E360.

## 5.6. Odabir ležajeva vratila V1

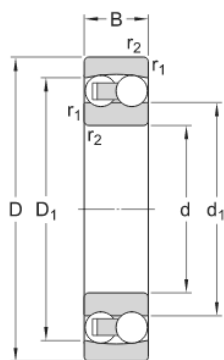
Brzina vrtnje vratila  $v_1$  iznosi:

$$n_1 = 2400 \text{ o/min.}$$

Radikalne sile u ležajevima na vratilu  $v_1$  prema jednadžbi (17) iznose:

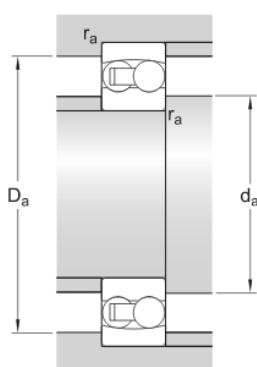
$$P = F_{lez 1} = F_{lez 2} = 0,5 * F_{R12} = 0,5 * 1557 = 778,5 \text{ N} \quad (61)$$

Za oba ležajna mjesta iz kataloga proizvođača SKF [32] odabran je dvoredni samopodesivi kuglični ležaj 1215 čije su dimenzije prikazane na slici 23.



## Dimensions

d	75 mm
D	130 mm
B	25 mm
d <sub>1</sub>	≈ 93.05 mm
D <sub>1</sub>	≈ 114.2 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm



## Abutment dimensions

d <sub>a</sub>	min. 84 mm
D <sub>a</sub>	max. 121 mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5 mm

Slika 23. Dimenzije ležaja SKF 1215 [32]

Svojstva odabranog ležaja prikazana su u tablici 8.

Tablica 8. Svojstva ležaja SKF 1215 [32]

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Dinamička nosivost, $C$	39	kN
Statička nosivost, $C_0$	15,6	kN
Dopuštena brzina vrtnje	6700	o/min
Masa	1,35	kg
Unutarnji promjer	75	mm
Vanjski promjer	130	mm
Širina	25	mm

Potrebno je kontrolirati dinamičku nosivost odabranog ležaja koja za oba ležaja na vratilu  $v_1$  iznosi:

$$C_1 = P \left( \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 0,7785 \left( \frac{60 \cdot 2400 \cdot 5000}{10^6} \right)^{1/3} = 6,978 \text{ kN.} \quad (62)$$

$L_{10h\_min} = 5000 \text{ h}$  - očekivani vijek trajanja [33]

Usporedbom dobivene dinamičke opterećenosti ležaja  $C_1$  s dinamičkom nosivosti ležaja  $C$ :

$$C_1 = 6,978 \text{ kN} \leq C = 39 \text{ kN}, \quad (63)$$

zaključuje se kako odabrani ležaj zadovoljava.

### 5.7. Odabir ležajeva vratila V2

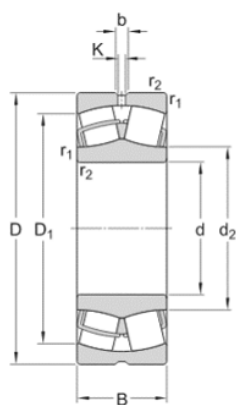
Brzina vrtnje vratila  $v_2$  iznosi:

$$n_2 = 1570 \text{ o/min.}$$

Radikalne sile u ležajevima na vratilu  $v_2$  prema jednadžbi (37) iznose:

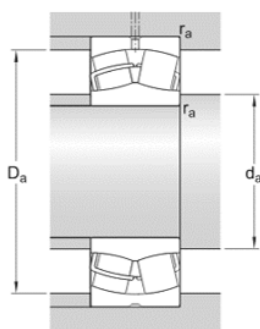
$$P = F_{1ez1} = F_{1ez2} = 114,410 \text{ kN.} \quad (64)$$

Za oba ležajna mjesta iz kataloga proizvođača SKF [32] odabran je dvoredni samopodesivi bačvasti ležaj 23132 CC/W33 čije su dimenzije prikazane na slici 24.



Dimensions

d	160 mm
D	270 mm
B	86 mm
d <sub>2</sub>	≈ 184 mm
D <sub>1</sub>	≈ 234 mm
b	13.9 mm
K	7.5 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2.1 mm



Abutment dimensions

d <sub>a</sub>	min. 172 mm
D <sub>a</sub>	max. 258 mm
r <sub>a</sub>	max. 2 mm

Slika 24. Dimenzije ležaja SKF 23132 CC/W33 [32]

Svojstva odabranog ležaja prikazana su u tablici 9.

Tablica 9. Svojstva ležaja SKF 23132 CC/W33 [32]

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Dinamička nosivost, $C$	1029	kN
Statička nosivost, $C_0$	1370	kN
Dopuštena brzina vrtnje	2400	o/min
Masa	20	kg
Unutarnji promjer	160	mm
Vanjski promjer	270	mm
Širina	86	mm

Potrebno je kontrolirati dinamičku nosivost odabranog ležaja koja za oba ležaja na vratilu  $v_2$  iznosi:

$$C_1 = P \left( \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 114410 \left( \frac{60 \cdot 1570 \cdot 5000}{10^6} \right)^{3/10} = 725,1 \text{ kN.} \quad (65)$$

$L_{10h\_min} = 5000 \text{ h}$  - očekivani vijek trajanja [33]

Usporedbom dobivene dinamičke opterećenosti ležaja  $C_1$  s dinamičkom nosivosti ležaja  $C$ :

$$C_1 = 725,1 \text{ kN} \leq C = 1029 \text{ kN}, \quad (66)$$

zaključuje se kako odabrani ležaj zadovoljava.

### 5.8. Izolatori vibracija

Za povezivanje donjeg i gornjeg kućišta hidrauličkog vibracijskog zabijača stupova odabrani su gumeni izolatori vibracija VP2403-65 proizvođača Vulcanite. Odabrani model izolatora vibracija prikazan je na slici 25.



Slika 25. Izolator vibracija Vulcanite VP2405-65 [34]

Svojstva izolatora vibracija prikazana su u tablici 10.

**Tablica 10. Svojstva izolatora vibracija Vulcanite VP2405-65 [34]**

Svojstvo	Vrijednost	Mjerna jedinica
Smična krutost	350	N/mm
Dopušteno smično opterećenje	59,5	kN
Dopuštena smična deformacija	170	mm
Duljina	350	mm
Širina	295	mm
Visina	222	mm

Za izolaciju vibracija i prenošenje opterećenja između donjeg i gornjeg kućišta vibracijskog zabijača stupova koristi se 16 prethodno navedenih izolatora vibracija. Tijekom prenošenja stupa ili izvlačenja stupa iz tla, gumeni izolatori prenose silu kojom dizalica preko užeta djeluje na vibracijski zabijač stupova. Na temelju istraživanja tržišta sličnih vibracijskih zabijača stupova određena je dopuštena statička sila kojom dizalica smije povlačiti uređaj:

$$F_{\text{diz max}} = 400 \text{ kN.} \quad (67)$$

Smično opterećenje jednog izolatora vibracija iznosi:

$$F_{\text{izo}} = \frac{F_{\text{diz max}}}{24} = \frac{400}{16} = 25 \text{ kN.} \quad (68)$$

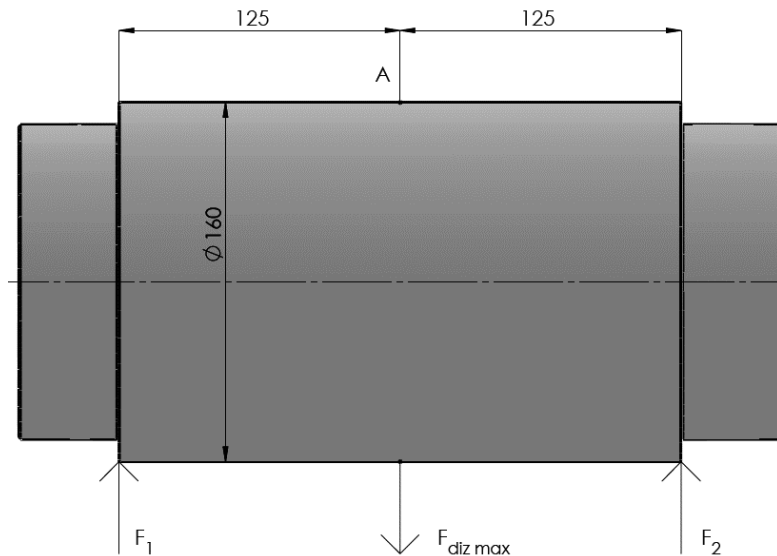
Sigurnost izolatora vibracija pri najvećoj sili kojom dizalica smije djelovati na zabijač iznosi:

$$S_{\text{izo}} = \frac{F_{\text{izo dop}}}{F_{\text{izo}}} = \frac{59,5}{25} = 2,38. \quad (69)$$

### 5.9. Proračun osovine za prihvat užeta

Osovina za prihvat užeta najviše je opterećena prilikom izvlačenja stupa dopuštenom silom  $F_{\text{diz max}}$ . Prema navedenoj sili potrebno je provesti proračun čvrstoće osovine. Skica osovine s opterećenjem i dimenzijama potrebnim za proračun prikazana je na slici 26.





**Slika 26. Skica osovine za prihvata užeta**

Najveći moment savijanja u presjeku A dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$M_A = 0,5 * F_{diz\ max} * a = 0,5 * 400000 * 0,125 = 25000\ \text{Nm}. \quad (70)$$

Sigurnost osovine na presjeku A dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$S_{postA} = \frac{b_1 * b_2 * \sigma_{fDI}}{\varphi * \sigma_{red, konc}}. \quad (71)$$

Veličine potrebne za proračun sigurnosti vratila prema [29] iznose:

- faktor veličine strojnog dijela  $b_1 = 0,74$ ,
- faktor kvalitete obrade površine  $b_2 = 0,95$ ,
- trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno naprezanje pri savijanju za materijal S355JR,  $\sigma_{fDI} = 370\ \text{N/mm}^2$ ,
- vlačna čvrstoća za materijal S355JR,  $R_m = 500\ \text{N/mm}^2$ ,
- faktor udara  $\varphi = 2$ ,
- potrebna sigurnost osovine  $S_{potr} = 1,5$ .

Nominalno naprezanje pri savijanju na presjeku A iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_A}{W_A} = \frac{M_A}{0,1 * d_A^3} = \frac{25000000}{0,1 * 160^3} = 61,04\ \text{N/mm}^2. \quad (72)$$

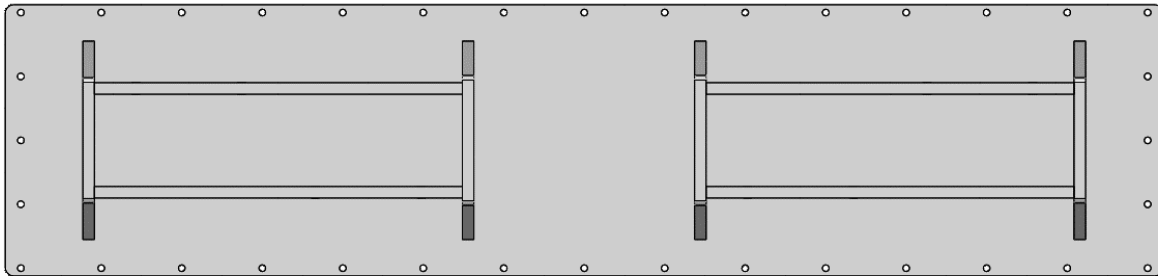
Sigurnost osovine na presjeku A iznosi:

$$S_{postA} = \frac{0,74 * 0,95 * 370}{2 * 61,04} = 2,13. \quad (73)$$

Dobivena sigurnost veća je od potrebne sigurnosti osovine,  $S_{postA} = 2,13 \geq S_{potr} = 1,5$ , što znači da osovina na presjeku A zadovoljava.

### 5.10. Proračun vijaka za pričvršćivanje poklopca vibrirajućeg kućišta

Vijci za pričvršćivanje poklopca vibrirajućeg kućišta najviše su opterećeni prilikom izvlačenja stupa dopuštenom silom dizalice  $F_{diz\ max}$ . Prema navedenoj sili proveden je proračun čvrstoće vijaka. Skica zavarenog sklopa poklopca s prikazanim rasporedom provrta za vijke prikazana je na slici 27. iz koje je vidljivo kako silu prenosi 36 vijaka.



Slika 27. Raspored vijaka za pričvršćivanje poklopca vibrirajućeg kućišta

Za pričvršćivanje se koriste vijci M12x1,0x65 čvrstoće 8.8. Dopušteno naprezanje za vijke prema [35] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 0,3R_{p\ 0,2} = 0,3 * 640 = 192\ \text{N/mm}^2. \quad (74)$$

$R_{p\ 0,2} = 640\ \text{N/mm}^2$  – granica tečenja za vijke čvrstoće 8.8 [35]

Površina navedenog vijka za proračun prema [35] iznosi:

$$A_v = \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{10,917^2 \pi}{4} = 93,60\ \text{mm}^2. \quad (75)$$

Pri opterećenju konstrukcije dopuštenom silom dizalice  $F_{diz\ max}$  naprezanje u vijcima iznosi:

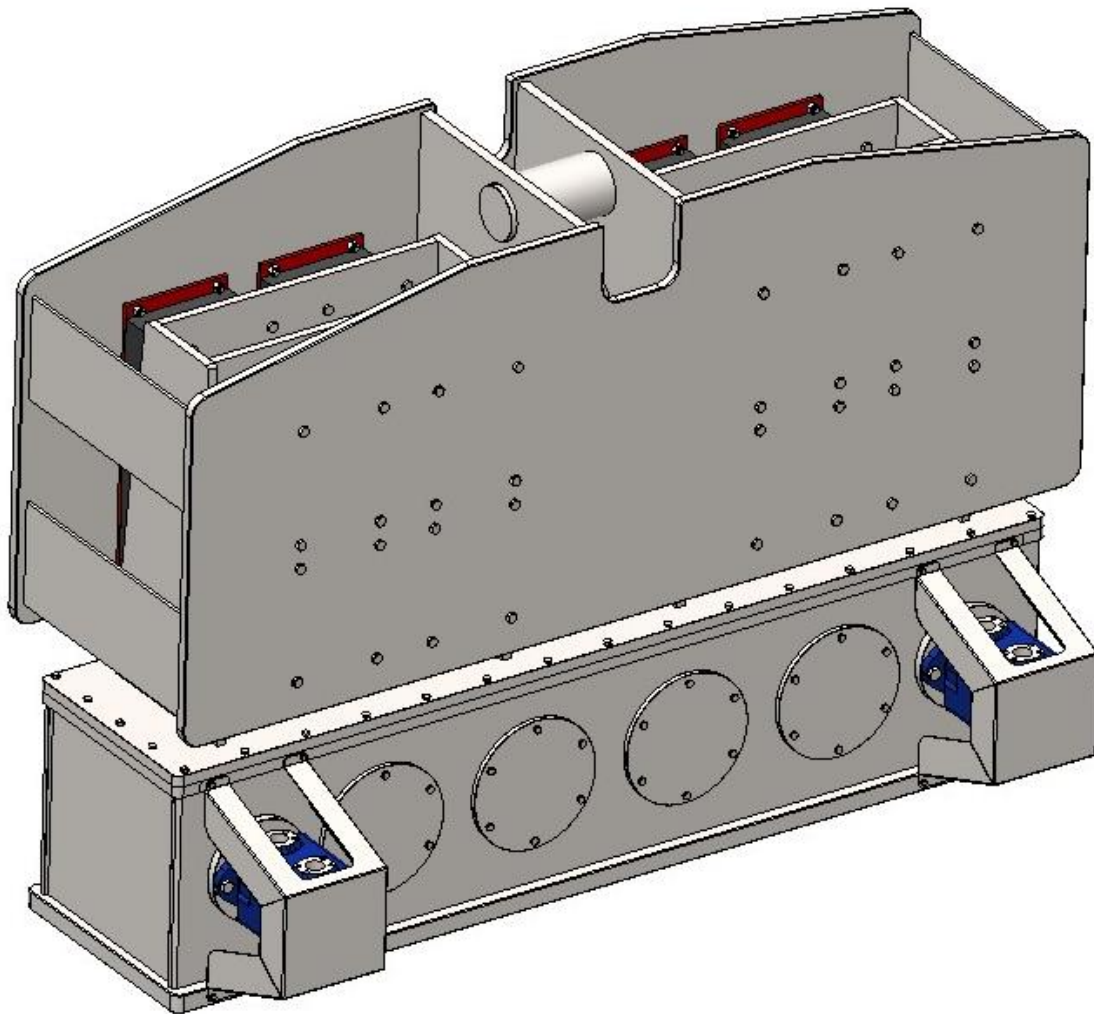
$$\sigma_v = \frac{F_{diz\ max}}{36 * A_v} = \frac{400000}{36 * 93,60} = 118,71\ \text{N/mm}^2. \quad (76)$$

Usporedbom dobivenog naprezanja u vijcima s dopuštenim naprezanjem za vijke:

$\sigma_v = 118,71\ \text{N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 192\ \text{N/mm}^2$ , zaključuje se kako vijci zadovoljavaju.

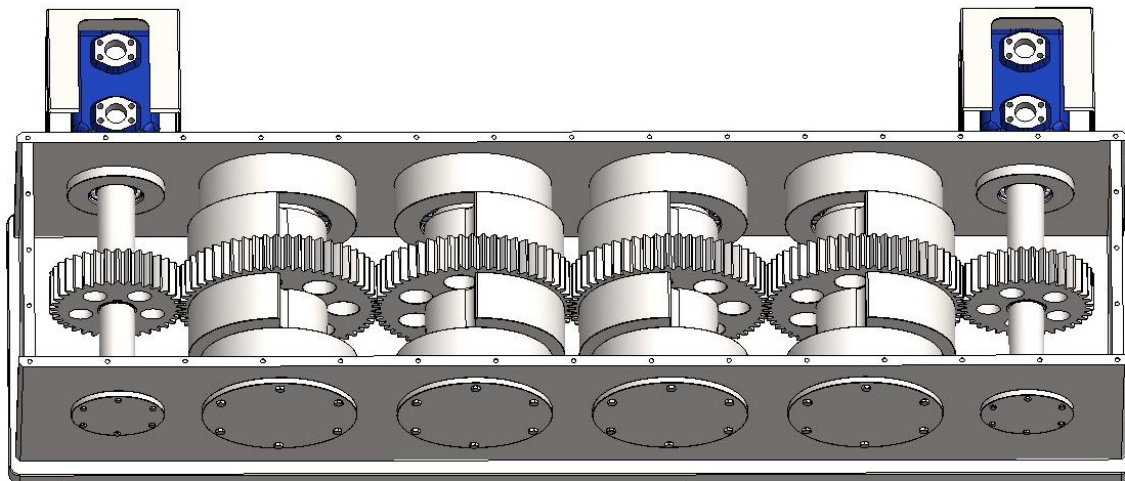
### 5.11. Opis konstrukcijskog rješenja vibracijskog zabijača stupova

Vibracijski zabijač stupova prikazan na slici 28. vibracije generira pomoću dva para vratila s ekscentričnim masama. Vratila su pogonjena dvama hidrauličkim motorima kako bi opterećenja na rotirajućim dijelovima bila manja nego da se koristi samo jedan motor. Za prijenos snage između vratila koristi se zupčanički prijenos zato što je kod vibracijskih zabijača neophodno održavati ekscentrične mase u točno određenom položaju kako bi generirali vibracije samo u vertikalnom smjeru.



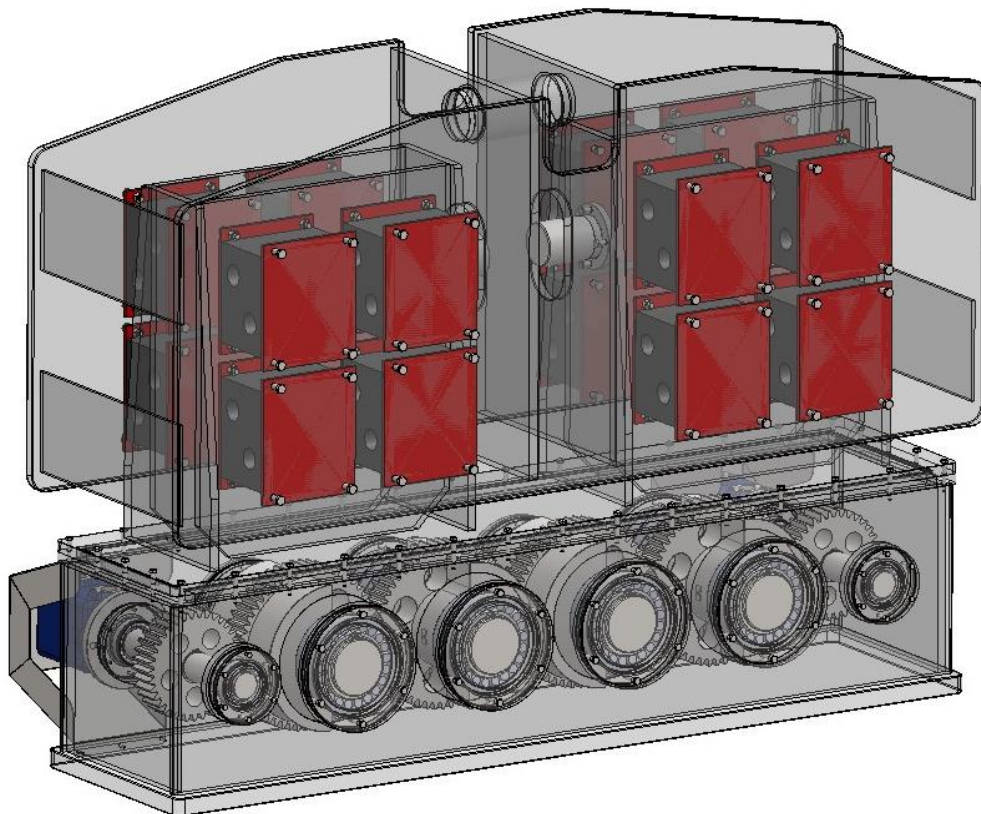
**Slika 28. Sklop vibracijskog zabijača stupova**

Zavarena konstrukcija vibracijskog zabijača stupova izrađena je od limova čije su dimenzije procijenjene na temelju uređaja sličnih karakteristika dostupnih na tržištu. Dimenzije zavara određene su kao najveće dopuštene za odabranu debljinu limova. Sklop za generiranje vibracija prikazan je na slici 29.



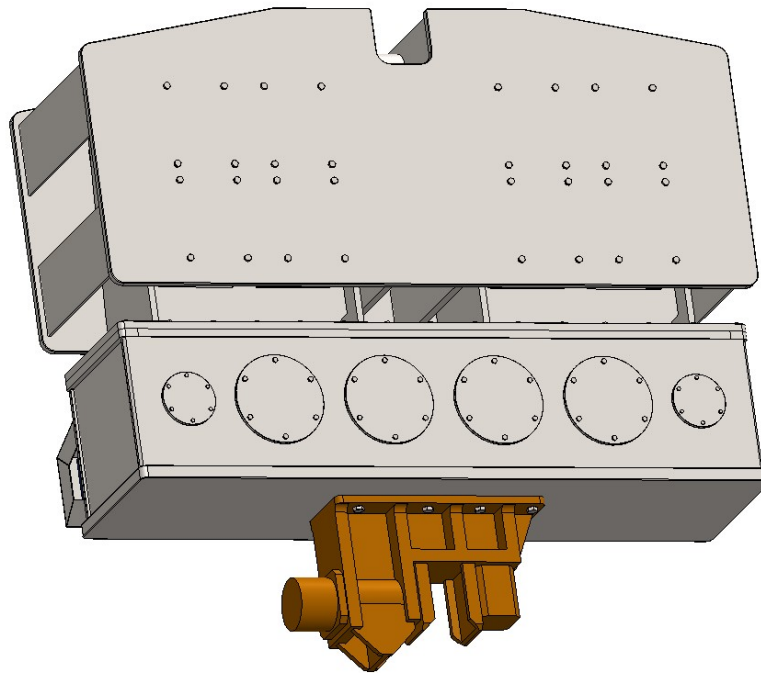
**Slika 29. Vibrirajuće kućište s ekscentrima**

Kućište za prigušivanje vibracija povezuje vibrirajuće kućište s dizalicom kojom se vibracijski zabijač prenosi. Navedeno kućište prenosi opterećenje od dizalice do stupa pri čemu treba prigušivati vibracije kako bi se što manje prenosile na dizalicu. Za prigušivanje vibracija odabrani su gumeni izolatori vibracija. Na slici 30. prikazan je sklop vibracijskog zabijača stupova s prozirnim kućištem kako bi se mogli vidjeti unutarnji dijelovi.



**Slika 30. Sklop vibracijskog zabijača s prozirnim kućištem**

Vibracijski zabijač stupova za pričvršćivanje na stup može koristiti različite hidrauličke stega. S obzirom da postoji velik broj različitih vrsta i proizvođača hidrauličkih stega, nakon određivanja modela ili serije stega koje bi naručitelj planirao koristiti, na donjoj ploči konstrukcije potrebno je izraditi uvrte s navojem za pričvršćivanje navedenih stega. Primjer višenamjenske hidrauličke stega koja bi se mogla koristiti na ovom uređaju je APE Model 150, a sklop navedene stega s vibracijskim zabijačem prikazan je na slici 31.



**Slika 31. Vibracijski zabijač s hidrauličkom stegom APE Model 150**

## 6. Zaključak

U ovom diplomskom radu prikazano je konstrukcijsko rješenje vibracijskog zabijača stupova. Vibracijski zabijači stupova u odnosu na udarne zabijače imaju različite prednosti poput veće brzine zabijanja uz primjenu višestruko manjih sila, a to znači i da generiraju značajno manju buku. Pomoću analize tržišta vibracijskih zabijača stupova, orijentacijski su odabrani osnovni parametri poput broja parova ekscentara, brzine vrtnje i najveće mase stupa koji uređaj može zabijati. Uz primjenu teorijske podloge koja opisuje generiranje vibracija rotirajućim ekscentričnim masama, pomoću proračunskog modela dobiveni su potrebni podaci za razvoj konstrukcijskog rješenja vibracijskog zabijača stupova. Za kritične dijelove poput vratila, zupčanika i ležajeva proveden je proračun čvrstoće, dok su dimenzije limova kućišta procijenjene na temelju uređaja sličnih karakteristika dostupnih na tržištu. Navedeno bi se konstrukcijsko rješenje moglo koristiti za razvoj vibracijskih zabijača raznih veličina na način da se izmijeni broj parova ekscentara, brzina vrtnje ili masa ekscentara. Prostora za daljnji razvoj ovog konstrukcijskog rješenja ima, a jedan od mogućih smjerova može biti optimiranje debljina limova primjenom metode konačnih elemenata, čime bi se moglo postići smanjenje mase uz zadržavanje odgovarajuće razine čvrstoće i krutosti.

## LITERATURA

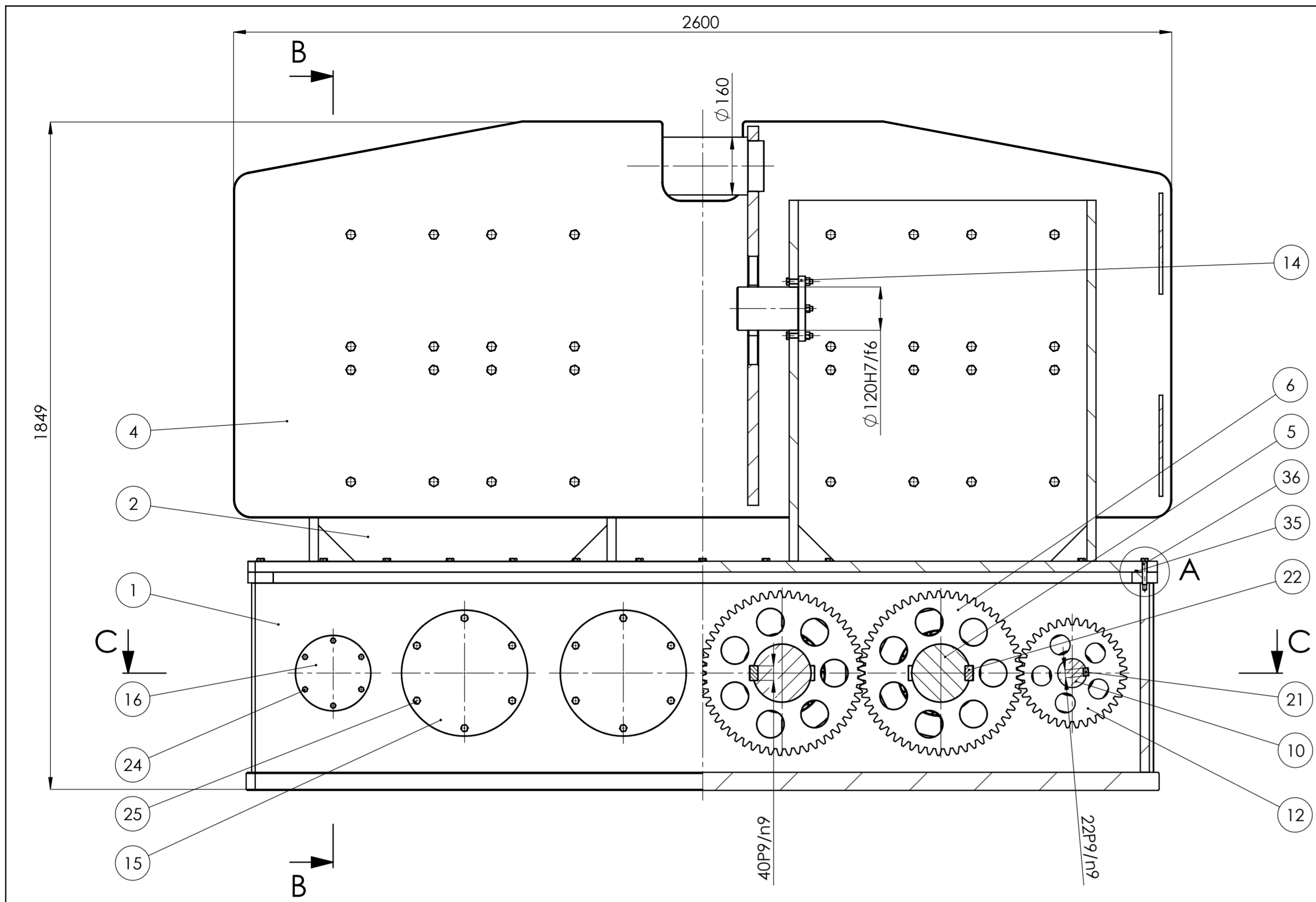
- [1] Roje-Bonacci T.: Duboko temeljenje i poboljšanje temeljnog tla, Sveučilište u Splitu, Građevinsko-arhitektonski fakultet, Split, 2008.
- [2] <https://avalonstructural.com/NewDeepFoundations.html>, pristup: 3.10.2023.
- [3] <https://worldheritagegermany.com/prehistoric-pile-dwellings-around-the-alps/>, pristup: 3.10.2023.
- [4] Hrvatska tehnička enciklopedija, 10. svezak, Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 1986.
- [5] <https://theconstructor.org/structural-engg/foundation-design/steel-piles/40266/>, pristup: 3.10.2023.
- [6] <https://www.eiffeltrading.com/blog/post/eiffel-101-concrete-piles-vs-steel-piles>, pristup: 3.10.2023.
- [7] <https://philosophyofcivilengineering.wordpress.com/2020/04/30/pile-foundation/>, pristup: 3.10.2023.
- [8] PDCA: Basic Principles of Hammers for Sheet Pile Installation, Jacksonville, 2021.
- [9] <https://www.liebherr.com/en/int/products/construction-machines/deep-foundation/methods/pile-driving/impact-driving/impact-driving.html>, pristup: 5.10.2023.
- [10] Mosher R. L.: Comparison of Axial Capacity of Vibratory-Driven Piles to Impact-Driven Piles, US Army Engineer Division, Vicksburg, 1987.
- [11] Sinke J. M.: A probabilistic approach to sheet pile driveability predictions by vibro hammers, Technische Universitat Delft, Delft, 2020.
- [12] <https://engineeringdiscoveries.com/what-is-soil-liquefaction-causes-effects-and-prevents/>, pristup: 10.10.2023.
- [13] <https://rpiequipment.com/2022/03/what-are-the-advantages-of-hydraulic-vibratory-hammers/>, pristup: 10.10.2023.
- [14] <https://www.omsvibro.com/how-does-vibro-hammer-work/>, pristup: 10.10.2023.
- [15] <https://pilebuck.com/buyers-guide-pile-hammers/>, pristup: 10.10.2023.
- [16] Tsegay H. T.: Vibration caused by sheet pile driving- effect of driving equipment, Stockholm, 2018.
- [17] <https://www.maximizemarketresearch.com/market-report/global-vibratory-hammer-market/78331/>, pristup: 13.10.2023.

- [18] <https://www.diesekogroup.com/products/vibratory-hammers/ice-815d/>, pristup: 13.10.2023.
- [19] <https://www.diesekogroup.com/products/vibratory-hammers/pve-3a/>, pristup: 13.10.2023.
- [20] [https://www.americanpiledriving.com/ver2/mvc\\_specs.asp?type=Vibro&model=600&company=APE](https://www.americanpiledriving.com/ver2/mvc_specs.asp?type=Vibro&model=600&company=APE), pristup: 13.10.2023.
- [21] <https://pilebuck.com/industry-news/worlds-largest-pile-driven-ape-dodecakong/>, pristup: 13.10.2023.
- [22] <https://pilebuck.com/foundation/interview-ape/>, pristup: 13.10.2023.
- [23] ICE Normal Frequency Product Range, Dieseko Group BV, 2022.
- [24] ICE Excavator Mounted Product Range, Dieseko Group BV, 2022.
- [25] Warrington D.: Vibratory and Impact-Vibration Pile Driving Equipment, University of Tennessee at Chattanooga, 1989.
- [26] <https://www.omsvibro.com/vibro-hammer-selection-guide/>, pristup: 17.10.2023.
- [27] EATON Vickers Vane Pump & Motor Design Guide for Mobile Equipment, 2011.
- [28] [https://www.omsvibro.com/vibro-hammer-selection-guide/#PILE\\_SIZE\\_AND\\_DEPTH](https://www.omsvibro.com/vibro-hammer-selection-guide/#PILE_SIZE_AND_DEPTH), pristup: 17.10.2023.
- [29] Vučković K.: Vratila, FSB, 2020.
- [30] Opalić M., Rakamarić P.: Reduktor, FSB
- [31] Oberšmit E.: Ozubljenja i zupčanci, FSB, Zagreb, 1982.
- [32] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings>, pristup: 26.10.2023.
- [33] Vučković K.: Ležajevi, FSB, 2020.
- [34] <http://vulcanite.com.au/product/Medium-Pile-Driving-Elastomer-VP2405-65/>, pristup: 26.10.2023.
- [35] Kraut B.: Krautov strojarski priručnik, Sajema, Zagreb, 2009.

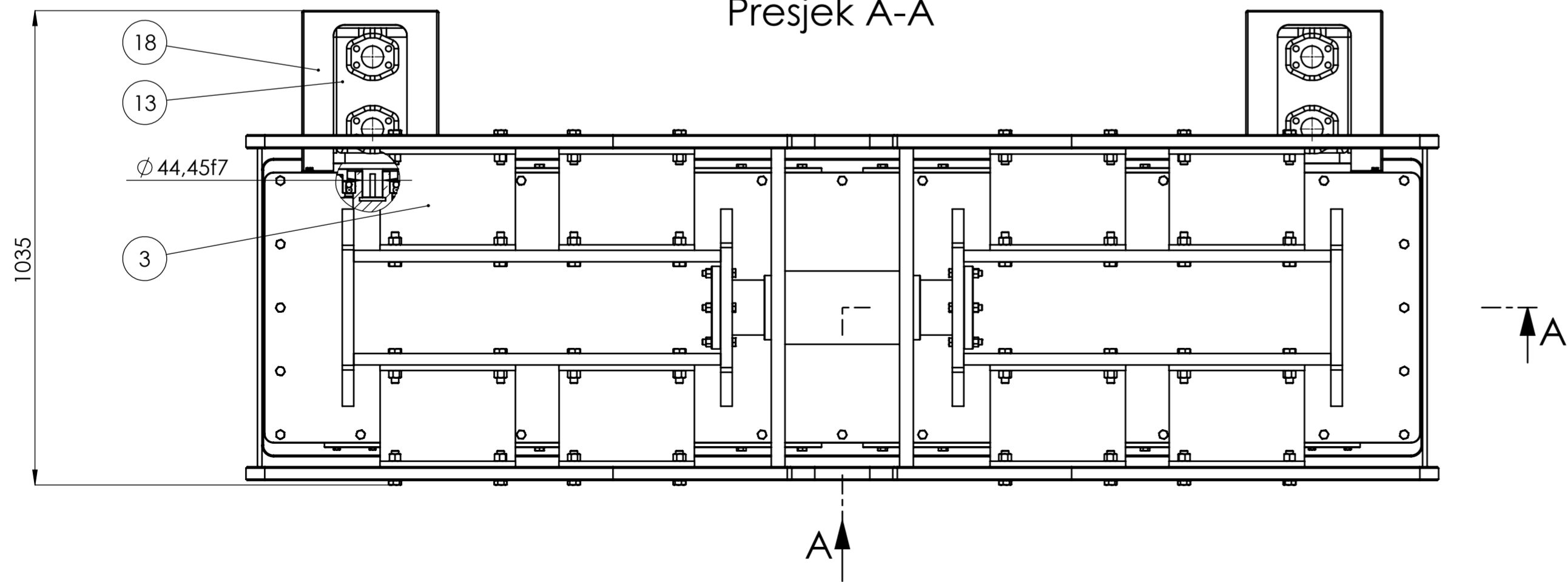


## **PRILOZI**

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

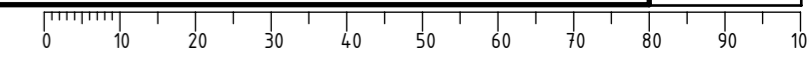


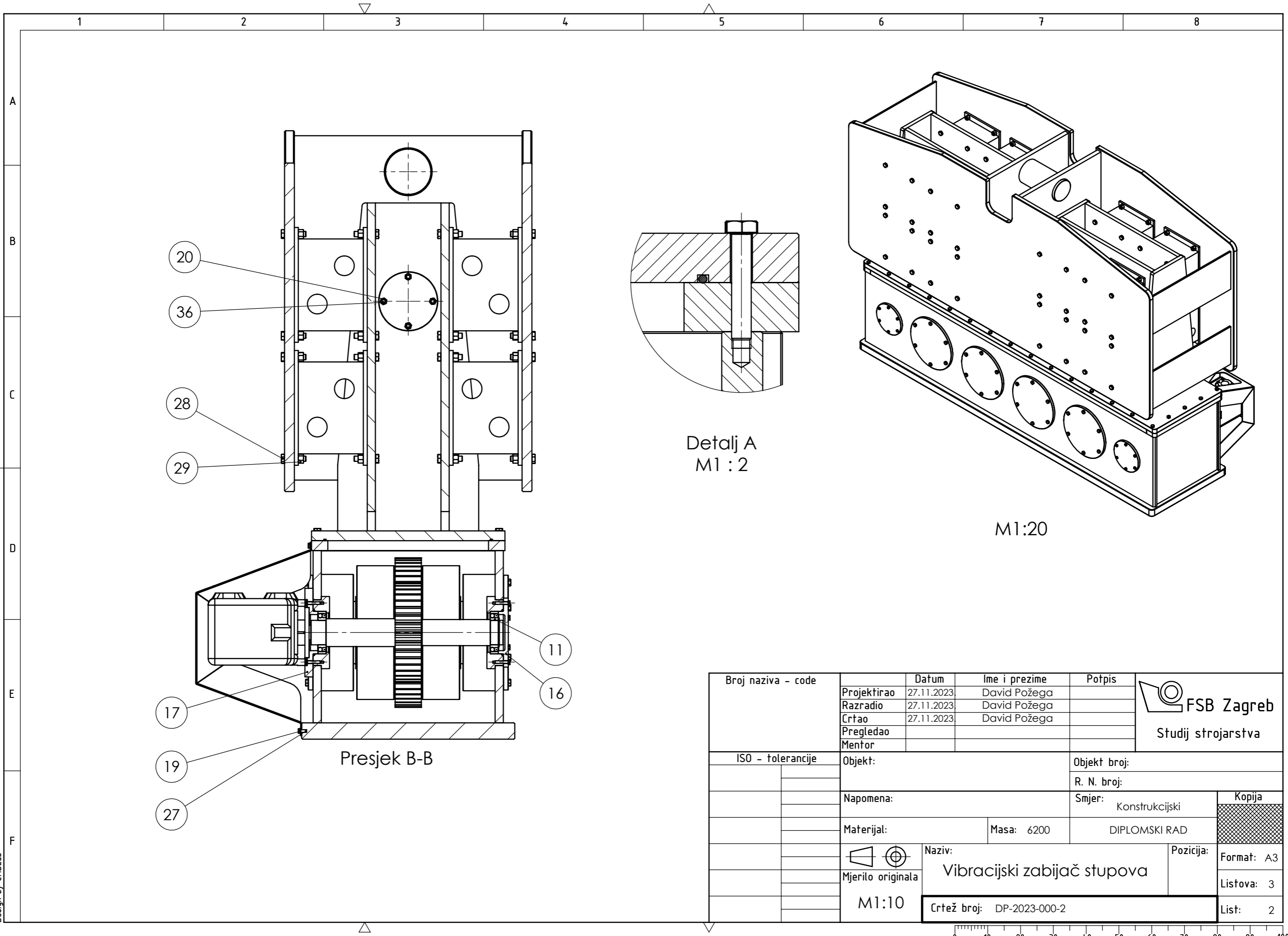
Presjek A-A



37	Poklopac vratila v2 kraći	4	DP-2023-037	S235JR	Ø 350x25	10
36	Vijak M12x1,0x65	44	DIN 933	8.8		
35	O-prsten traka Ø5x5850	4	DIN 3771	PTFE		
34	Uskočnik 160x4	8	DIN 471	C75		
33	Uskočnik 75x2,5	2	DIN 471	C75		
32	Uskočnik 80x2,5	2	DIN 471	C75		
31	O-prsten 275x5	8	DIN 3771	PTFE		
30	O-prsten 135x5	4	DIN 3771	PTFE		
29	Matica M16x1,0	128	DIN 934	8		
28	Vijak M16x1,0x65	128	DIN 933	8.8		
27	Vijak M8x1,0x20	12	DIN 933	8.8		
26	Vijak M20x1,0x45	4	DIN 933	8.8		
25	Vijak M12x1,0x45	48	DIN 933	8.8		
24	Vijak M8x1,0x40	24	DIN 933	8.8		
23	Pero 22x14x100	8	DIN 6885	C45+C		
22	Pero 22x14x70	4	DIN 6885	C45+C		
21	Pero 14x9x60	2	DIN 6885	C45+C		
20	Matica M12x1,0	8	DIN 934	8		
19	Podložna pločica M8	12	DIN 125	8.8		
18	Zaštitni lim motora	2	DP-2023-018	S235JR	590x360x310	10
17	Poklopac vratila v1 otvoreni	2	DP-2023-017	S235JR	Ø 270x40	8,5
16	Poklopac vratila v1 zatvoreni	2	DP-2023-016	S235JR	Ø 210x30	4
15	Poklopac vratila v2	4	DP-2023-015	S235JR	Ø 350x30	11
14	Osigurač	2	DP-2023-014	S355JR	Ø 180x185	18
13	Hidraulički motor 50M220A-1A-20-124	2			Eaton Vickers	73
12	Zupčanik z1	2	DP-2023-012	E360	Ø 305x80	29
11	Ležaj 1215	4			SKF	1,35
10	Vratilo v1	2	DP-2023-010	S235JR	Ø 85x600	23
9	Ležaj 23132 CC/W33	8			SKF	20
8	Distanтни prsten ekscentara	8	DP-2023-008	S235JR	Ø 190x22	1,5
7	Ekscentar	8	DP-2023-007	S235JR	Ø 405x120	58
6	Zupčanik z2	4	DP-2023-006	E360	Ø 460x80	62
5	Vratilo v2	4	DP-2023-005	42CrMo4	Ø 160x570	88
4	Zavareni sklop kućišta gornjeg	1	DP-2023-004	S235JR	2600x755x1100	1680
3	Gumeni izolator vibracija VP2405-65	16			Vulcanite	
2	Zavareni sklop poklopca kućišta donjeg	1	DP-2023-002	S235JR	2520x630x1035	1230
1	Zavareni sklop kućišta donjeg	1	DP-2023-001	S235JR	2530x650x575	1520
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb
Projektirao		27.11.2023.	David Požega		
Razradio		27.11.2023.	David Požega		
Crtao		27.11.2023.	David Požega		
Pregledao					
Voditelj rada					
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:		
Ø 44,45f7	-0,025 -0,050		R. N. broj:		
Ø 120H7/f6	+0,093 +0,036	Napomena:	Smjer: Konstrukcijski		Kopija
40P9/n9	-0,043 -0,167	Materijal:	Masa: 6200	DIPLOMSKI RAD	
22P9/n9	-0,037 -0,141	Mjerilo originala	Naziv: Vibracijski zabijač stupova		Format: A2
		M1:10	Crtež broj: DP-2023-000-1		Listova: 3
					List: 1



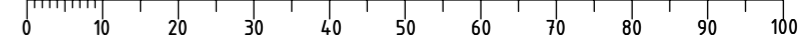


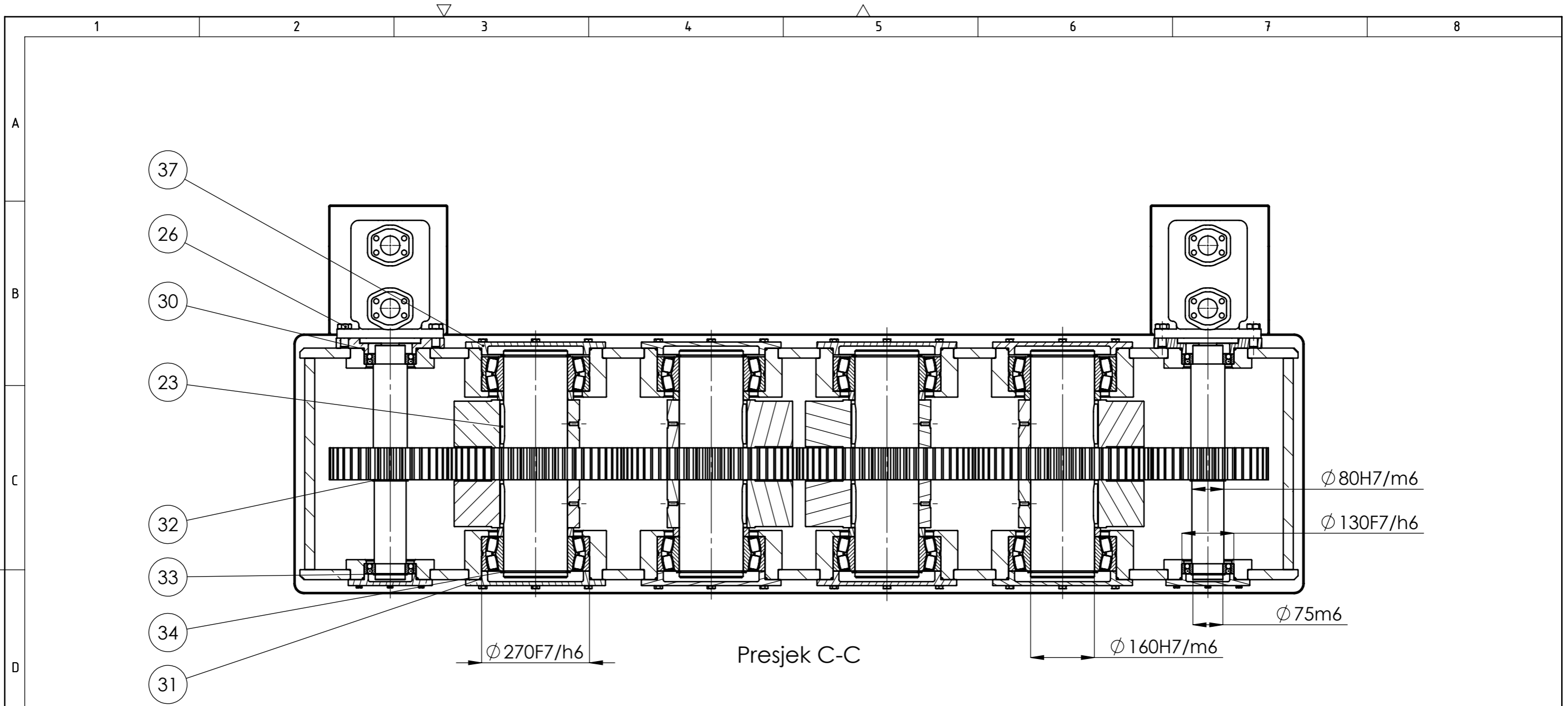
Detalj A  
M1 : 2

M1:20

Presjek B-B

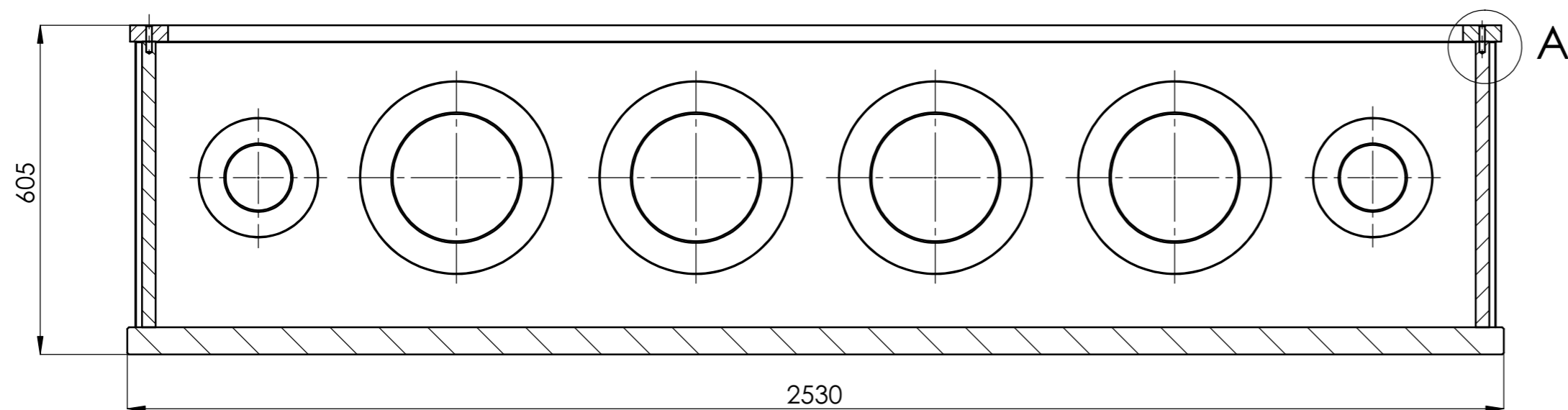
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 <b>FSB Zagreb</b> Studij strojarstva
	Razradio	27.11.2023	David Požega		
	Crtao	27.11.2023	David Požega		
	Pregledao				
	Mentor				
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
	Napomena:			R. N. broj:	
	Materijal:	Masa: 6200	Smjer: Konstrukcijski		Kopija
	Naziv:		DIPLOMSKI RAD		
	 Mjerilo originala		Vibracijski zabijač stupova		
	M1:10	Crtež broj: DP-2023-000-2			Listova: 3
					List: 2



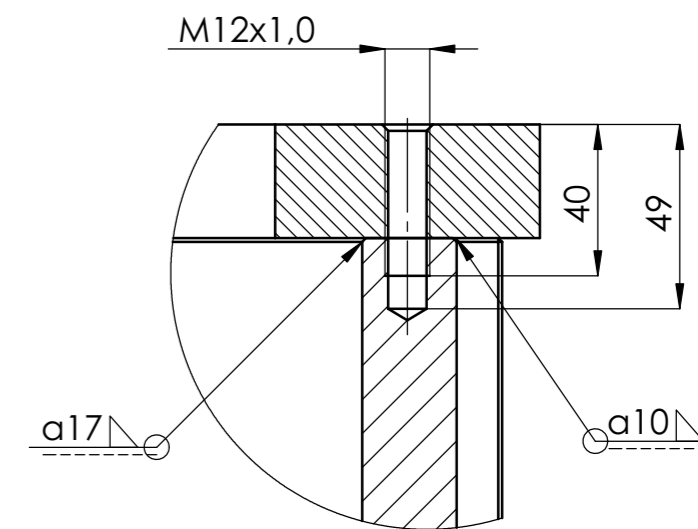


Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 <b>FSB Zagreb</b> Studij strojarstva
	Razradio	27.11.2023.	David Požega		
	Crtao	27.11.2023.	David Požega		
	Pregledao				
Mentor					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\varnothing 160H7/m6$	+0,025 -0,040			R. N. broj:	
$\varnothing 80H7/m6$	+0,019 -0,030	Napomena:		Smjer: Konstrukcijski	
$\varnothing 75m6$	+0,030 +0,011	Materijal:		Masa: 6200	
$\varnothing 130F7/h6$	+0,108 +0,043	Mjerilo originala		Naziv: Vibracijski zabijač stupova	
$\varnothing 270F7/h6$	+0,140 +0,056	M1:10		DIPLOMSKI RAD	
				Pozicija: Format: A3	
				Listova: 3	
				List: 3	
		Crtež broj: DP-2023-000-3			

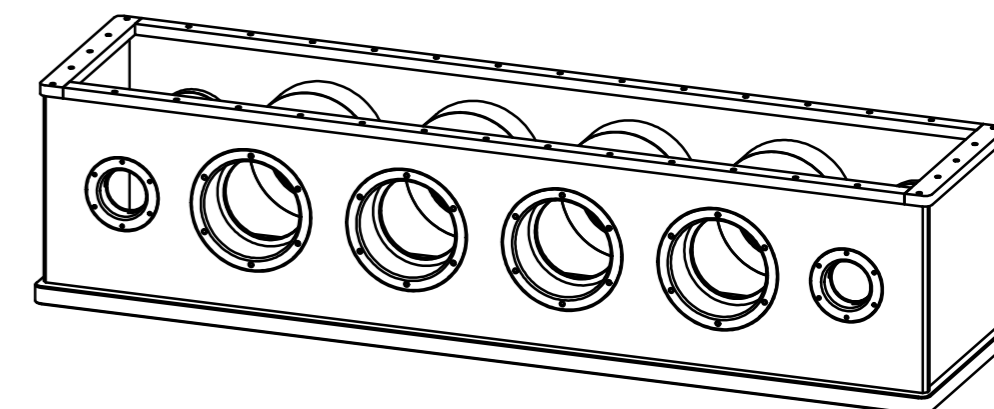
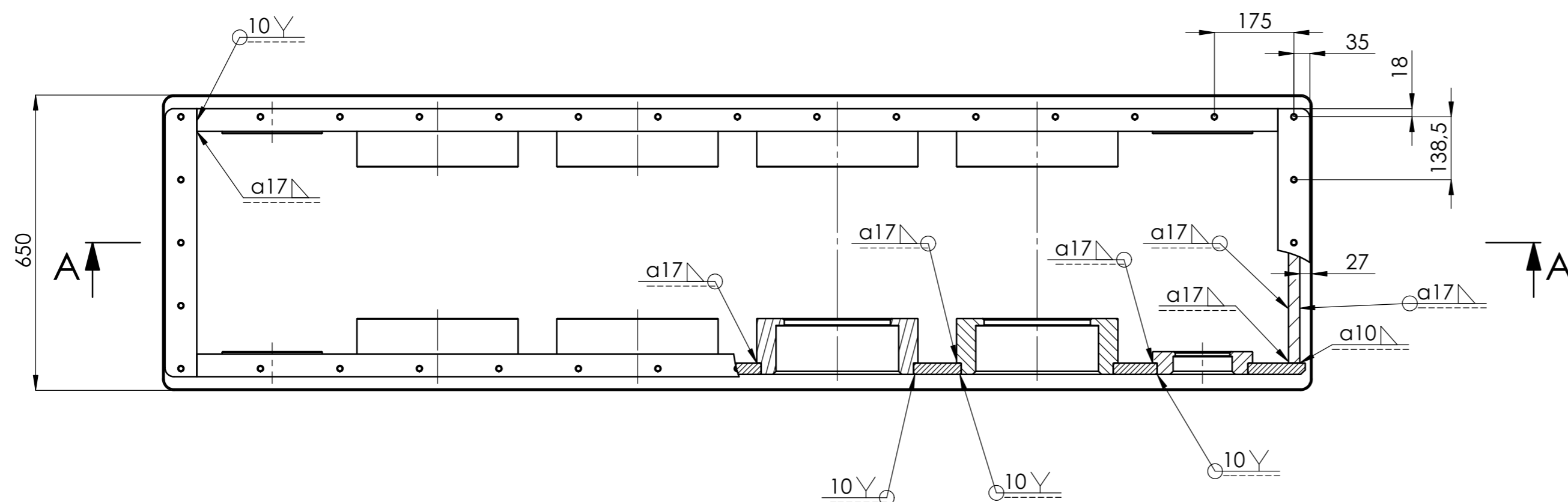
Design by CADLab



Presjek A-A



Detalj A  
M1 : 2

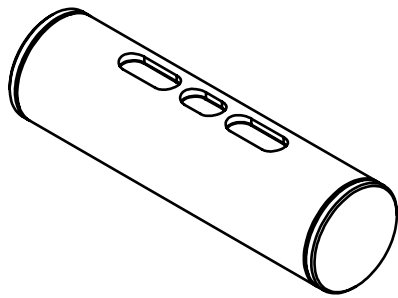
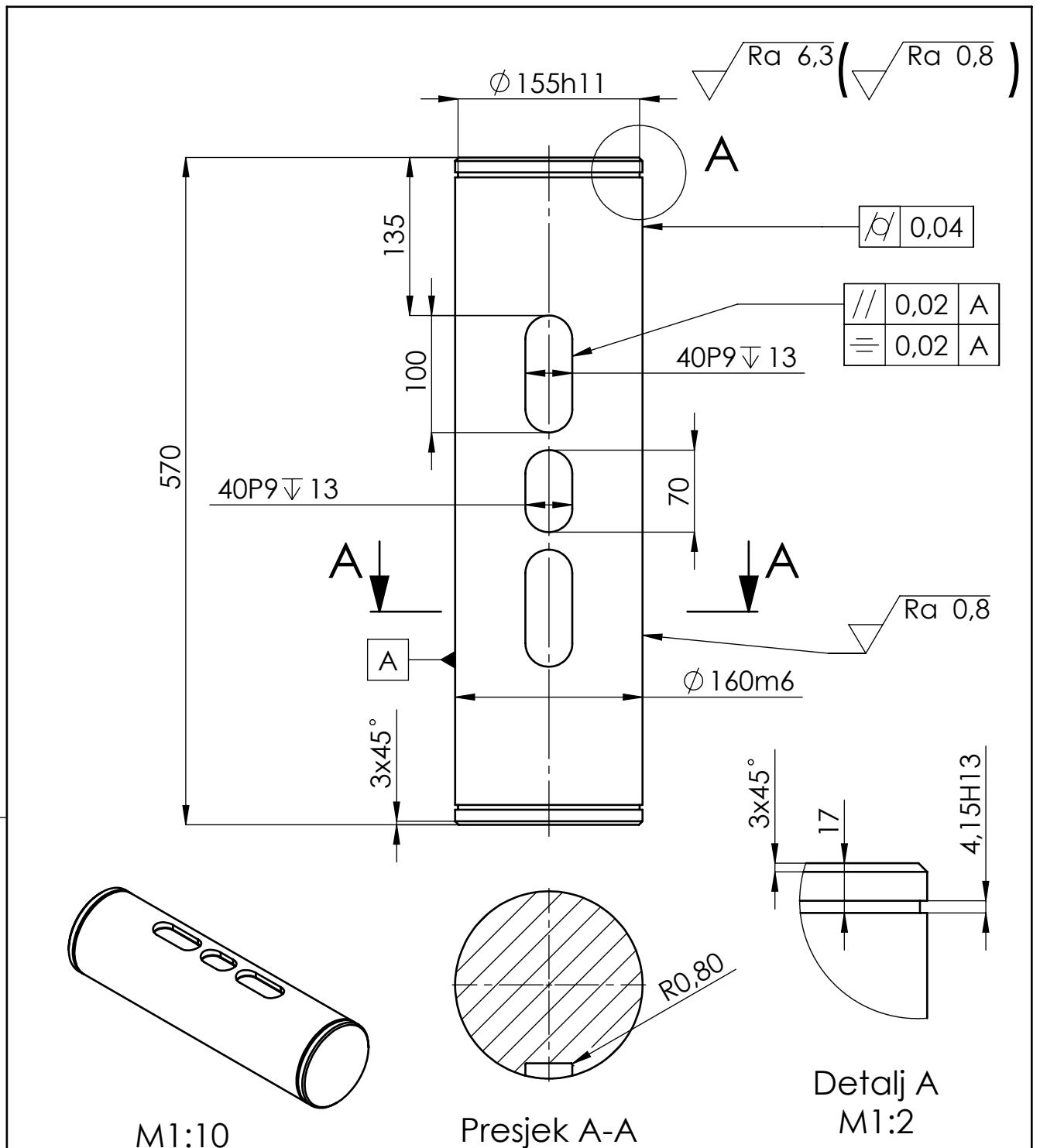


M1:20

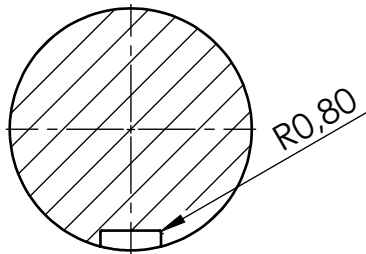
7	Prirubnica kućišta kraća	2	DP-2023-001-007	S235JR	590x70	10
6	Prirubnica kućišta dulja	2	DP-2023-001-006	S235JR	2380x50	28
5	Glavina manja	4	DP-2023-001-005	S235JR	Ø 160x570	8
4	Glavina veća	8	DP-2023-001-004	S235JR	2600x755x1100	39
3	Donja ploča kućišta donjeg	1	DP-2023-001-003	S235JR	Vulcanite	640
2	Stranica kućišta donjeg sporedna	2	DP-2023-001-002	S235JR	2520x630x1035	55
1	Stranica kućišta donjeg glavna	2	DP-2023-001-001	S235JR	2530x650x575	175

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		27.11.2023.	David Požega			
Razradio		27.11.2023.	David Požega			
Crtao		27.11.2023.	David Požega			
Pregledao						
Voditelj rada						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
Napomena:		Smjer:		Kopija		
Materijal:		Masa: 1520		DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A2
M1:10		Zavareni sklop kućišta donjeg		1		Listova: 1
		Crtež broj: DP-2023-001				List: 1

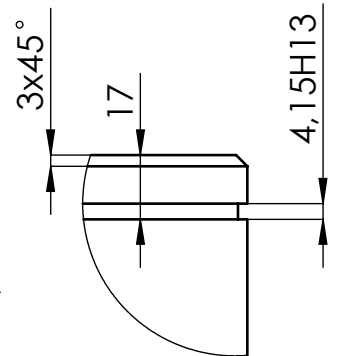
Napomena: nakon zavarivanja sklop treba odžariti



M1:10

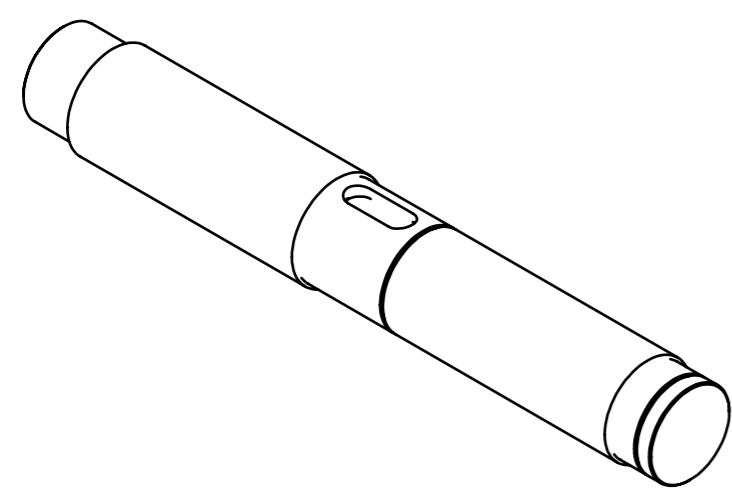
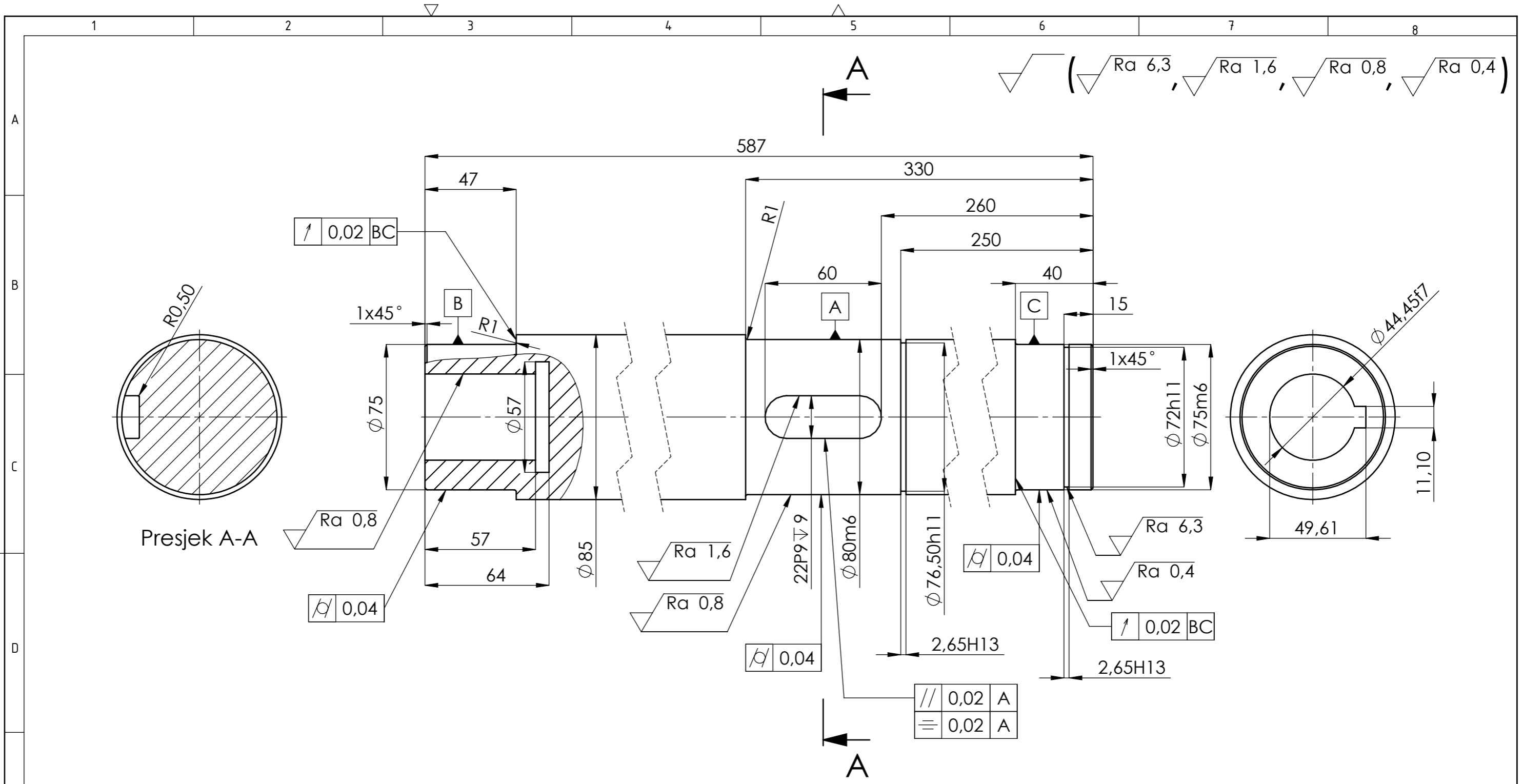


Presjek A-A



Detalij A  
M1:2

Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
		Razradio	27.11.2023.	David Požega		
		Crtao	27.11.2023.	David Požega		
		Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 160m6	+0,040				R. N. broj:	
	+0,015					
Ø 155h11	0	Napomena:			Smjer: Konstruktivski	Kopija
	-0,250					
4,15H13	+0,180	Materijal: 42CrMo4	Masa: 88	DIPLOMSKI RAD		
	0					
40P9	-0,026		Naziv: Vratilo v2		Pozicija: 5	Format: A4
	-0,088		Mjerilo originala			Listova: 1
		M1:5		Crtež broj: DP-2023-005		List: 1



Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
		Razradio	27.11.2023.	David Požega		
		Crtao	27.11.2023.	David Požega		
		Pregledao				
		Mentor				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø76,5h11	0 -0,190	Ø75m6	+0,030 +0,011	R. N. broj:		
		Ø72h11	0 -0,190	Napomena:		
		2,65H13	+0,140 0	Materijal:	S235JR	Masa: 23
		Ø44,45f7	-0,025 -0,050	Naziv:		Vratilo v1
		22P9	-0,022 -0,074	Mjerilo originala:		M1:2
		Ø80m6	+0,030 +0,011	Crtež broj:		DP-2023-010
					DIPLOMSKI RAD	
					Smjer: Konstrukcijski	
					Kopija	
					Format: A3	
					Listova: 1	
					List: 1	

