

Platforma za horizontalni pomak na temelju Kempeovog mehanizma

Stjepanović, Ivan

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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:973324>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-18**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ivan Stjepanović

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Ivan Stjepanović

Zagreb, 2023.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći, savjetima i vremenu koje je posvetio kako bi mi pomogao pri izradi ovog rada.

Zahvaljujem se svojoj obitelji na strpljenju, svim riječima podrške i razumijevanju koje su mi pružili tijekom studija.

Također, zahvalio bih se i svim kolegama s kojima sam provodio vrijeme na faksu, pripremajući ispite ili slušajući predavanja, jer su u velikoj mjeri olakšali i uljepšali cijelo poglavlje mogega studiranja.

Ivan Stjepanović



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: **Ivan Stjepanović** JMBAG: 0035207693

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Platforma za horizontalni pomak na temelju Kempeovog mehanizma**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Platform for horizontal movement based on the Kempe's linkage**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati platformu za horizontalni pomak komadnog tereta čiji se mehanizam pomaka bazira na Kempeovom mehanizmu. Pretpostaviti da će teret uvijek biti na sredini podizne platforme. Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- | | |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| 1) Najveći teret: | $Q = 0,5 \text{ t}$, |
| 2) Brzina pomaka: | $v = 10 \text{ m/min}$, |
| 3) Najveći pomak platforme: | $\Delta L = 1,5 \text{ m}$, |
| 4) Dimenzije platforme: | $L \times K = 2 \times 1 \text{ m}$, |
| 5) Pogon: | elektromotorni. |

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodni pregled platformi za horizontalni pomak u primjeni,
- 2) Opis razmatranih koncepcija rješenja te odabir rješenja uz obrazloženje,
- 3) Proračun mehanizma za pomak,
- 4) Proračun nosive konstrukcije,
- 5) Sklopni crtež platforme s potrebnim presjecima i detaljima,
- 6) Radionički crtež zavarene konstrukcije pomične platforme.

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

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datumi obrane:
28. rujna 2023.	30. studenoga 2023.	4. – 8. prosinca 2023.

Zadatak zadao:	Predsjednik Povjerenstva:
Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić	Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Hoić

T. Jurčević

SADRŽAJ

SADRŽAJ	II
POPIS SLIKA	III
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
2. RAZRADA PROBLEMATIKE KEMPEOVOG MEHANIZMA	5
2.1. Teorijski prikaz općih značajki mehanizma.....	5
2.2. Zadani mehanizam	7
3. ODABIR KONCEPTA RADA PLATFORME SA HORIZONTALNIM POMAKOM..	12
3.1. Prijedlog koncepta.....	12
3.2. Odabir koncepta	15
4. PRORAČUN MAHANIZMA ZA POMAK	16
4.1. Kinematska analiza	16
4.2. Inicijalni proračun sila u štapovima	21
4.3. Proračunavanje stvarnih sila u štapovima	30
4.4. Proračunavanje naprezanja u štapovima	35
4.5. Proračunavanje ostalih elemenata mehanizma	37
4.5.1. Proračunavanje kliznog ležaja i svornjaka u čvoru M	37
4.5.2. Proračunavanje kliznog ležaja i svornjaka u čvoru F	39
4.5.3. Proračun trapeznog vretena.....	40
4.5.4. Odabir elektromotora	42
5. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE	43
5.1. Odabir elemenata preko kriterija čvrstoće i krutosti	43
5.1.1. Kriterij čvrstoće	45
5.1.2. Kriterij krutosti.....	45
5.2. FEM analiza nosive konstrukcije	46
5.3. Provjera zavara koji nose platformu	47
6. ZAKLJUČAK.....	49
LITERATURA.....	50
PRILOZI.....	51

POPIS SLIKA

Slika 1. Pojednostavljeni prikaz ravne platforme.....	1
Slika 2. Horizontalno i vertikalno gibanje	2
Slika 3. Pomični most.....	3
Slika 4. Pokretni dijelovi krova i radne podloge	4
Slika 5. Pomični dijelovi automobila	4
Slika 6. Shematski prikaz osnovnih dijelova mehanizma	5
Slika 7. Okretna i prizmatična zglobna veza.....	6
Slika 8. Kempeov mehanizam.....	7
Slika 9. Geometrijske karakteristike mehanizma	8
Slika 10. Ravninsko definiranje stupnjeva slobode gibanja.....	9
Slika 11. Mehanizam bez stupnjeva slobode gibanja.....	9
Slika 12. Prvi koncept	13
Slika 13. Drugi koncept.....	14
Slika 14. Treći koncept.....	14
Slika 15. Prikaz ukupnog pomaka mehanizma	16
Slika 16. Oznake štapova i čvorova mehanizma.....	17
Slika 17. Početni položaj mehanizma	18
Slika 18. Geometrijske značajke kuteva	19
Slika 19. Definiranje odnosa za kut δ	20
Slika 20. Podjela kuta δ na dva dijela	20
Slika 21. Linkages skica.....	21
Slika 22. Reakcije na platformi	21
Slika 23. Čvor L	22
Slika 24. Čvor E	22
Slika 25. Solidifikacija	23
Slika 26. Čvor F	24
Slika 27. Čvor D.....	24
Slika 28. Čvor M	25
Slika 29. Sile u desnom dijelu mehanizma	28
Slika 30. Sile u lijevom dijelu mehanizma.....	28
Slika 31. Pogonska sila.....	29
Slika 32. Određivanje težišta mehanizma	30
Slika 33. Karakteristike pravokutnog poprečnog presjeka.....	35
Slika 34. Svornjak čvora M.....	37
Slika 35. Svornjak čvora F	39
Slika 36. Karakteristike trapeznog vretena TR 30 x 6	40
Slika 37. Karakteristike odabrana matice LRM 30 x 6	41
Slika 38. Elektromotor GAMAK	42
Slika 39. Prikaz nosive konstrukcije i djelovanja opterećenja	43
Slika 40. Karakteristike pravokutnog presjeka šuplje cijevi	44
Slika 41. Karakteristike IPN profila	44
Slika 42. Shematski prikaz grede na dva oslonca	45
Slika 43. Prikaz naprezanja nosive konstrukcije SolidWorks FEA analizom.....	46
Slika 44. Prikaz pomaka nosive konstrukcije SolidWorks FEA analizom	47
Slika 45. Shematski prikaz mjesta zavara nosive konstrukcije za mehanizam	47
Slika 46. Prikaz opterećenja i naprezanja nosivih zavara	48

POPIS TABLICA

Tablica 1. Prikaz članova mehanizma sa vrstom veze koju može ostvariti	5
Tablica 2. Dimenzijska ovisnost članova mehanizma	10
Tablica 3. Prikaz ovisnosti broja kinematičkih parova o ukupnom broju članova	11
Tablica 4. Duljine svih članova mehanizma	18
Tablica 5. Veličine kuta α	26
Tablica 6. Ulazne veličine proračuna	26
Tablica 7. Vrijednosti aksijalnih sila svih štapova [N]	27
Tablica 8. Vrijednosti dobivene pomoću SolidWorks-a	31
Tablica 9. Vrijednosti kuteva za proračun	31
Tablica 10. Vrijednosti aksijalnih sila svih štapova [N]	34
Tablica 11. Karakteristike konstrukcijskog čelika S355JR.....	35

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

IS-2023-000 Platforma horizontalnog pomaka

IS-2023-100 Nosiva konstrukcija

IS-2023-200 Pokretni mehanizam_1

IS-2023-300 Pokretni mehanizam_2

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
α	°	Kut među članovima mehanizma
β	°	Kut među članovima mehanizma
γ	°	Kut među članovima mehanizma
δ	°	Kut među članovima mehanizma
ε	°	Kut među članovima mehanizma
θ	°	Kut među članovima mehanizma
φ	°	Kut među članovima mehanizma
ρ	°	Kut među članovima mehanizma
σ_{ekv}	N/mm ²	Ekvivalentno naprezanje
A_{II}	mm ²	Površina zavara
f	mm	Progib
w	kom	Broj stupnjeva slobode
M	Nmm	Moment
a	mm	Duljina štapa mehanizma
ΔL	mm	Najveći pomak platforme
Q	N	Težina tereta
F_p	N	Pogonska sila
P_M	kW	Snaga motora
L	mm	Krak djelovanja sile tereta
R	mm	Krak djelovanja težine konstrukcije
Q_p	N	Težina nosive konstrukcije
Q_k	N	Težina pokretne konstrukcije
R_e	N/mm ²	Granica tečenja
R_m	N/mm ²	Vlačna čvrstoća
b	mm	Duljina pravokutnog poprečnog presjeka
h	mm	Visina pravokutnog poprečnog presjeka
A	mm ²	Površina pravokutnog poprečnog presjeka
W	mm ³	Moment otpora presjeka
I	mm ⁴	Moment tromosti
σ	N/mm ²	Normalno naprezanje
τ	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje
p	N/mm ²	Površinski tlak
S	-	Faktor sigurnosti
σ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje
F	N/mm ²	Sila u štapu

SAŽETAK

U ovome radu obrađena je platforma za horizontalni pomak na temelju Kempeovog mehanizma. Uvodnim pregledom primjene ove vrste platformi došlo se do saznanja o mogućnostima i zahtjevima koji se postavljaju pred odabrani mehanizam. Provođenjem kinematske analize postavljeni su proračunski izrazi koji definiraju ponašanje mehanizma pri pomicanju. Usvajanjem vrijednosti svih zadanih veličina, odabrale su se dimenzije komponenti i na temelju toga se provela izrada CAD modela.

Ključne riječi: platforma, horizontalni pomak, mehanizam

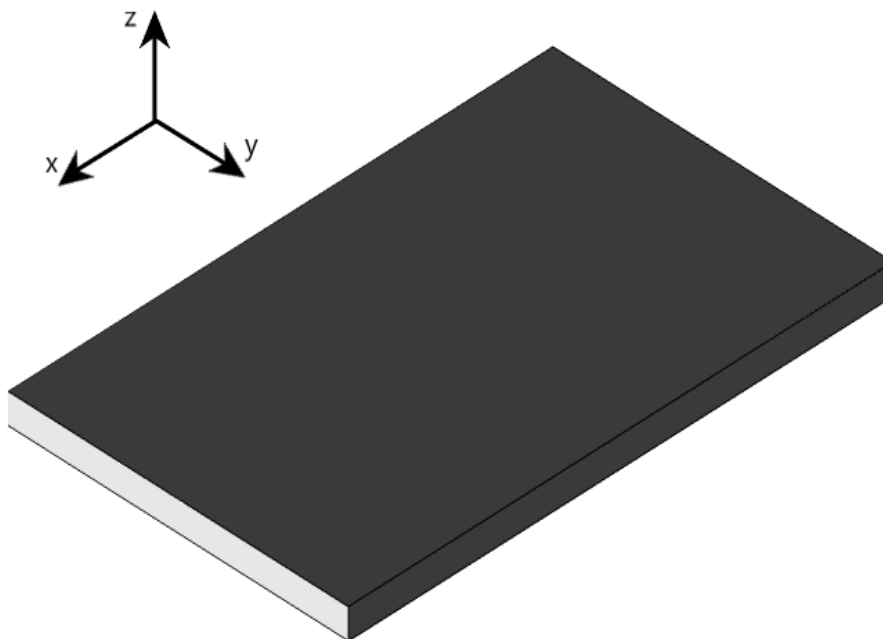
SUMMARY

In this thesis the horizontal movement platform based on Kempe's mechanism is being addressed. An initial review of the applications for such platforms provided insights into the possibilities and requirements associated with the chosen mechanism. Through a kinematic analysis, computational expressions were appointed to characterize the behavior of the mechanism during movement. By adopting the specified parameter values, component dimensions were selected, leading to the creation of a CAD model.

Key words: platform, horizontal movement, mechanism

1. UVOD

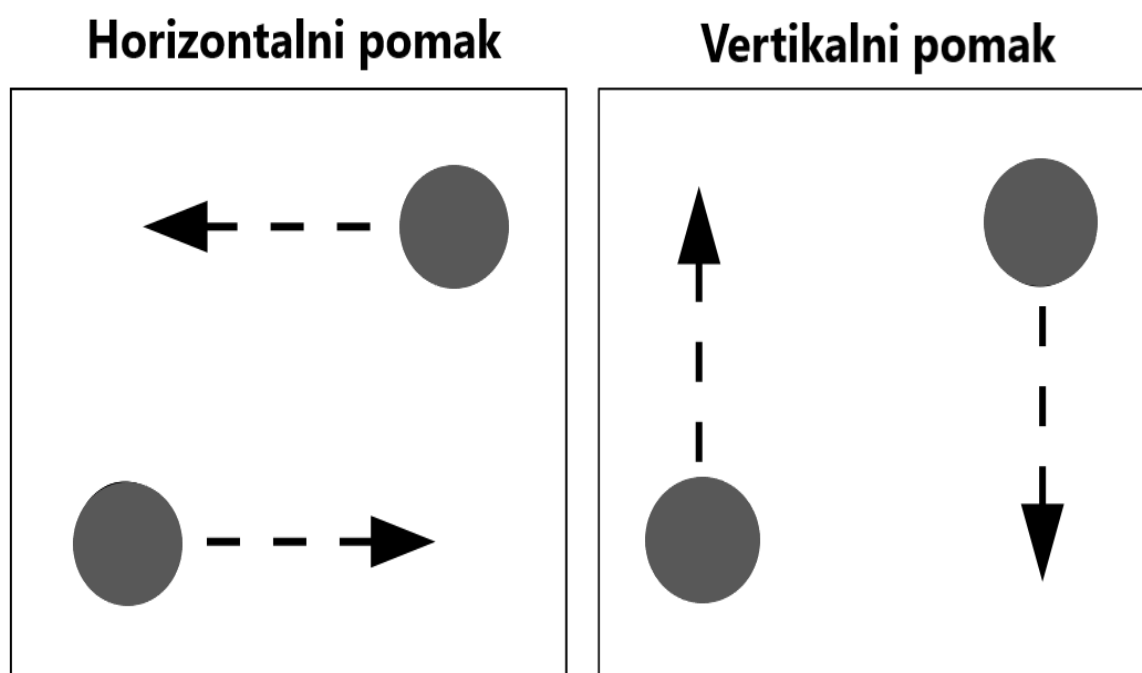
U ovom radu nastojat će se pobliže objasniti rad platforme za horizontalni pomak primjenom Kempeovog mehanizma. Alfred B. Kempe je razvio niz mehaničkih sustava koje je predstavio u svojoj knjizi „How to Draw a Straight Line“. Navedeni sustavi su definirani s pomoću štapova i zglobova te njihovo ponašanje ovisi o međusobnom djelovanju tih elemenata. Glavna zamisao bila je kako ostvariti pretvaranje jednog rotacijskog pokreta u neki drugi pokret na određen način, ovisno o vrsti veza među komponentama određenog mehanizma. Kempeovi mehanizmi su zbog svojeg inovativnog načina funkcioniranja stekli praktičnu primjenu u raznim područjima industrije i strojarstva te su samim time sudjelovali u projektiranju i konstruiranju brojnih strojeva i uređaja. Iz tog razloga, pokušaj je predočiti kako mehanizam koji na prvi pogled ima relativno jednostavan princip rada za sobom povlači izrazitu kompleksnost prilikom pretvorbe u stvarnu primjenu.



Slika 1. Pojednostavljeni prikaz ravne platforme

Prema slici 1. može se vidjeti pojednostavljeni prikaz platforme. Kartezijevim koordinatnim sustavom određuju se širina, visina i duljina platforme. Dimenzije platforme ponajprije ovise njenoj uporabi, gdje se najviše pažnje posvećuje određivanju duljine i širine jer se visina, tj. debljina platforme uspijeva manipulirati s pomoću konstrukcijskog dijela nosača platforme.

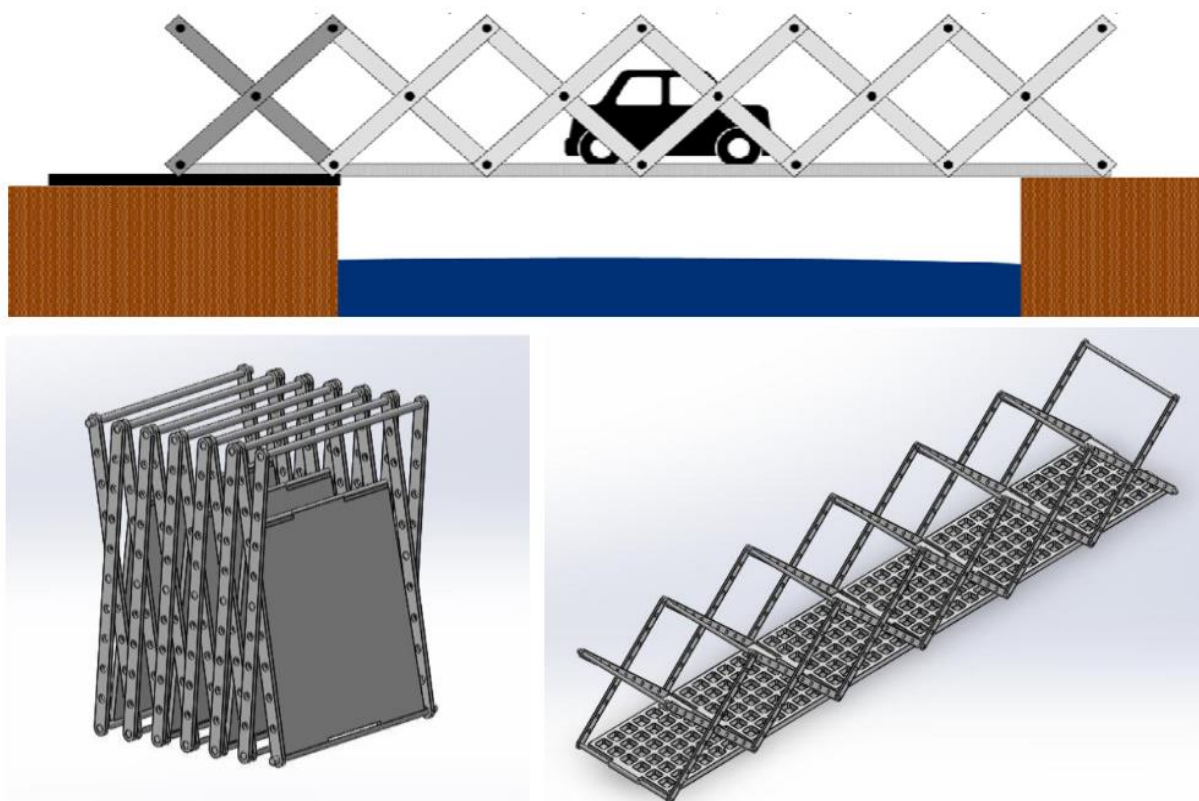
Platforma predstavlja ravnu horizontalnu strukturu koja se koristi kao osnova za postavljanje objekata, uređaja ili strojeva s ciljem izvršavanja različitih mehaničkih operacija ili funkcija. Prema namjeni postoje nepokretne i pokretne platforme. Nepokretne platforme se u većini slučajeva koriste kao postolja za strojeve kako bi se omogućila sigurnost i stabilnost pri radu te smanjili buka i vibracije. Pokretne platforme mogu se podijeliti na transportne i radne. Transportne platforme, kao što im i samo ime govori, koriste se za prijenos tereta na željenu lokaciju. Karakteristike im se razlikuju ovisno o vrsti tereta koji se prevozi, kao i o načinu transporta tog tereta. Sigurnost i stabilnost tereta mora biti ostvarena. Radne platforme su najzastupljenije vrste platformi te ih se može pronaći na gradilištima, u tvornicama i u radnim okruženjima gdje obavljaju glavnu potrebnu radnju. Glavna karakteristika ovih platformi je mogućnost pristupa teško dostupnim mjestima, a ono se ostvaruje kombinacijom vertikalnog i horizontalnog gibanja. Vertikalnim gibanjem prvenstveno se omogućuje pristup radnom mjestu na traženoj visini, dok se horizontalnim gibanjem omogućuje potreban dohvat za izvođenje željene radnje. Za predstavnike radnih platformi sa vertikalnim gibanjem mogu se izdvojiti dizalice i liftovi. Potrebno je naglasiti kako se oba predstavnika primjenjuju u širokom rasponu dimenzija i potrebne nosivosti, od manjih primjera jednostavne primjene do većih kompleksnih primjera. Platforme sa horizontalnim gibanjem svoju primjenu baziraju na funkcionalnosti.



Slika 2. Horizontalno i vertikalno gibanje

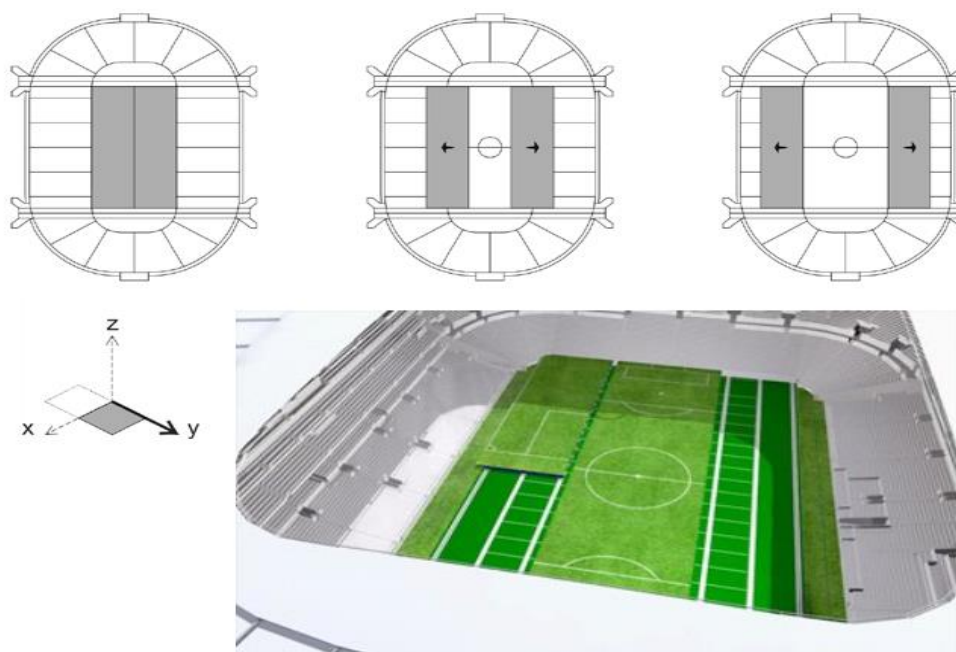
Primjena platformi sa horizontalnim pomakom:

1. Radne podloge i uređaji
2. Pokretni mostovi i utovarne rampe
3. Dizala i liftovi
4. Dijelovi automobila
5. Dijelovi građevinskih objekata



Slika 3. Pomični most

Slika 3. prikazuje pomični most koji se sastoji od niza zglobova rešetkaste konstrukcije. Naime, ova vrsta mobilnog mosta koristi se u izvanrednim situacijama gdje je potrebno prijeći relativno kratku udaljenost od točke A do točke B. Osim mostova, postoje i utovarne rampe koje svoju primjenu bilježe kod prijenosa tereta manjih dimenzija za svakodnevnu uporabu. Prema slici 4. može se vidjeti kako platforme s horizontalnim pomakom ostvaruju uporabu i u građevinskim projektima velike vrijednosti. Pokretni krov stadiona čija je uloga očuvanje unutrašnjosti ovisno o vremenskim uvjetima te također pokretna podloga koja omogućuje izmjenu terena ovisno o vrsti događanja predviđenih za održavanje.



Slika 4. Pokretni dijelovi krova i radne podloge

Nadalje, iz nabrojanih primjera može se zaključiti širok spektar područja uporabe platformi s horizontalnim pomakom. Taj spektar se proteže od malih uređaja svakodnevne uporabe do velikih i masivnih konstrukcija. Sve to dodatno potvrđuje činjenicu kako se platforme ove vrste pomaka koriste u velikom broju konstrukcija razne primjene.



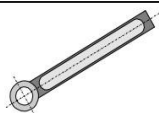
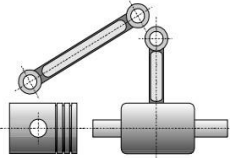
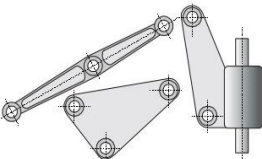
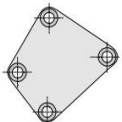
Slika 5. Pomični dijelovi automobila

2. RAZRADA PROBLEMATIKE KEMPEOVOG MEHANIZMA

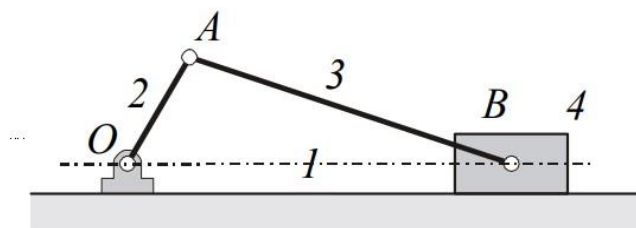
2.1. Teorijski prikaz općih značajki mehanizma

Pojam mehanizam označava tehničku napravu kod koje se kao osnovna karakteristika javlja mehaničko gibanje. Također, mehanizam predstavlja sistem međusobno povezanih tijela koji služi za ostvarivanje zadanog gibanja i prenošenja sila. Tijela koja sačinjavaju mehanizam nazivaju se članovi mehanizma. Članovi mehanizma mogu imati različite geometrijske oblike, kao što i svaki zasebni član može imati po volji velik broj veza. Tablica 1. prikazuje osnovnu podjelu broja veza po članu mehanizma.

Tablica 1. Prikaz članova mehanizma sa vrstom veze koju može ostvariti

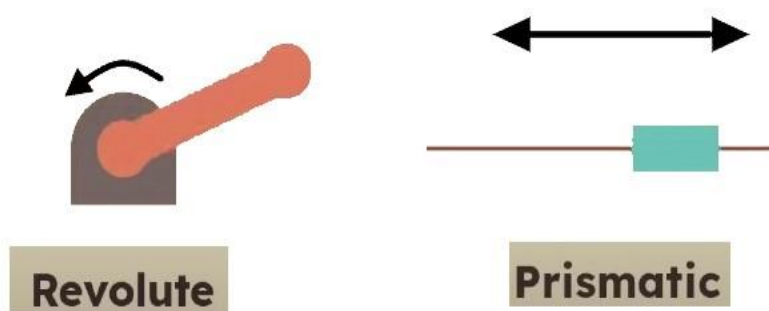
	Član s jednostrukom vezom
	Članovi s dvostrukom vezom i njihove modifikacije
	Članovi s trostrukom vezom i njihove modifikacije
	Član s četverostrukom vezom

U kinematičkim shemama prikazuju se samo one pojedinosti koje su značajne za gibanje mehanizma. Tako se može izdvojiti štapove, klizače i postolja, tj. nepomične članove, kao osnovne dijelove za opisivanje mehanizama. Slika 6. prikazuje pojednostavljenu shemu nekog mehanizma s navedenim dijelovima.



Slika 6. Shematski prikaz osnovnih dijelova mehanizma

Iz navedene slike može se vidjeti da oznaka broj 1 predstavlja postolje, brojevi 2 i 3 predstavljaju štapove, dok broj 4 predstavlja klizač. Spoj dva člana mehanizma koji omogućuje njihovo međusobno relativno gibanje naziva se kinematičkim parom. Kinematički parovi razlikuju se prema vrsti veze, odnosno koliko stupnjeva slobode gibanja im ta veza dopušta. Najmanji broj stupnjeva slobode gibanja može biti 1, dok najveći broj stupnjeva slobode gibanja kinematičkog para je 5. Slobodno kruto tijelo u prostoru ima 6 stupnjeva slobode gibanja, od toga se 3 komponente gibanja odnose na translaciju, a preostale 3 komponente odnose na rotaciju. Prema tome postoje dvije osnovne vrste veza kinematičkog para koje se ostvaruju pomoću zglobnih veza, prizmatična zglobna veza omogućuje klizanje, dok okretna veza omogućuje rotaciju. Te dvije vrste su prikazane na slici 7. Postoje i druge vrste veza kinematičkih parova, ali ako se uzme u obzir da se njihova gibanja također sastoje od određene vrste rotacije ili translacije, svrstat ćemo ih pod dvije navedene vrste.



Slika 7. Okretna i prizmatična zglobna veza

Mehanizam se dobije iz kinematičkog lanca, koji je opisan kao sistem tijela međusobno povezanih kinematičkih parova, na način da se jedan od članova kinematičkog lanca učini nepomičnim. Nadalje, još jedna karakteristika kojom se opisuju mehanizmi je stupanj pokretljivosti. Pod navedenim se podrazumijeva broj stupnjeva slobode pokretnih članova u odnosu na nepokretni član, tj. postolje. Broj stupnjeva slobode gibanja mehanizama zavisi o broju članova mehanizma te o broju i stupnjevima slobode gibanja kinematičkih parova. Ako mehanizam ima n članova, uključujući nepokretni član, učvršćivanjem jednog člana broj pokretnih članova postaje $n-1$. Broj kinematičkih parova označuje se sa k , a broj veza pojedinog kinematičkog para sa f_i .

Tada je ukupni broj veza:

$$v = \sum_{j=1}^k f_j \quad (1)$$

Broj stupnjeva slobode prostornog mehanizma koji se sastoji od n međusobno povezanih članova je:

$$w = 6(n - 1) - \sum_{j=1}^k f_j \quad (2)$$

$$w = 6(n - 1) - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 \quad (3)$$

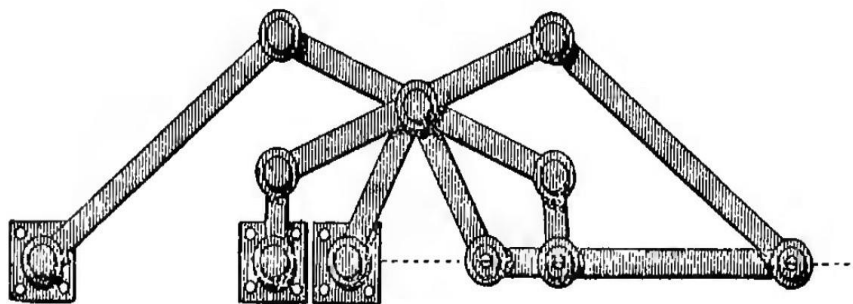
Broj stupnjeva slobode ravninskog mehanizma je:

$$w = 3(n - 1) - 2p_1 - p_2 \quad (4)$$

Kod ravninskih mehanizama će svaki član i svaki kinematički par imati 3 vanjske veze, pa iz tog razloga mogu postojati samo kinematički parovi sa jednim i dva stupnja slobode gibanja.

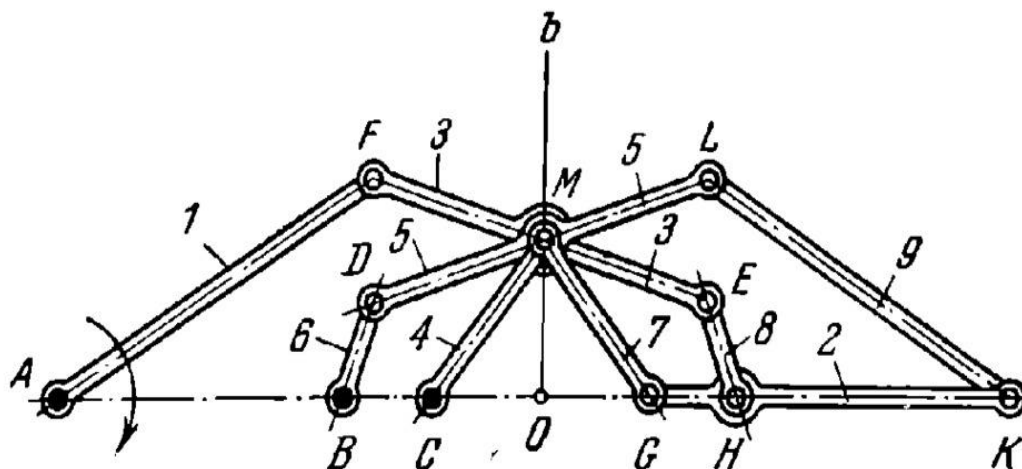
2.2. Zadani mehanizam

Kempeov mehanizam na kojem će se bazirati horizontalni pomak platforme prikazan je na slici 8.



Slika 8. Kempeov mehanizam

Predstavljen je kao mehanizam za pravocrtno gibanje krutog tijela, gdje se horizontalni član ponaša kao stap koji prolazi kroz ravnu cijev. Kempe je ovaj mehanizam predvidio kao nosivi dio platforme pokretnog mosta. Geometrijske karakteristike sa oznakama svih štapova i zglobova prikazane su na slici 9.



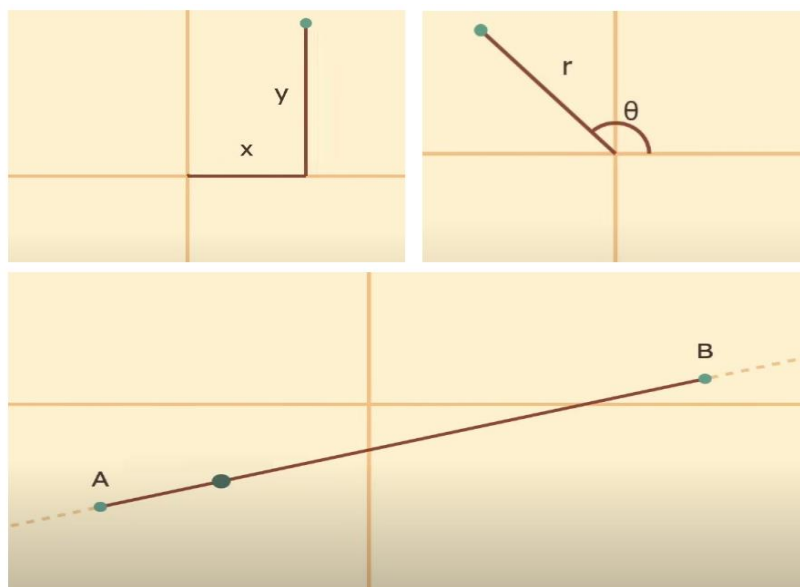
Slika 9. Geometrijske karakteristike mehanizma

Prema prikazanoj slici mogu se prepoznati sljedeći uvjeti:

$$\overline{AF} = \overline{AC} = \overline{KL} = \overline{KG}; \overline{MF} = \overline{MC} = \overline{ME} = \overline{ML} = \overline{MD}; \overline{BD} = \overline{BC} = \overline{GH} = \overline{HE}$$

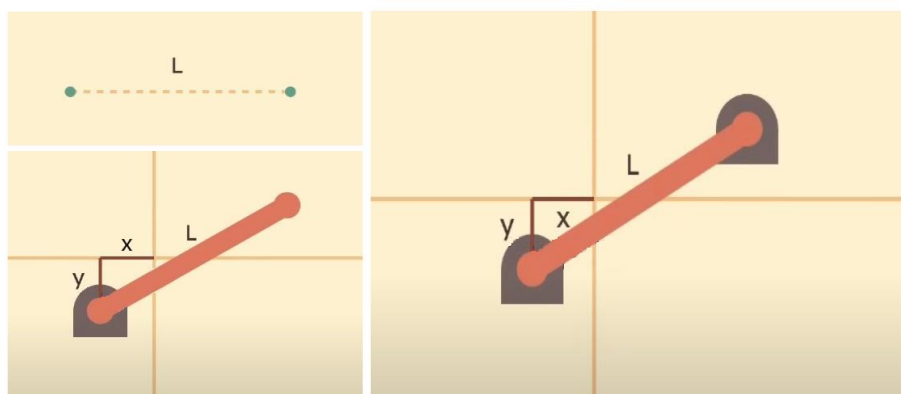
Dijelovi mehanizma AFMC, BDMC, MLKG i MEHG su romboidni mehanizmi. Zglobovi označeni slovima A, B, C, G, H i K leže na ravnoj liniji koja se poklapa se osi - *a*. Os - *b* je okomita na os - *a* i prolazi kroz zglob M te istovremeno predstavlja liniju simetrije između lijevog i desnog dijela mehanizma. Član mehanizma 1 rotira oko zgloba A te je preko zgloba F povezan sa članom 3. Član broj 6 rotira oko zgloba B i on je preko zgloba D povezan sa članom 5. Član 4 rotira oko zgloba C i sa zglobovom M je povezan na član 3. Članovi 3, 4 i 7 međusobno su povezani pomoću zgloba M te preko zglobova E, L i G vežu članove 8, 9 i 2. Član broj 2 je povezan sa zglobovom K i H na članove 9 i 8. Kada se pogonski član 1 zakrene oko zgloba A, tada horizontalni član 2 izvodi pravolinijski pomak uzduž osi - *a*. Zglobovi A, B i C su nepomični, tj. imaju ulogu postolja te su iz tog razloga označeni crnom bojom, dok su ostali zglobovi bijele boje. Također, predviđeno je da je član broj 1 pogonski član te da se njegovim zakretanjem oko zgloba A određuje ponašanje ostatka mehanizma. Članovi mehanizma većinom svoje kinematičke parove ostvaruju dvostrukom vezom, ali su prisutni i članovi sa trostrukom kinematskom vezom. S obzirom da se radi o ravninskom prikazu mehanizma, moguće je ostvariti jedan ili dvastupnja slobode gibanja.

Jedna točka u ravnini ima 2 stupnja slobode gibanja, jer je definirana koordinatama x i y osi. Također, ako je točka definirana pomoću udaljenosti od ishodišta i kutem između jedne od koordinata ta točka ima 2 stupnja slobode gibanja. Ako u ravnini postoji pravac, u tome slučaju bilo koja točka koja se nalazi na pravcu ili prati njegovu trajektoriju ima 1 stupanj slobode gibanja. Na slici 10. mogu se vidjeti prikazane prethodne tvrdnje.



Slika 10. Ravninsko definiranje stupnjeva slobode gibanja

Nadalje, dvije točke u ravnini imaju 4 stupnja slobode gibanja, ali ako se te dvije točke povežu i odredi im se međusobna udaljenost, onda se gubi jedan stupanj slobode gibanja. Naposljetku, učvršćivanjem jedne od dvije povezane točke dobija se član koji ima 1 stupanj slobode gibanja te on ima ulogu štapa koji sačinjava mehanizam. Kada i druga točka postane nepomična mehanizam nema stupnjeva slobode.



Slika 11. Mehanizam bez stupnjeva slobode gibanja

Zadani mehanizam prema slici 8. ima jedan stupanj slobode gibanja. Kako su zglobovi A, B i E nepomični te član broj 2 izvodi translacijsko gibanje, sve točke na osi - a definirane su isključivo sa koordinatom te osi što govori da mehanizam ima jedan stupanj slobode gibanja.

Tablica 2. Dimenzijska ovisnost članova mehanizma

Broj člana	Dužina točaka člana	Ovisnost varijable a
1	\overline{AF}	a
2	$\overline{GH} + \overline{HK}$	$0,25a + 0,75a$
3	$\overline{FM} + \overline{ME}$	$0,5a + 0,5a$
4	\overline{MC}	$0,5a$
5	$\overline{DM} + \overline{ML}$	$0,5a + 0,5a$
6	\overline{BD}	$0,25a$
7	\overline{MG}	$0,5a$
8	\overline{HE}	$0,25a$
9	\overline{KL}	a
	$\overline{AB} + \overline{BC}$	$0,75a + 0,25a$

Tablica 2. objašnjava kako svi članovi označeni na slici 9. ovise o istoj varijabli a . Naime, određivanjem navedene varijable, odmah se definiraju veličine cijelog mehanizma. Obzirom da je predloženi mehanizam simetričan s obzirom na os - b dovoljno je određivanjem vrijednosti članova 1, 3, 4, 5 i 6 definirati čitav mehanizam.

Mehanizam sastavljen od međusobno povezanih čvrstih tijela dijeli se na:

- Mehanizam s nižim kinematičkim parovima
- Mehanizam s višim kinematičkim parovima

Zadani mehanizam pripada skupini mehanizama s nižim kinematičkim parovima te se oni još nazivaju i štapni mehanizmi. Najčešći mehanizam s nižim kinematičkim parovima je zglobni četverokut i njegov sastav sačinjavaju četiri člana. Jedan član je nepomičan, druga dva člana rotiraju oko nepomične osi, a treći član povezuje rotirajuće članove te se iz tog razloga naziva sprežni član. Kao što je prije spomenuto, mehanizam prikazan na slici 9. sačinjen je od četiri međusobno povezana četverokuta koji odgovaraju navedenim tvrdnjama. Osnovni zadatak mehanizma je pretvorba gibanja pogonskog člana u gibanje radnog, a jedna od mogućih pretvorbi rotacijskog gibanja pogonskog člana mehanizma s jednim stupnjem slobode gibanja je translatorno gibanje radnog člana, koji je u ovom slučaju platforma. Nakon provođenja dinamičke analize pod utjecajem sila koje djeluju na mehanizam te masa i momenata tromosti članova mehanizma, određuje se zakon promjene koordinata uslijed djelovanja pomaka.

Odnos broja članova mehanizma i broja kinematičkih parova kod ravninskih mehanizama s jednim stupnjem slobode gibanja može se analizirati pomoću jednadžne (5). Gdje je:

- n – ukupni broj članova mehanizma
- p_1 – broj kinematičkih parova s jednim stupnjem slobode gibanja
- p_2 – broj kinematičkih parova s dva stupnja slobode gibanja

Kod mehanizma s jednim stupnjem slobode gibanja, $w = 1$ te jednadžba glasi:

$$3(n - 1) - 2p_1 - p_2 - 1 = 0 \quad (5)$$

Ukoliko mehanizam sadrži samo kinematičke parove s jednim stupnjem slobode, tj. $p_2 = 0$, jednadžba glasi:

$$3(n - 1) - 2p_1 - 1 = 0 \rightarrow p_1 = \frac{3}{2}n - 2 \quad (6)$$

No, obzirom da zadani mehanizam koji je tip mehanizma s jednim stupnjem slobode gibanja, ima samo jedan viši kinematički par, $p_2 = 1$, dolazi se do izraza:

$$p_1 = \frac{3n - 5}{2} \quad (7)$$

te prema tome ukupni broj članova mehanizma, zajedno sa postoljm, mora biti neparan. Uvrštavanjem u prethodno napisanu jednadžbu broj članova $n = 9$, dobiva se p_1 koji predstavlja broj kinematičkih parova prvog reda u vrijednosti 11, što odgovara broju zglobova zadanog mehanizma. Tablica 3. podupire dobivene vrijednosti.

Tablica 3. Prikaz ovisnosti broja kinematičkih parova o ukupnom broju članova

Ukupni broj članova mehanizma n	3	4	5	6	7	8	9	10
Broj kinematičkih parova 1 reda p_1	2	4	5	7	8	10	11	13
Broj kinematičkih parova 2 reda p_2	1	0	1	0	1	0	1	0

3. ODABIR KONCEPTA RADA PLATFORME SA HORIZONTALNIM POMAKOM

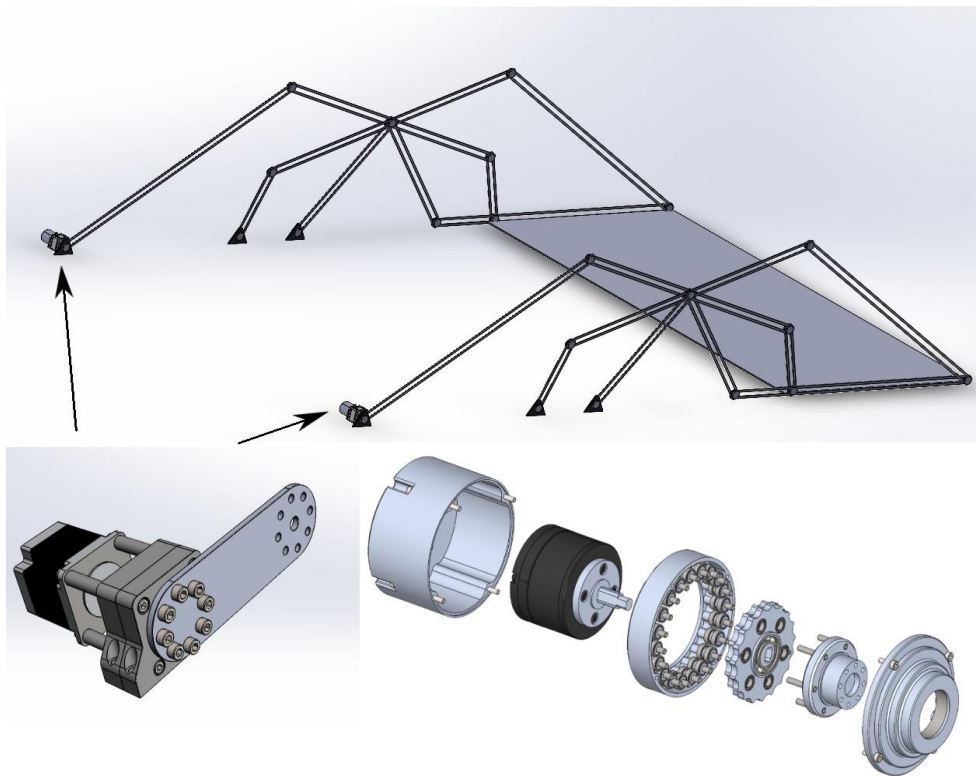
3.1. Prijedlog konceptata

Prvi kocept koji će se uzeti u obzir je pokretanje platforme elektromotor pomoću cikloidnog prijenosnika. Ovaj prijenosnik pripada vrsti prijenosnika sa smanjenom zračnošću te je njegova glavna karakteristika ta što zubi nisu evolventni nego cikloidni. Okretanjem ekscentra planetarno kolo se valja po unutarnjem obodu vijenca s valjcima te istovremeno vrši dva gibanja. Prvo gibanje planetarnog kola je okretanje oko osi pogonskog vratila u smjeru njegove vrtnje, dok se drugo gibanje odnosi na okretanje oko vlastite osi suprotno smjeru gibanja pogonskog vratila. Suma tih dvaju gibanja daje krivulju koja se naziva cikloida. Zubi na planetarnom kolu zahvaćaju vodeće valjke jednog po jednog, zbog čega se ono okreće u suprotnom smjeru te s manjom brzinom vrtnje od pogonskog vratila. Svaki puni okret pogonskog vratila okreće planetarno kolo za jedan zub unatrag. Planetarno kolo ima zube cikloidnog oblika, dok su zubi vijenca valjci za vođenje. Izvedba ove vrste prijenosnika s dva, odnosno tri planetarna kola omogućava uravnoteženje masa, izradu manjeg prijenosnika te smanjenje opterećenja na zaticima jer se njihov broj dvostruko odnosno trostruko povećava. Prednosti koje povlači korištenje cikloidnog prijenosnika su:

- Veliki prijenosni omjer po jednom stupnju
- Visok stupanj korisnog djelovanja
- Manji moment tromosti mase
- Mogućnost kratkotrajnog preopterećenja
- Dug životni vijek i jednostavno održavanje
- Osno simetričan oblik prijenosnika

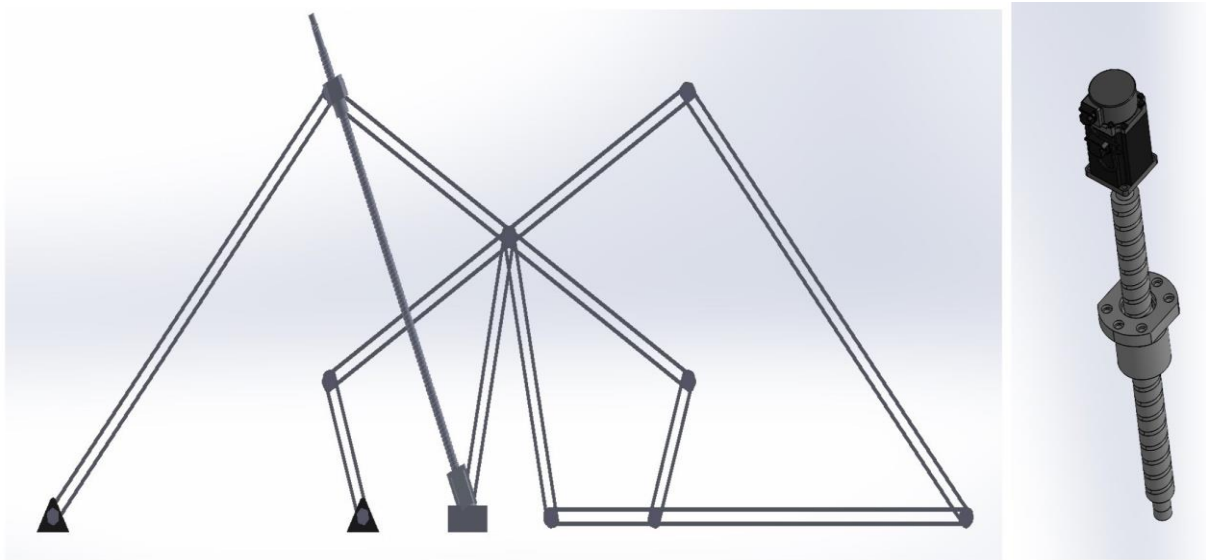
Nedostaci cikloidnog prijenosnika:

- Otežana izrada ozubljenja
- Otežana izrada ekscentra
- Otežana montaža
- Kontrola mjernih veličina
- Nemogućnost primjene pri manjim prijenosnim omjerima



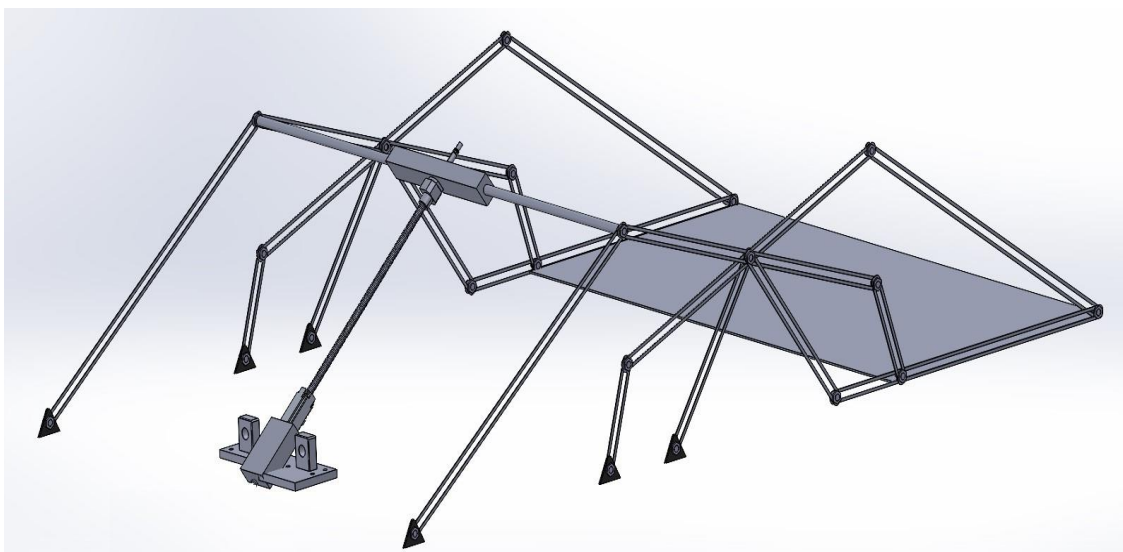
Slika 12. Prvi koncept

Druga mogućnost izgleda koncepta odnosi se na pokretanje platforme elektromotorom gdje će se prijenos ostvarivati pomoću navojnog vretena. Vretena predstavljaju vijke s pomoću kojih se okretno gibanje pretvara u uzdužno te su najčešće trapeznog navoja. Jedna od bitnih karakteristika trapeznog navoja je samokočnost, što znači da bez djelovanja momenta u suprotnom smjeru vreteno ostaje mirovati. Nadalje, postavljanjem elektromotora na mjesto oslonca C te nepomične navojne matice na čvor F ostvaruje se odnos u kojem će trapezno vreteno moći prolaziti kroz maticu i na taj način pomicati čitav mehanizam. Prednost ovakvog postavljanja pogonskih članova je u tome što se točke F i C mogu postaviti u geometrijski odnos kojim će biti definirana njihova veza u svakom trenutku rada mehanizma. Također, poznavanjem koliki radni hod platforma mora obaviti može se odrediti duljina vretena. Ovaj koncept zahtjeva da se koriste dva elektromotora i dva navojna vretena s maticom jer će svaka strana mehanizma imati zaseban pogon.



Slika 13. Drugi koncept

Treći koncept zasniva se na pogonu platforme elektromotorom gdje se obje strane mehanizma pokreću istovremeno. Trapezno navojno vreteno pomicalo bi poprečni nosač koji povezuje dvije strane mehanizma i na taj način ostvarilo pokretanje platforme. Kod ove vrste koncepta, uzima se u obzir pokretanje cjelokupnog mehanizma s jednim pogonom, kojim bi se olakšala konstrukcija mehanizma, ali bi se više utjecajnih stvari uzimalo u obzir.



Slika 14. Treći koncept

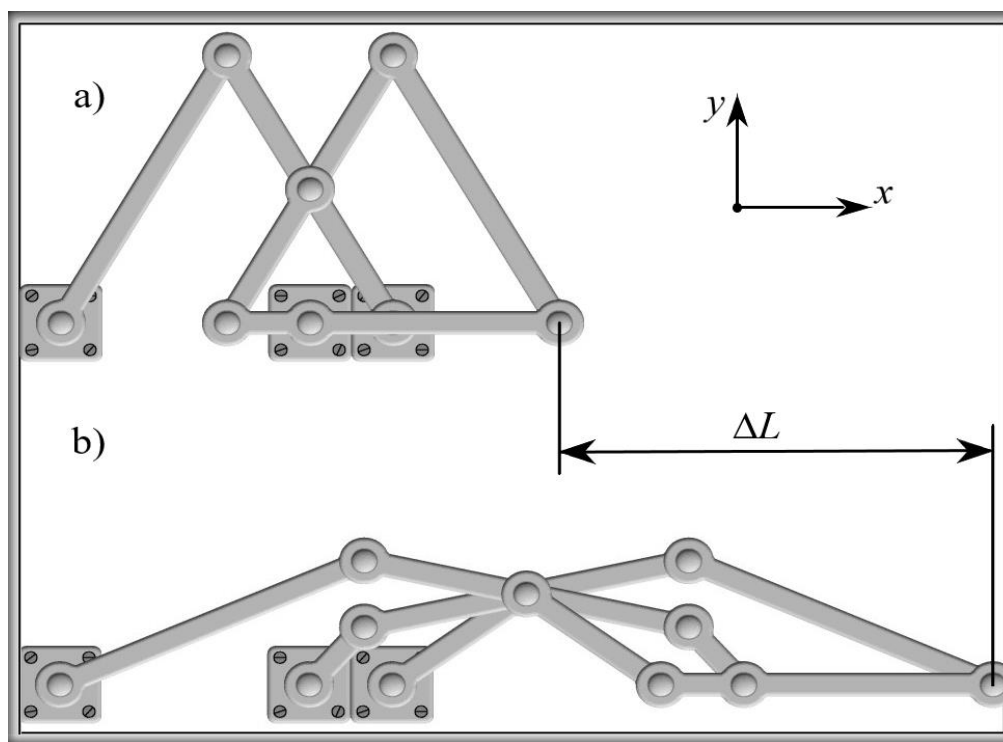
3.2. Odabir koncepta

Za konačni koncept koji će se izrađivati, odabire se drugi koncept. Ovaj koncept omogućava maksimalno iskorištavanje svih geometrijskih značajki koje su vezane za mehanizam te kojima je isti definiran. Duljine stranica i kutevi među stranicama unaprijed mogu odrediti komponente koje će se dodavati na sam mehanizam. Nadalje, pogonski dio mehanizma i prostor oko mehanizma daju najveću širinu manipulacije komponentama za konstruiranje. Unutrašnjost između dvije strane mehanizma koje pokreću platformu, prema ovom konceptu, bi ostala slobodna. To može uvelike pridonijeti korištenju raznovrsnog tereta i njegovim dimenzijama, bez vođenja previše brige hoće li neki konstrukcijski dio smetati. Potrebno je razmišljati i kako će se jednom izrađeni mehanizam moći koristiti za više vrsta poslova, što znači da se višestruka namjena također gleda kao jedan od uvjeta. Pogon mehanizma montirat će se sa vanjske strane čime se dobiva dodatni okolni prostor za korištenje. Svi navedeni razlozi odabrani koncept usmjeravaju kao najboljem izboru konstrukcijskog rješenja.

4. PRORAČUN MAHANIZMA ZA POMAK

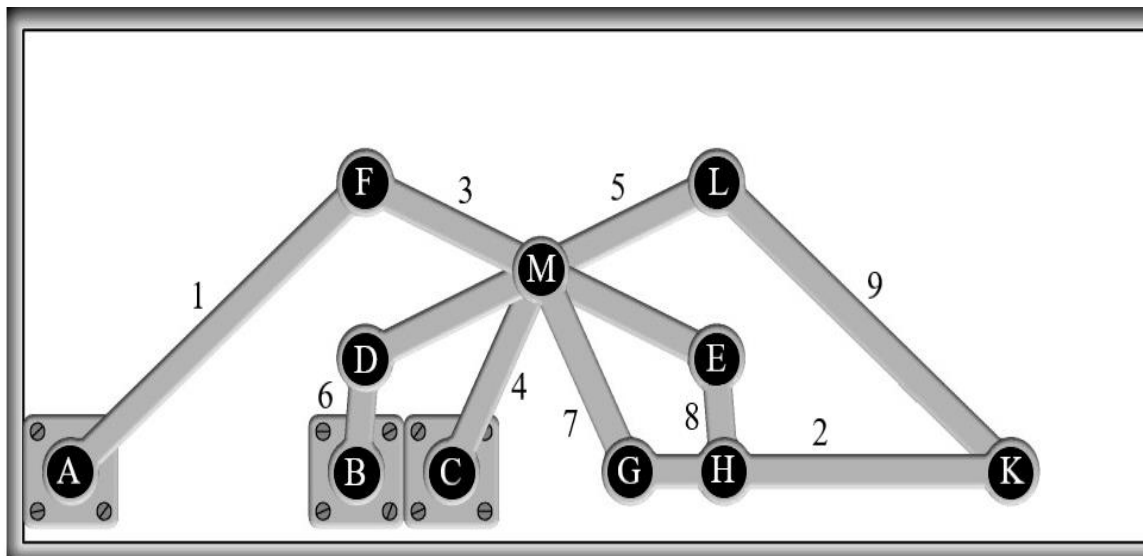
4.1. Kinematska analiza

Uzimanjem u obzir geometrijskih odnosa prikazanih na slici 9. i objašnjenih tablicom 2. te zadanih vrijednosti pomaka platforme i njenih dimenzija, dolazi se do zaključka o vrijednosti varijable a koja predstavlja duljinu štapa mehanizma. Daljnjim postavljanjem zahtjeva o načinu gibanja mehanizma, odredit će se početni položaj iz kojeg će mehanizam započinjati pomicanje platforme. S obzirom na to da je mehanizam sastavljen od niza zglobno povezanih štapova te pomicanje jednog štapa utječe na sve ostale, tada je glavni zadatak ostvarivanje što veće pokretljivosti, tj. ispruženosti štapova mehanizma. Ostvarivanjem dovoljne ispruženosti štapova ispunjava se potreban princip rada, a ujedno i njegova funkcija horizontalnog pomicanja platforme. Potrebno je naglasiti da mehanizam pomicanjem u pozitivnom smjeru osi x ostvaruje izvlačenje iz početnog položaja, dok pomicanjem u negativnom smjeru osi x ostvaruje uvlačenje iz krajnjeg položaja. Prema slici 15. pozicija a) predstavlja početni položaj, dok pozicija b) predstavlja krajnji položaj. Razlika između dva navedena položaja označuje najveći pomak platforme koji prema zadatku iznosi $\Delta L = 1,5$ m. Platforma koja će se postaviti na mehanizam sadrži dimenzije od 1 m širine i 2 m duljine.



Slika 15. Prikaz ukupnog pomaka mehanizma

Prema slici 9. napravljen je shematski prikaz istog mehanizma kako bi se поблиže mogao objasniti daljnji postupak kinematičke analize. Shematski prikaz može se vidjeti na slici 16. Sve oznake zglobova i štapova odgovaraju slici 9.



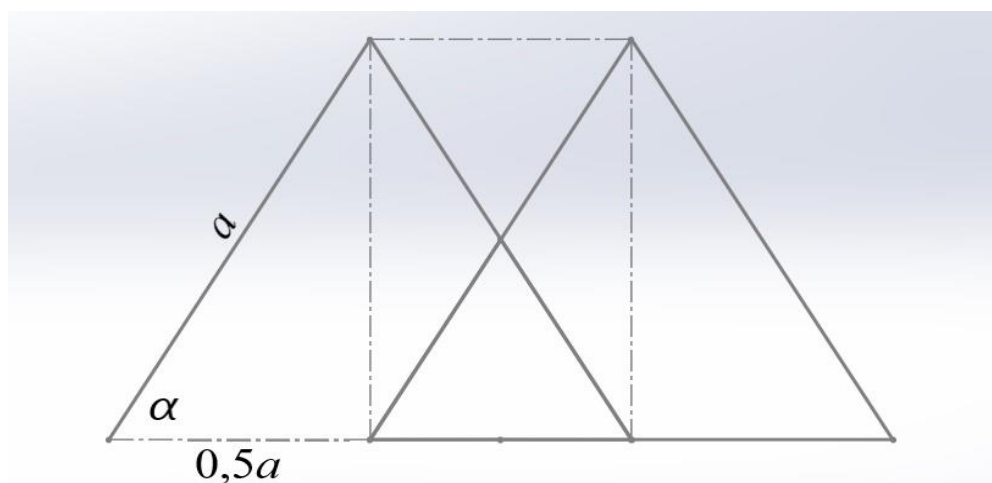
Slika 16. Oznake štapova i čvorova mehanizma

Kako su pomoću tablice 2. već objašnjeni geometrijski odnosi duljine štapova, sada će se prikazati postupak odabira vrijednosti varijable a . Vrijednost za a određuje se između iznosa 1 m i 1,5 m. Ove vrijednosti su se uzele zbog poznatih iznosa pomaka platforme i dimenzija iste. Ukoliko bi se varijabli a pridodala vrijednost 1 m, tada se ne bi mogao ispuniti uvjet potrebnog pomaka ΔL . Naime, pomicanjem platforme iz početnog položaja te prolaskom zadane vrijednosti pomaka ΔL , u krajnjem položaju mehanizam postiže potpunu ispruženost. Isto se predstavlja kao poklapanje svih članova mehanizma sa x -osi. Uzimanjem druge vrijednosti varijable a u iznosu od 1,5 m ne dolazi do potpune ispruženosti mehanizma i zadani pomak je moguće izvesti. Nedostatak koji se pri tome javlja je to što mehanizam u potpunosti ne ispunjava svoju funkciju. Naime, što su dimenzije varijable a veće to je za ostvarivanje zadanog pomaka ΔL potrebno manje kretanje mehanizma, tj. mehanizam će se manje izvući u smjeru osi x . Uzimanjem srednje vrijednosti od 1,25 m za varijablu a zadovoljit će se oba zahtjeva koja se odnose na izvlačenje i nemogućnost potpune ispruženosti mehanizma. Ovim odabirom ostalo se u približnim mjerama koje su unaprijed zadane i na taj način će se moći lakše pretpostaviti određene varijante pomaka. Tablica 4. je ispunjena sa konkretnim vrijednostima duljina članova koji ovise o vrijednosti varijable a te sama predstavlja proširenu verziju tablice 2.

Tablica 4. Duljine svih članova mehanizma

Broj člana	Dužina točaka člana	Ovisnost varijable a	Duljina članova [m]
1	\overline{AF}	a	1,25
2	$\overline{GH} + \overline{HK}$	$0,25a + 0,75a$	$0,3125 + 0,9375$
3	$\overline{FM} + \overline{ME}$	$0,5a + 0,5a$	$0,625 + 0,625$
4	\overline{MC}	$0,5a$	$0,625$
5	$\overline{DM} + \overline{ML}$	$0,5a + 0,5a$	$0,625 + 0,625$
6	\overline{BD}	$0,25a$	$0,3125$
7	\overline{MG}	$0,5a$	$0,625$
8	\overline{HE}	$0,25a$	$0,3125$
9	\overline{KL}	a	1,25
	$\overline{AB} + \overline{BC}$	$0,75a + 0,25a$	$0,9375 + 0,3125$

Početni položaj mehanizma u pojednostavljenoj verziji može se vidjeti zasebno prikazan na slici 17. Ovaj položaj je odabran kao početni prvenstveno iz razloga, što neovisno od upotrebe ovog mehanizma i dimenzija koje mu se dodjeljuju, u prikazanom položaju će uvijek vladati jednaki odnosi.



Slika 17. Početni položaj mehanizma

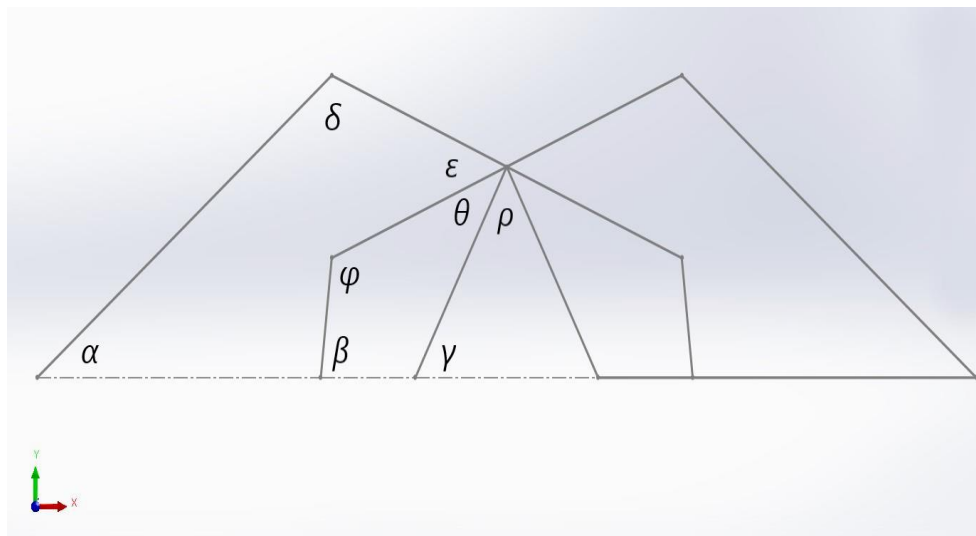
Pomoću trigonometrijskih funkcija i Pitagorinog poučka dolaziti će se do potrebnih vrijednosti kuteva i duljina stranica, kroz čitav rad. Prema tome, kut α će se izračunati prema sljedećem:

$$\cos \alpha = \frac{0,5a}{a} \quad (8)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{0,5a}{a} = \cos^{-1} 0,5 \quad (9)$$

$$\alpha = 60^\circ \quad (10)$$

Dobivena vrijednost kuta će biti polazna točka za provođenje daljnjeg proračuna mehanizma.



Slika 18. Geometrijske značajke kuteva

Kako bi se moglo pratiti ponašanje mehanizma uslijed promjene kuta α , napraviti će se ovisnost ostalih 7 kuteva o glavnom kutu. Idući izrazi će definirati potrebne ovisnosti:

$$\rho = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (11)$$

$$\epsilon = 2 \cdot \gamma - 2 \cdot \alpha \quad (12)$$

$$\gamma = 180 - \varphi \quad (13)$$

$$\beta = 360 - \alpha - 2 \cdot \varphi \quad (14)$$

$$\vartheta = \alpha \quad (15)$$

$$\delta = \varphi \quad (16)$$

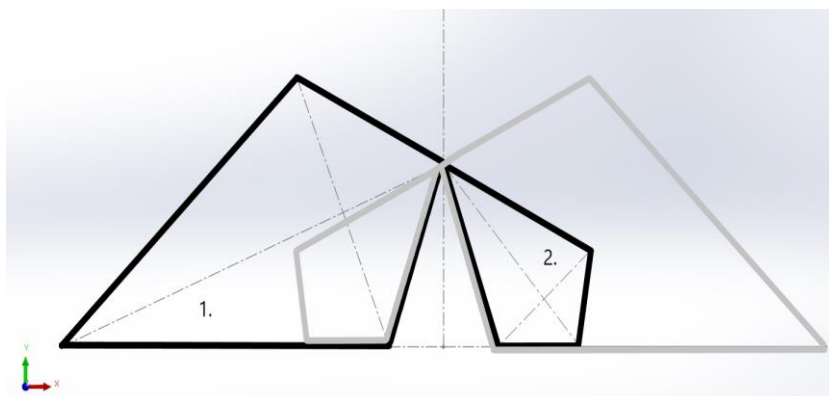
Pomoću navedenih 6 jednadžbi su definirani svi kutevi osim kuta $\delta = \varphi$, a taj će se kut definirati pomoću sljedećih izraza koji su izvedeni pomoću slike 19 i slike 20.

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{x}{a} \rightarrow x = a \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (17)$$

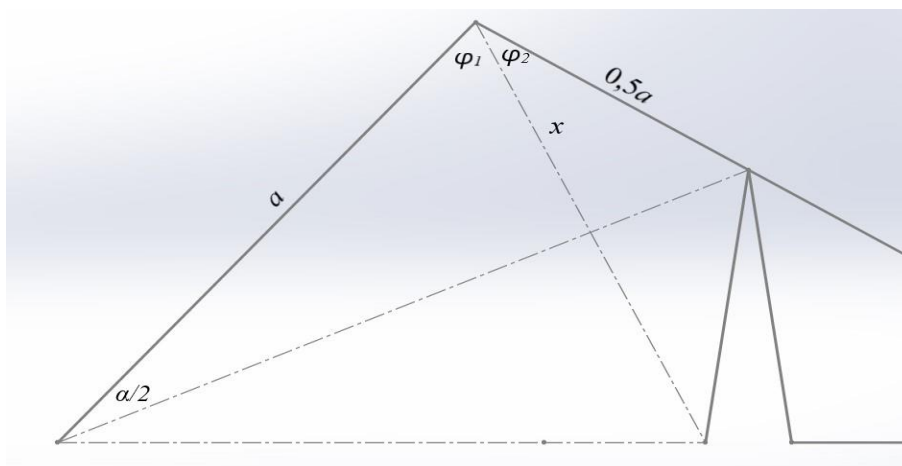
$$\delta_1 = 180 - \frac{\alpha}{2} - 90 \quad (18)$$

$$\delta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{x}{0,5a} \right) \quad (19)$$

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad (20)$$

Slika 19. Definiranje odnosa za kut δ

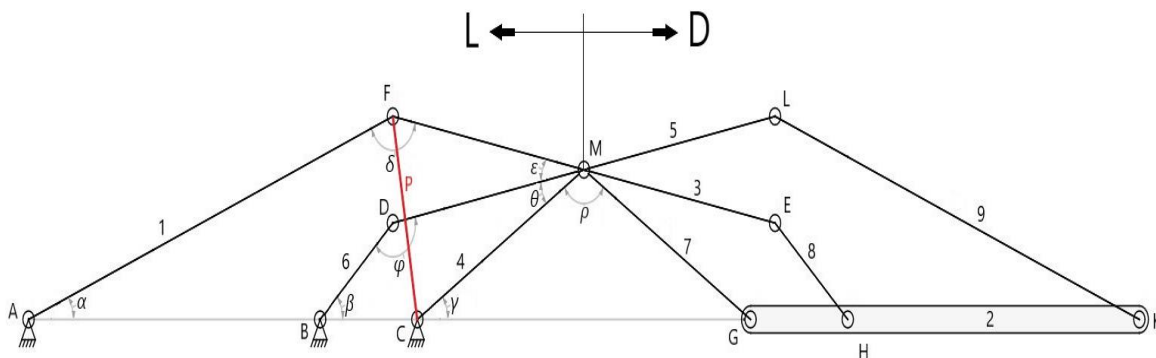
Za određivanje kuta φ može se odabrati bilo koji od dva dijela označena na slici 19. brojevima 1 i 2. S obzirom da je mehanizam simetričan, lijevi i desni dio skice su identični te su se zbog preglednosti koristile dvije boje za lakše raspoznavanje oblika svake strane. Potrebno je istaknuti da vanjski oblik crne boje i unutarnji oblik sive boje, na lijevoj strani, imaju jednake karakteristike, tj. pri izvođenju potrebnih jednadžbi svejedno je koji će se oblik koristiti. Detaljniji prikaz za određivanje željenog kuta može se vidjeti na slici 20. Zbog preglednosti se unutarnji dio dijela broj 1 maknuo.

Slika 20. Podjela kuta δ na dva dijela

Napravljenim postupkom dolazi se do dva podatka koji su ključni za nastavak ispitivanja zadanog mehanizma. Parametar a u iznosu od 1,25 m i kuta α od 60° koji označava početni položaj iz kojeg započinje kretanje mehanizma. Sa tim podacima se pomoću SolidWorks programa izradila skica pomoću koje se došlo do podatka o vrijednosti kuta α u krajnjem položaju platforme kada napravi pomak od $\Delta L = 1,5$ m. Kut α u krajnjem položaju iznosi $29,63^\circ$.

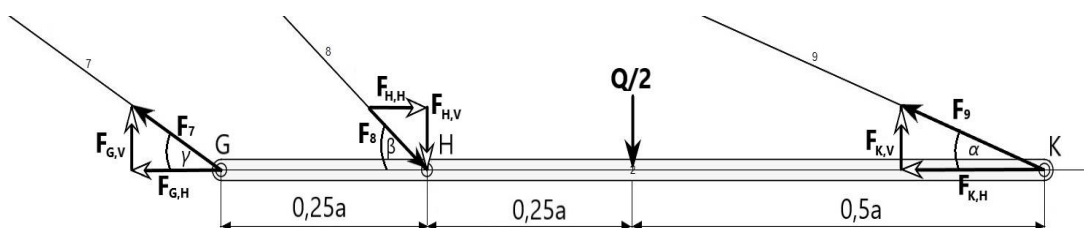
4.2. Inicijalni proračun sila u štapovima

Pomoću programa Linkages napravila se skica mehanizma te će se iz nje postaviti sile u štapovima. Radi lakšeg postavljanja jednadžbi, mehanizam će se podijeliti na lijevi i desni dio, gledajuću od središnje točke M. Platforma 2, štapovi 9, 8 i 7 te dijelovi štapova 3 i 5 koji se spajaju u čvoru L, odnosno E, pripadaju desnoj strani mehanizma.



Slika 21. Linkages skica

Prvi dio koji će se osloboditi veza i postaviti ravnoteža sila je član broj 2, koji predstavlja platformu. Slika 22. prikazuje ovu tvrdnju.



Slika 22. Reakcije na platformi

Korištenjem jednadžbi ravnoteže momenata oko čvora H, ravnoteže sile u horizontalnom smjeru i ravnoteže sile u vertikalnom smjeru dolazi se do vrijednosti sila F_9 , F_7 i F_8 .

$$\sum M_H = 0 \quad (21)$$

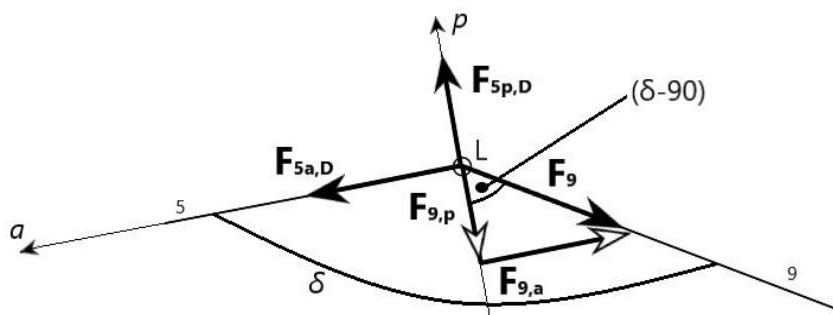
$$\sum M_H = F_{K,V} \cdot 0,75a - Q_T \cdot 0,25a - F_{G,V} \cdot 0,25a = 0 \quad (22)$$

$$\sum F_V = 0 \quad (23)$$

$$\sum F_V = F_{K,V} + F_{G,V} - Q_T - F_{H,V} = 0 \quad (24)$$

$$\sum F_H = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_H = F_{H,H} - F_{K,H} - F_{G,H} = 0 \quad (26)$$

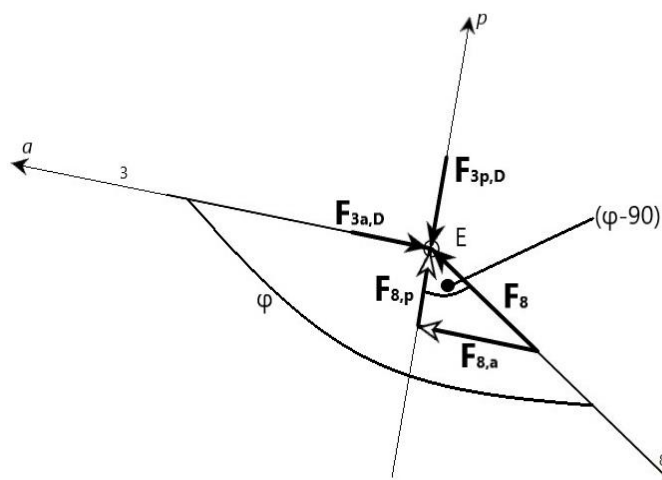


Slika 23. Čvor L

Sila u desnom dijelu štapa broj 5, određuje se postavljanjem jednadžbi ravnoteže vezane za čvor L. Sile koje djeluju na štap 5 podijelit će se na aksijalnu silu koja prolazi kroz štap te poprečnu silu koja djeluje okomito na štap. Navedene sile izračunavaju se uslijed djelovanja aksijalne sile štapa 9.

$$F_{5a,D} = F_9 \cdot \sin(\delta - 90) \quad (27)$$

$$F_{5p,D} = F_9 \cdot \cos(\delta - 90) \quad (28)$$



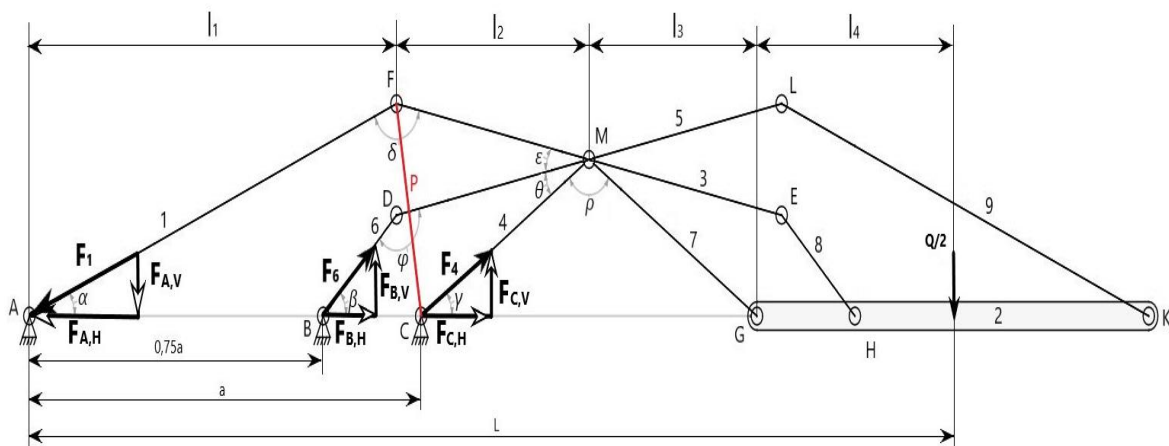
Slika 24. Čvor E

Sila u desnom dijelu štapa broj 3, određuje se postavljanjem jednadžbi ravnoteže vezane za čvor E. Sile koje djeluju na štap 3 podijelit će se na aksijalnu silu koja prolazi kroz štap te poprečnu silu koja djeluje okomito na štap. Ove sile nastaju djelovanjem aksijalne sile štapa broj 8.

$$F_{3a,D} = F_8 \cdot \sin(\varphi - 90) \quad (30)$$

$$F_{3p,D} = F_8 \cdot \cos(\varphi - 90) \quad (31)$$

Lijeva strana mehanizma odnosi se na nepomične oslonce A, B i C, štapove 4, 6 i 1 te dijelove štapova 3 i 5 koji se spajaju u čvorovima F, odnosno D. Također pogonska sila ostvarena pokretanjem vretena prikazana je kao dodatni štap crvene boje, oznake P.



Slika 25. Solidifikacija

Postupkom solidifikacije, gdje se cjelokupni mehanizam promatra kao kruta cjelina, dolazi se do vrijednosti reakcija u osloncima A, B i C. Navedeni postupak je prikazan na slici 25. Za postavljanje ravnoteže momenata oko točke B, potrebno je odrediti krak L . Najveću ulogu pri određivanju kraka L postavlja kut γ koji prelaskom vrijednosti od 90° komponentu kraka l_3 čini negativnom.

$$L = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 \quad (32)$$

$$L = a \cdot \cos \alpha + 0,5 \cdot a \cdot \cos \frac{\varepsilon}{2} + a \cdot \cos \gamma + 0,5 \cdot a \quad (33)$$

$$\sum M_B = 0 \quad (34)$$

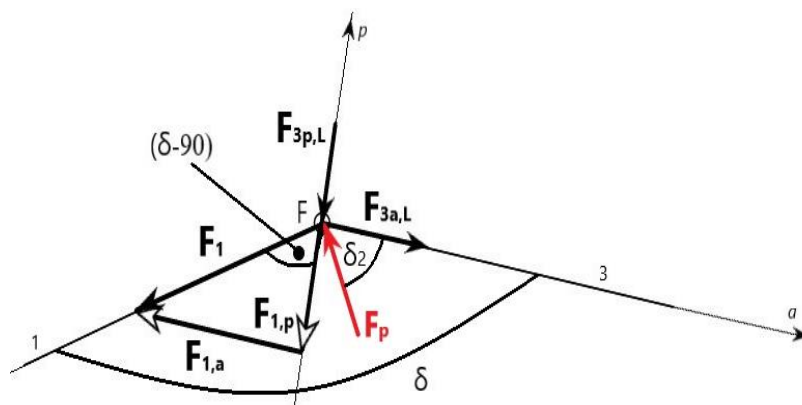
$$\sum M_B = F_{A,V} \cdot 0,75a - Q \cdot (L - 0,75 \cdot a) + F_{C,V} \cdot 0,25a = 0 \quad (35)$$

$$\sum F_V = 0 \quad (36)$$

$$\sum F_V = F_{B,V} + F_{C,V} - Q_T - F_{A,V} = 0 \quad (37)$$

$$\sum F_H = 0 \quad (38)$$

$$\sum F_H = F_{B,H} + F_{C,H} - F_{A,H} = 0 \quad (39)$$



Slika 26. Čvor F

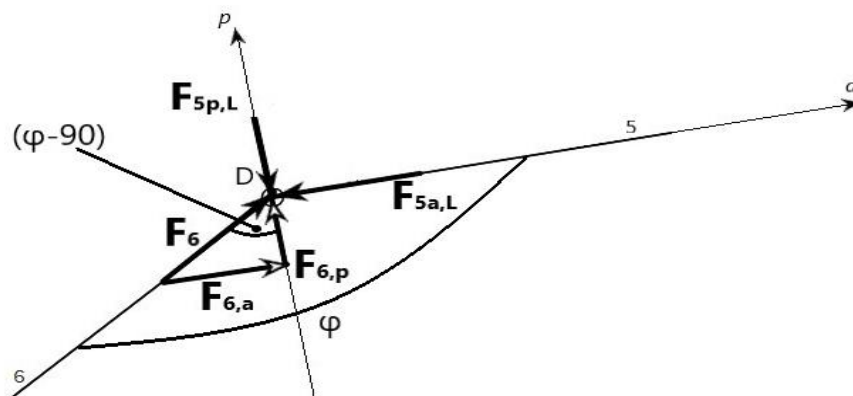
Sila u lijevom dijelu štapa broj 3, određuje se postavljanjem jednadžbi ravnoteže vezane za čvor F. Sile koje djeluju na štap 3 podijelit će se na aksijalnu silu koja prolazi kroz štap te poprečnu silu koja djeluje okomito na štap. Do izraza za određivanje navedenih sile dolazi se uslijed djelovanja aksijalne sile štapa 1. Isto tako, u obzir se uzima pogonska sila.

$$F_{3a,L} = F_{p,a} + F_{1,a} \quad (40)$$

$$F_{3p,L} = F_{p,p} - F_{1,p} \quad (41)$$

$$F_{p,p} = F_p \cdot \cos(90 - \delta_2); F_{p,a} = F_p \cdot \sin(90 - \delta_2) \quad (42)$$

$$F_{1,p} = F_1 \cdot \cos(\delta - 90); F_{1,a} = F_1 \cdot \sin(\delta - 90) \quad (43)$$



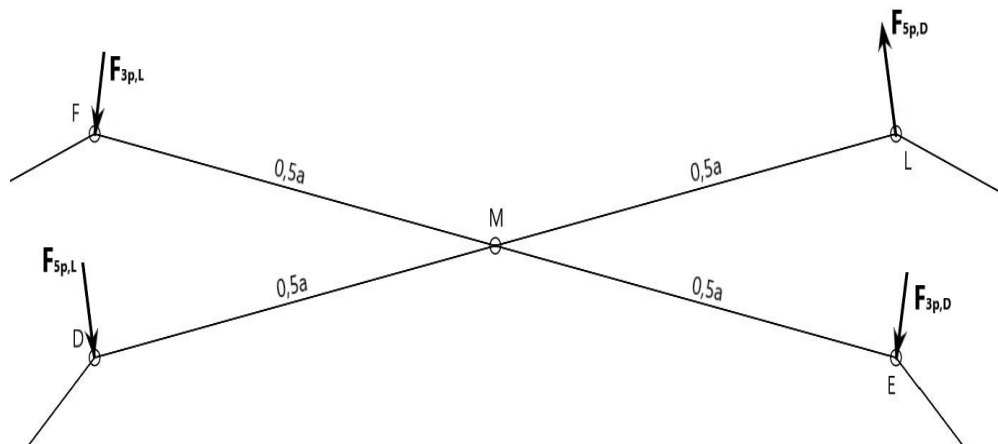
Slika 27. Čvor D

Sila u lijevom dijelu štapa broj 5, određuje se postavljanjem jednadžbi ravnoteže vezane za čvor D. Sile koje djeluju na štap 5 podijelit će se na aksijalnu silu koja prolazi kroz štap te poprečnu silu koja djeluje okomito na štap. Navedene sile nastaju pod utjecajem aksijalne sile štapa 6.

$$F_{5p,L} = F_{6,p} \quad (44)$$

$$F_{5a,L} = F_{6,a} \quad (45)$$

$$F_{6,p} = F_6 \cdot \cos(\varphi - 90); F_{6,a} = F_6 \cdot \sin(\varphi - 90) \quad (46)$$



Slika 28. Čvor M

Preko čvora M dolazi se do ravnoteže momenata kojima će se odrediti pogonska sila F_p . Poprečne sile koje okomito djeluju na štapove 3 i 5, nalaze se na istim udaljenostima od čvora M, što će pojednostaviti predočenu jednadžbu. Uvrštavanjem prethodno izvedenih jednadžbi za varijable $F_{3p,L}$, $F_{3p,D}$, $F_{5p,D}$ i $F_{5p,L}$, dolazi se do izraza koji će omogućiti izračunavanje komponente pogonske sile $F_{p,p}$. Daljnjim uvrštavanjem dobivene vrijednosti pogonske komponente, dobiva se izraz za dobivanje vrijednosti pogonske sile kojom se pokreće mehanizam.

$$\sum M_M = 0 \quad (47)$$

$$\sum M_M = F_{3p,L} \cdot 0,5a - F_{3p,D} \cdot 0,5a + F_{5p,D} \cdot 0,5a + F_{5p,L} \cdot 0,5a = 0 \quad (48)$$

$$\sum M_M = F_{3p,L} - F_{3p,D} + F_{5p,D} + F_{5p,L} = 0 \quad (49)$$

$$F_{3p,D} = F_{3p,L} + F_{5p,D} + F_{5p,L} \quad (50)$$

$$F_{3p,D} = F_{p,p} - F_{1,p} + F_{5p,D} + F_{5p,L} \quad (51)$$

$$F_{p,p} = F_{3p,D} + F_{1,p} - F_{5p,D} - F_{5p,L} \quad (52)$$

$$F_{p,p} = F_p \cdot \sin(\delta_2) \quad (53)$$

$$F_p = \frac{F_{p,p}}{\sin(\delta_2)} \quad (54)$$

Prethodno postavljenim jednadžbama se provodi proračun kako bi se pronašla pozicija u kojoj se javlja najveće djelovanje aksijalne sile u određenom štapu. Pomoću grafičkih i tabličnih vrijednosti prikazat će se ovisnost sile o kutu α . Također, uz pregled aksijalnih sila u svim štapovima u obzir će se uzet i pogonska sila. Vrijednosti kuta α prikazane su u tablici 5. Početni položaj definiran je kutem $\alpha = 60^\circ$, dok je krajnji položaj definiran sa $\alpha = 29,63^\circ$. Zbog mogućnosti postojanja lokalnih ekstrema, uzima se pomak od 5° kako bi se lakše moglo pratiti ponašanje sila.

Tablica 5. Veličine kuta α

Veličine kuta α [°]								
29	29,63	30	35	40	45	50	55	60

Dobivene vrijednosti aksijalnih sila prikazane su u tablici 7. Za izračunavanje vrijednosti svih sila u štapovima koristio se program iz Microsoft Office programskog paketa, Microsoft Excel. Postupak izračunavanje je započeo sa zadavanjem ulaznih varijabli. Prva ulazna veličina bila je veličina a kojom je definiram sustav štapova mehanizma. Sljedeća ulazna veličina je teret Q koji se postavlja na platformu, a obzirom da su za izvršavanje horizontalnog pomaka potrebna dva zadana mehanizma, proračun se provodio sa polovicom vrijednost tereta. Nadalje, treća ulazna veličina je kut α koji se mijenjao svakim novim ulaskom u proračun. Sve tri ulazne veličine nalaze se u tablici 6.

Tablica 6. Ulazne veličine proračuna

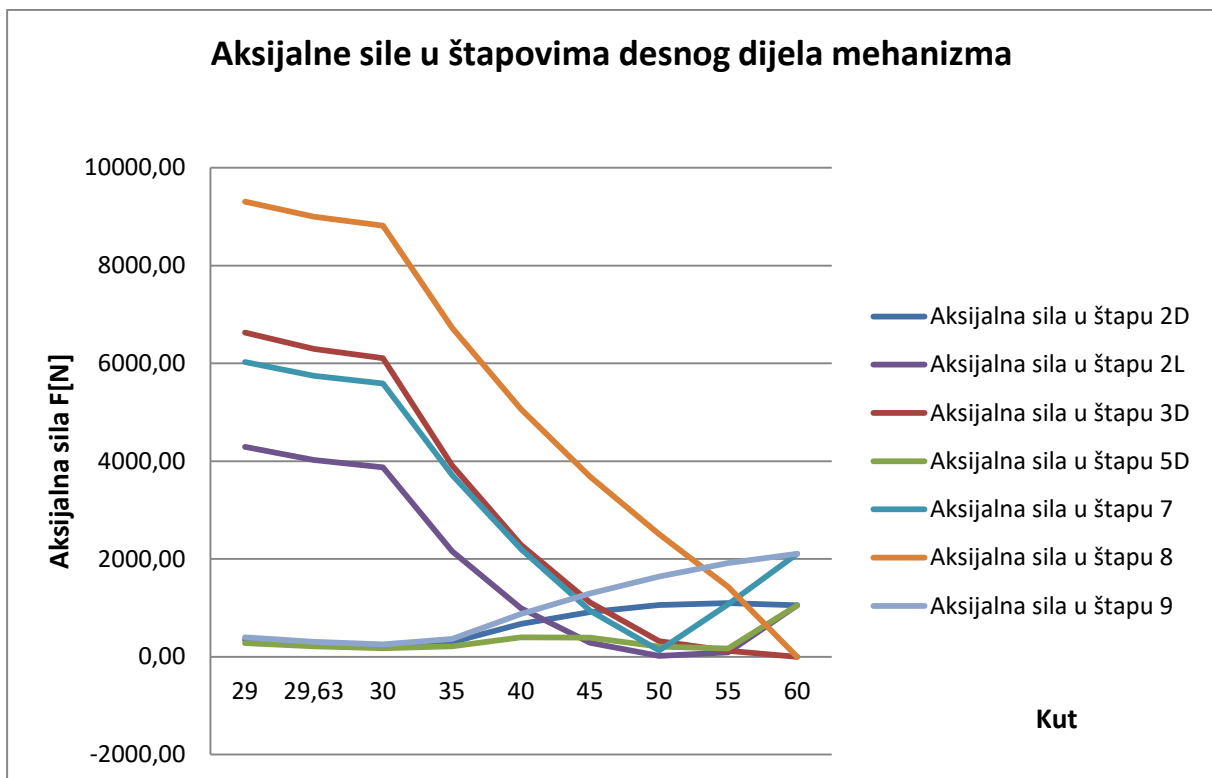
Teret Q [kg]	Duljina štapa [mm]	Kut α [°]
365	1250	$29^\circ \dots 60^\circ$

Gledajući rezultate aksijalnih sila po štapovima iz tablice 7. može se vidjeti kako najveću vrijednost postiže štap 3, lijevog dijela mehanizma, pod kutem α od $29,63^\circ$. Izdvojena vrijednost odgovara tezi da će u najispruženijem položaju, tj. kada platforma dosegne konačni pomak od $\Delta L = 1,5$ m, postojati štap koji će izložen djelovanju najveće aksijalne sile. Isti štap postiže najveće vrijednosti uzdužne sile za sve prikazane vrijednosti kuta α .

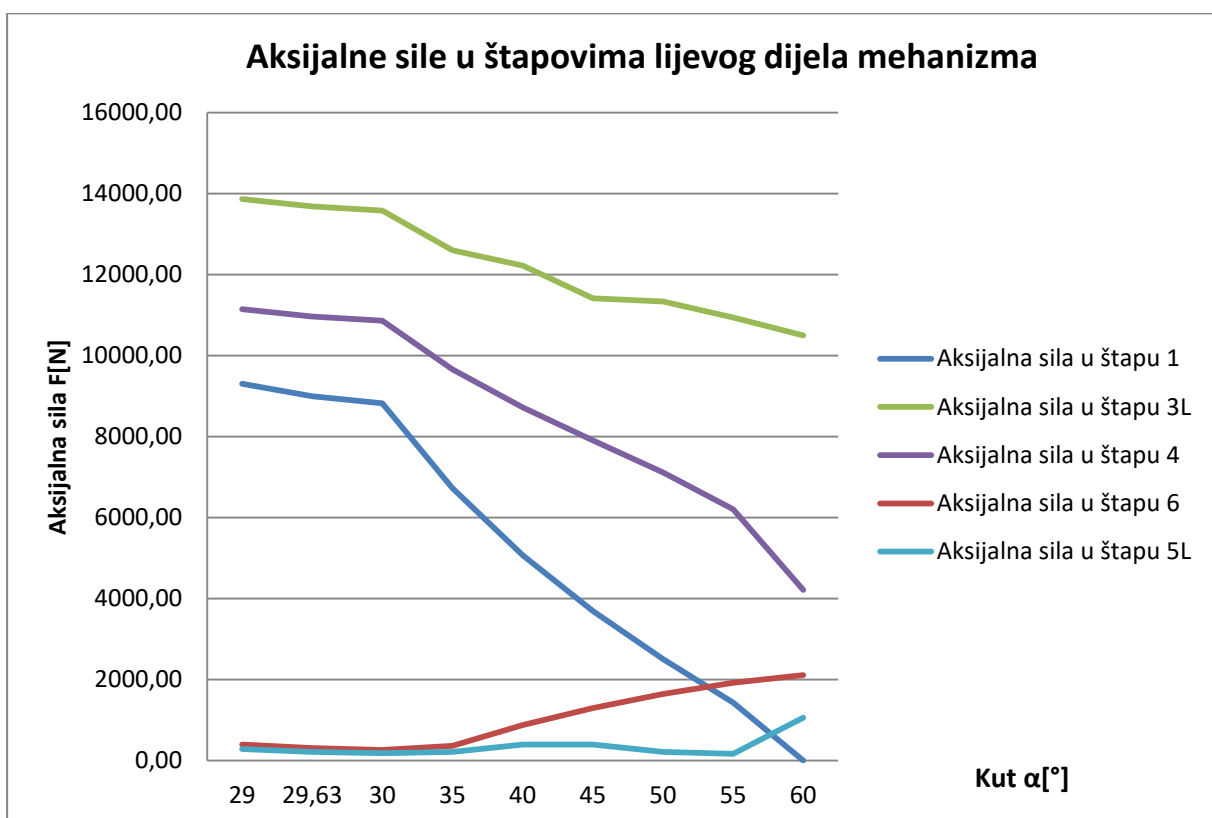
Tablica 7. Vrijednosti aksijalnih sila svih štapova [N]

F1								
9306,6	8995,7	8818,2	6727,3	5063,8	3686,6	2503,3	1429,1	0,00
F2,D								
346,3	266,64	221,3	298,2	669,35	917,1	1057	1100,6	1053,7
F2,L								
4292,8	4023,8	3871,3	2159,1	994,33	284,5	16,53	92,16	1053,7
F3,D								
6632,2	6297,1	6106,4	3909,3	2286,3	1112,3	318,2	123,1	0,00
F3,L								
13865,1	13682,4	13581,1	12597,8	12222,3	11412,7	11332,1	10741,91	10330,13
F4								
11145	10961,4	10857,1	9656,2	8715,9	7902,7	7110,8	6203,3	4214,7
F5,D								
282,2	214,7	176,9	211,5	394,5	391,3	209,1	165,3	1053,7
F5,L								
282,2	214,7	176,9	211,5	394,5	391,3	209,1	165,3	1053,7
F6								
396	306,8	255,5	364	873,8	1296,9	1644,4	1918,9	2107,3
F7								
6023,9	5748,2	5590,5	3715,3	2202,3	942,4	130,1	1069,7	2107,3
F8								
9306,6	8995,7	8818,2	6727,3	5063,8	3686,6	2503,2	1429,1	0,00
F9								
396	306,8	255,5	364	873,8	1296,9	1644,4	1918,9	2107,3

Može se uočiti povezanost među određeni članovima mehanizma koje se spajaju sa središnjim štapovima 3 i 5. Naime, štapovi 6 i 9 postižu jednake vrijednosti te su međusobno povezani sa štapom 5, dok štapovi 1 i 8 postižu iste vrijednosti na način da su povezani štapom 3. Slike 29 i 30 grafički prikazuju ponašanje sila u lijevom i desnom dijelu mehanizma sa promjenom kuta α .

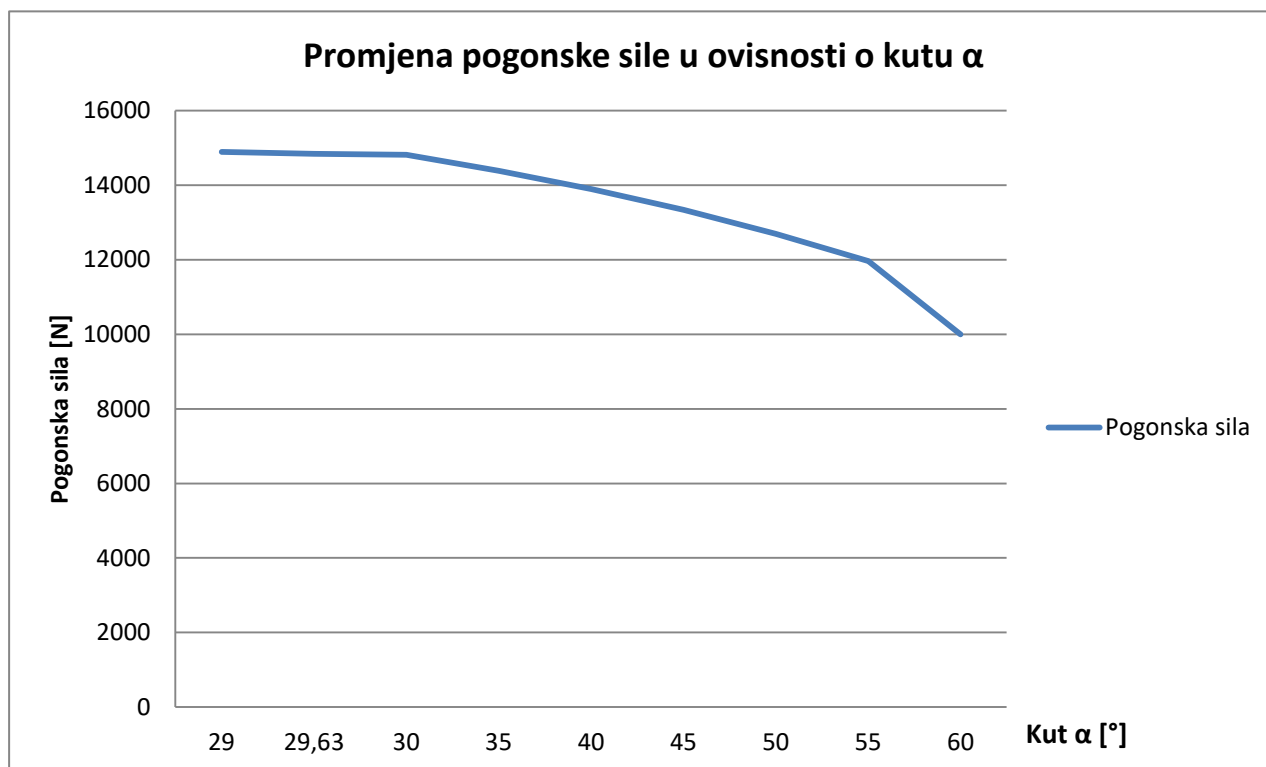


Slika 29. Sile u desnom dijelu mehanizma



Slika 30. Sile u lijevom dijelu mehanizma

Prema prikazanim grafovima može se uočiti kako lijevi dio mehanizma mehanizma prenosi veće vrijednosti aksijalnih sila od desnog dijela. Navedena tvrdnja može se povezati sa činjenicom kako na lijevom dijelu mehanizma djeluje pogonska sila vretena, koja utječe na štapove koji su povezani i koji se samim time pokreću vretenom. Na slici 31. može se vidjeti i ovisnost pogonske sile i promjeni kuta α .

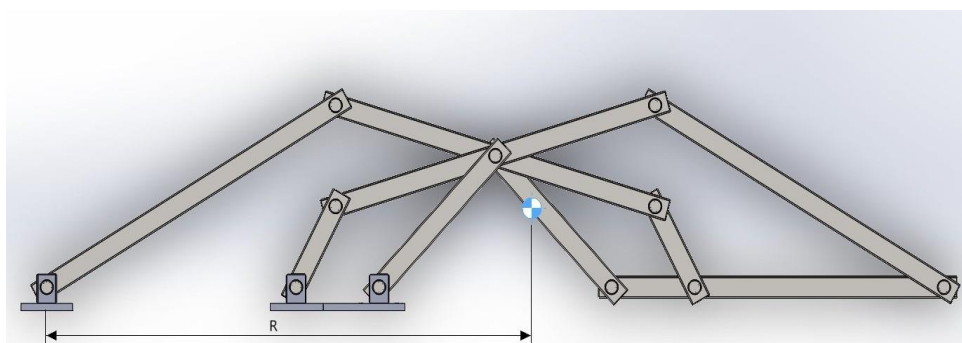


Slika 31. Pogonska sila

Prema prikazanom, najveća pogonska sila potrebna je za povrat mehanizma iz krajnjeg položaja u početni položaj. Pogonska sila kojom se mehanizam pokreće iz početnog položaja gotovo je dvostruko manja od sile za povrat. To nam govori da iako pogonska sila pogoni mehanizam za početak rada, ne mora značiti da će tada biti potrebna i njena najveća vrijednost te na taj način je potrebno gledati sve faze rada.

4.3. Proračunavanje stvarnih sila u štapovima

Kako bi se izračunale stvarne vrijednosti sila u svim štapovima potrebno je najprije zadati ulazne veličine, a one će se definirati preko programskog paketa SolidWorks. Zadavanjem jednakog poprečnog presjeka svim članovima mehanizma i iste vrste materijala od kojeg su izrađeni, dolazi se do poznavanja točne težine svakog zasebnog člana. Na taj način proširuje se inicijalni proračun, u kojem se u obzir uzimalo samo opterećenje konstrukcije djelovanjem težine tereta. U novom proračunu u obzir će se uzimati težina svih dijelova mehanizma, težina nosive konstrukcije i težina već spomenutog tereta. Kada se mehanizam proračuna sa svim navedenim utjecajnim komponentama, doći će se do vjerodostojnijih vrijednosti sila u štapovima, a isto tako i pogonske sile. Prema tome će se i provjera naprezanja u štapovima moći provesti na sigurniji način. Novi proračun pratit će postupak inicijalnog proračuna, osim što će se utjecaj težine svih članova gledati na pojednostavljen način. Naime, promatranjem djelovanja težine svakog zasebnog člana uvelike komplicira već napravljeni proračun te će se iz tog razloga u proračun uzeti zajednička težina cijele konstrukcije. Jedina nepoznanica za računanje težinom cijele konstrukcije je određivanje težišta. Programski paket SolidWorks omogućava izračunavanje zajedničke težine i postavljanje težišta za odabranu konstrukciju, a to nam prikazuje slika 32.



Slika 32. Određivanje težišta mehanizma

Za proračunavanje lijevog dijela konstrukcije mijenja se sljedeće, postupak solidifikacije će se proširiti upravo za djelovanje težine konstrukcije na kraku R , a ukupna težina koja djeluje na mehanizam narasti će za vrijednost težine nosive konstrukcije. Ostatak inicijalnog proračuna za lijevi dio mehanizma se ne mijenja. Proračunavanje desnog dijela konstrukcije, neće se znatnije promijeniti. Jedini naglasak je potrebno staviti na to, da se na desni dio neće u obzir uzimati težina konstrukcije jer se pretpostavlja kako ona ima veći utjecaj na štapove i oslonce lijevog dijela konstrukcije. Za desni dio također se gleda povećanje ukupne težine za iznos nosive konstrukcije.

Inicijalnim proračunom se zaključilo da se najveće aksijalne sile u štapovima mehanizma javljaju u krajnjem položaju, tj. kada je mehanizam najviše ispružen. U tom položaju dio lijevog dijela štapa broj 3, ostvaruje najveću aksijalnu silu te istovremenim djelovanjem poprečne sile i momenta koji stvara poprečna sila, navedeni štap je najopterećeniji. Iz tog razloga, novi proračun će se provoditi samo za krajnji položaj mehanizma kada je $\alpha = 29,63^\circ$.

Tablica 8. Vrijednosti dobivene pomoću SolidWorks-a

Nosiva konstrukcija Q_p [kg]	Težina mehanizma Q_k [kg]	Krak težišta R [mm]
200	210	1827,35

Vrijednosti svih kuteva potrebnih za provođenje proračuna nalaze se u tablici 9.

Tablica 9. Vrijednosti kuteva za proračun

Kut α [°]	Kut β [°]	Kut γ [°]	Kut $\delta=\varphi$ [°]	Kut ε [°]	Kut φ_2 [°]
29,63	61,514	45,572	134,43	31,884	59,243

Proračun će se provoditi po sljedećim točkama za desnu stranu mehanizma:

- Nosiva konstrukcija

$$\sum M_H = 0 \quad (55)$$

$$\sum M_H = F_{G,V} \cdot 0,25a - \frac{Q}{2} \cdot 0,25a - F_{K,V} \cdot 0,75a = 0 \quad (56)$$

$$F_7 \cdot \sin(45,572^\circ) \cdot 312,5 - \frac{7000}{2} \cdot 312,5 - F_9 \cdot \sin(29,63^\circ) \cdot 937,5 = 0 \quad (57)$$

$$223,166 \cdot F_7 = 1093750 + 463,5 \cdot F_9 \rightarrow F_9 = 0,4815 \cdot F_7 - 2359,76 \quad (58)$$

$$\sum F_V = 0 \quad (59)$$

$$\sum F_V = F_{H,V} - F_{G,V} - \frac{Q}{2} - F_{K,V} = 0 \quad (60)$$

$$F_8 \cdot \sin(61,514^\circ) - F_7 \cdot \sin(45,572^\circ) - \frac{7000}{2} - F_9 \cdot \sin(29,63^\circ) = 0 \quad (61)$$

$$0,879 \cdot F_8 = 0,4944 \cdot F_9 + 3500 + 0,7141 \cdot F_7 \quad (62)$$

$$F_8 = 0,5625 \cdot F_9 + 0,8124 \cdot F_7 + 3981,8 \quad (63)$$

$$\sum F_H = 0 \quad (64)$$

$$\sum F_H = F_{K,H} - F_{H,H} + F_{G,H} = 0 \quad (65)$$

$$F_9 \cdot \cos(29,63) - F_8 \cdot \cos(61,514^\circ) - F_7 \cdot \cos(45,572^\circ) = 0 \quad (66)$$

$$0,477 \cdot F_8 = 0,869 \cdot F_9 + 0,7 \cdot F_7 \rightarrow F_8 = 1,8218 \cdot F_9 + 1,4675 \cdot F_7 \quad (67)$$

$$1,8218 \cdot F_9 + 1,4675 \cdot F_7 = 0,5625 \cdot F_9 + 0,8124 \cdot F_7 + 3981,8 \quad (68)$$

$$1,2593 \cdot F_9 = 3981,8 - 0,6551 \cdot F_7 \rightarrow F_9 = 3161,92 - 0,5202 \cdot F_7 \quad (69)$$

$$0,4815 \cdot F_7 - 2359,76 = 3161,92 - 0,5202 \cdot F_7 \quad (70)$$

$$1,0017 \cdot F_7 = 5521,68 \rightarrow F_7 = 5512,31 \text{ N} \quad (71)$$

$$F_9 = 294,42 \text{ N} \quad (72)$$

$$F_8 = 8625,68 \text{ N} \quad (73)$$

2. Čvor L

$$F_{5a,D} = F_9 \cdot \sin(\delta - 90) = 294,42 \cdot \sin(134,43^\circ - 90^\circ) = 206,1 \text{ N} \quad (74)$$

$$F_{5p,D} = F_9 \cdot \cos(\delta - 90) = 294,42 \cdot \cos(134,43^\circ - 90^\circ) = 210,25 \text{ N} \quad (75)$$

3. Čvor E

$$F_{3a,D} = F_8 \cdot \sin(\varphi - 90) = 8625,68 \cdot \sin(134,43^\circ - 90^\circ) = 6038,3 \text{ N} \quad (76)$$

$$F_{3p,D} = F_8 \cdot \cos(\varphi - 90) = 8625,68 \cdot \cos(134,43^\circ - 90^\circ) = 6159,65 \text{ N} \quad (77)$$

Proračun će se provoditi po sljedećim točkama za lijevu stranu mehanizma:

1. Solidifikacija

$$L = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 \quad (78)$$

$$L = a \cdot \cos \alpha + 0,5 \cdot a \cdot \cos \frac{\varepsilon}{2} + 0,5 \cdot a \cdot \cos \gamma + 0,5 \cdot a \quad (79)$$

$$L = 1250 \cdot \cos(29,63^\circ) + 625 \cdot \cos\left(\frac{31,884^\circ}{2}\right) + 625 \cdot \cos(45,572^\circ) + 625 \quad (80)$$

$$L = 2750 \text{ mm} \quad (81)$$

$$\sum M_B = 0 \quad (82)$$

$$\sum M_B = F_{A,V} \cdot 0,75a - \frac{Q}{2} \cdot (L - 0,75 \cdot a) + F_{C,V} \cdot 0,25a - (R - 0,75 \cdot a) \cdot Q_k = 0 \quad (83)$$

$$F_1 \cdot \sin(29,63^\circ) \cdot 937,5 - 6343750 + F_4 \cdot \sin(45,572^\circ) \cdot 312,5 - 890 \cdot 2100 = 0 \quad (84)$$

$$463,5 \cdot F_1 + 223,166 \cdot F_4 = 8212750 \rightarrow F_1 = 17719 - 0,4815 \cdot F_4 \quad (84)$$

$$\sum F_V = 0 \quad (85)$$

$$\sum F_V = F_{B,V} + F_{C,V} - \frac{Q}{2} - F_{A,V} - Q_k = 0 \quad (86)$$

$$F_6 \cdot \sin(61,514^\circ) + F_4 \cdot \sin(45,572^\circ) - \frac{7000}{2} - F_1 \cdot \sin(29,63^\circ) - 2100 = 0 \quad (87)$$

$$0,879 \cdot F_6 + 0,7141 \cdot F_4 - 0,4944 \cdot F_1 = 5600 \quad (88)$$

$$F_6 = 6370,88 + 0,5625 \cdot F_1 - 0,8124 \cdot F_4 \quad (89)$$

$$\sum F_H = 0 \quad (90)$$

$$\sum F_H = F_{B,H} + F_{C,H} - F_{A,H} = 0 \quad (91)$$

$$F_6 \cdot \cos(61,514^\circ) = F_1 \cdot \cos(29,63^\circ) - F_4 \cdot \cos(45,572^\circ) \quad (92)$$

$$0,477 \cdot F_6 = 0,869 \cdot F_1 - 0,7 \cdot F_4 \rightarrow F_6 = 1,8218 \cdot F_1 - 1,4675 \cdot F_4 \quad (93)$$

$$1,8218 \cdot F_1 - 1,4675 \cdot F_4 = 6370,88 + 0,5625 \cdot F_1 - 0,8124 \cdot F_4 \quad (94)$$

$$1,2593 \cdot F_1 = 6370,88 + 0,6551 \cdot F_4 \rightarrow F_1 = 5059 + 0,5202 \cdot F_4 \quad (95)$$

$$17719 - 0,4815 \cdot F_4 = 5059 + 0,5202 \cdot F_4 \quad (96)$$

$$1,0017 \cdot F_4 = 12660 \rightarrow F_4 = 12638,5 \text{ N} \quad (97)$$

$$F_1 = 11633,6 \text{ N} \quad (98)$$

$$F_6 = 2647,1 \text{ N} \quad (99)$$

2. Čvor F

$$F_{3a,L} = F_{p,a} + F_{1,a} \quad (100)$$

$$F_{3p,L} = F_{p,p} - F_{1,p} \quad (101)$$

$$F_{p,a} = F_p \cdot \sin(90 - \delta_2) \quad (102)$$

$$F_{p,p} = F_p \cdot \cos(90 - \delta_2) \quad (103)$$

$$F_{1,a} = F_1 \cdot \sin(\delta - 90) = 11633,6 \cdot \sin(134,43^\circ - 90^\circ) = 8144 \text{ N} \quad (104)$$

$$F_{1,p} = F_1 \cdot \cos(\delta - 90) = 11633,6 \cdot \cos(134,43^\circ - 90^\circ) = 8307,6 \text{ N} \quad (105)$$

3. Čvor D

$$F_{5p,L} = F_{6,p} = F_6 \cdot \cos(134,43^\circ - 90^\circ) = 1890,31 \text{ N} \quad (106)$$

$$F_{5a,L} = F_{6,a} = F_6 \cdot \sin(134,43^\circ - 90^\circ) = 1853,1 \text{ N} \quad (107)$$

Proračun za središnji dio mehanizma, točku M, provodi se prema sljedećem:

$$\sum M_M = 0 \quad (108)$$

$$\sum M_M = F_{3p,L} \cdot 0,5a - F_{3p,D} \cdot 0,5a + F_{5p,D} \cdot 0,5a + F_{5p,L} \cdot 0,5a = 0 \quad (109)$$

$$F_{3p,L} + F_{5p,D} + F_{5p,L} = F_{3p,D} \quad (110)$$

$$F_{p,p} - F_{1,p} + 210,25 + 1890,31 = 6159,65 \quad (111)$$

$$F_{p,p} - 8307,6 = 4059,1 \rightarrow F_{p,p} = 12366,7 \text{ N} \quad (112)$$

$$F_p = \frac{F_{p,p}}{\cos(90^\circ - \delta_2)} = \frac{12366,7}{\cos(90^\circ - 59,243^\circ)} = 14391 \text{ N} \quad (113)$$

$$F_{p,a} = F_p \cdot \sin(90 - \delta_2) = 14391 \cdot \sin(90^\circ - 59,243^\circ) = 7359,53 \text{ N} \quad (114)$$

$$F_{3a,L} = F_{p,a} + F_{1,a} = 7359,53 + 8144 = 15503,53 \text{ N} \quad (115)$$

$$F_{3p,L} = F_{p,p} - F_{1,p} = 12366,7 - 8307,6 = 4059,1 \text{ N} \quad (116)$$

$$F_{2,L} = F_7 \cdot \cos(\gamma) = 5512,3 \cdot \cos(45,572) = 3858,7 \text{ N} \quad (117)$$

$$F_{2,D} = F_9 \cdot \cos(\alpha) = 294,4 \cdot \cos(29,63) = 255,9 \text{ N} \quad (118)$$

Tablica 10. Vrijednosti aksijalnih sila svih štapova [N]

F1	F2,D	F2,L	F3,D	F3,L	F4
11633,6	255,9	3858,7	6038,3	15503,5	12638,5
F5,D	F5,L	F6	F7	F8	F9
206,1	1853,1	2647,1	5512,3	8625,7	294,4

4.4. Proračunavanje naprezanja u štapovima

Kako bi se moglo izračunati naprezanje u pojedinim članovima mehanizma, najprije je potrebno izabrati materijal od kojeg će većina dijelova mehanizma biti izrađeni. Za materijal se odabire konstrukcijski čelik S355JR, koji prema tablici 11. ima sljedeća svojstva:

Tablica 11. Karakteristike konstrukcijskog čelika S355JR

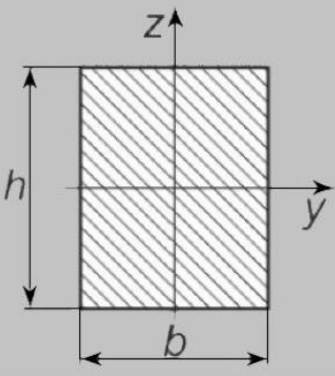
Granica tečenja, R_e	Vlačna čvrstoća, R_m
360 N/mm ²	570 N/mm ²

Dopušteno naprezanje dobit će se postavljanjem u odnos granicu tečenja R_e i faktor sigurnosti S , koji će za ovaj slučaj iznositi 1,6. Iz svega navedenog dobiva se vrijednost dopuštenog naprezanja:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,6} \quad (119)$$

$$\sigma_{dop} = 225 \text{ N/mm}^2 \quad (120)$$

Poprečni presjek svih štapova u mehanizmu biti će pravokutnog oblika, radi jednostavnijeg modeliranja i sastavljanja CAD modela te kompaktnosti sustava. Na slici 33. se prikazuju dimenzije pravokutnog poprečnog presjeka.

$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12}$ $I_z = \frac{h \cdot b^3}{12}$	$W_y = \frac{b \cdot h^2}{6}$
	$W_z = \frac{h \cdot b^2}{6}$
	$b = 38 \text{ mm}$
	$h = 75 \text{ mm}$
	$A = 2850 \text{ mm}^2$
	$I_y = 1,34 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
	$I_z = 3,43 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$
	$W_y = 3,6 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$
$W_z = 1,81 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$	

Slika 33. Karakteristike pravokutnog poprečnog presjeka

Proračunavanje naprežanja u štapovima izvodit će se pomoću sljedećih izraza:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} \rightarrow \text{normalno naprežanje}$$

$$\sigma_s = \frac{M_y}{W_y} \rightarrow \text{naprežanje uslijed savijanja}$$

$$\tau_s = \frac{F}{A} \rightarrow \text{tangencijalno naprežanje}$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_s)^2 + 3 \cdot \tau_s^2}$$

Dobivenim rezultatima novog proračuna provest će se proračun za naprežanje u štapu 3, na kojeg djeluju aksijalna sila, poprečna sila i moment koji nastaje djelovanjem poprečne sile. Podaci potrebni za proračun uzimat će se iz tablice 10. i slike 33. S obzirom da se navedeni štap dijeli na lijevu i desnu stranu, proračun će se provesti za obje strane. Lijeva strana postiže veću aksijalnu silu, dok desna postiže veću poprečnu silu. Iz navedenog razloga ne može se pretpostaviti koja će sila imati veći utjecaj na ukupno naprežanje te će se zbog sigurnosti postupak provesti za lijevi i desni dio.

Proračun lijevog dijela štapa broj 3:

$$\sigma_{x,L} = \frac{N}{A} = \frac{15503,5}{2850} = 5,44 \text{ N/mm}^2 \quad (121)$$

$$\sigma_{s,L} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{4059,1 \cdot 625}{3,6 \cdot 10^4} = 70,5 \text{ N/mm}^2 \quad (122)$$

$$\tau_{s,L} = \frac{F}{A} = \frac{4059,1}{2850} = 1,42 \text{ N/mm}^2 \quad (123)$$

$$\sigma_{ekv} \leq \sigma_{dop} \quad (124)$$

$$\sigma_{ekv,L} = \sqrt{(5,44 + 70,5)^2 + 3 \cdot 1,42^2} = 75,98 \approx 76 \text{ N/mm}^2 \quad (125)$$

$$\sigma_{ekv,L} = 76 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 225 \text{ N/mm}^2 \quad (126)$$

Proračun desnog dijela štapa broj 3:

$$\sigma_{x,D} = \frac{N}{A} = \frac{6038,3}{2850} = 2,12 \text{ N/mm}^2 \quad (127)$$

$$\sigma_{s,D} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{6159,7 \cdot 625}{3,6 \cdot 10^4} = 106,94 \text{ N/mm}^2 \quad (128)$$

$$\tau_{s,D} = \frac{F}{A} = \frac{6159,7}{2850} = 2,16 \text{ N/mm}^2 \quad (129)$$

$$\sigma_{ekv} \leq \sigma_{dop} \quad (130)$$

$$\sigma_{ekv,D} = \sqrt{(2,12 + 106,94)^2 + 3 \cdot 2,16^2} = 109,12 \approx 110 \text{ N/mm}^2 \quad (131)$$

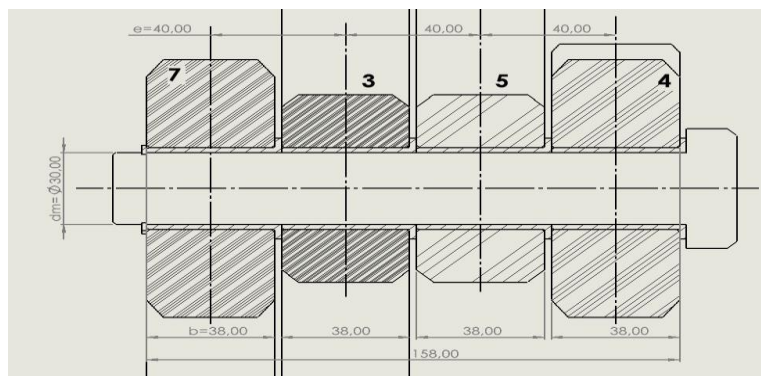
$$\sigma_{ekv,D} = 110 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 225 \text{ N/mm}^2 \quad (132)$$

Prema prikazanom se može uočiti da štap 3, lijevog i desnog dijela mehanizma, zadovoljava dopušteno naprezanje. Iz razloga što se u navedenom štapu javlja najveće naprezanje i što svi štapovi mehanizma imaju jednak poprečni presjek, ovaj proračun se ne mora provoditi za ostale štapove. Ako je ovaj štap zadovoljio traženi uvjet, onda će i štapovi u ostatku mehanizma također zadovoljiti taj uvjet.

4.5. Proračunavanje ostalih elemenata mehanizma

Pod elemente koji još sačinjavaju mehanizam ubrajaju se, klizni ležajevi i svornjaci, kao elementi koji omogućuju prijenos gibanja te vreteno i elektromotor koji pripadaju pogonskoj skupini mehanizma. Za proračunavanje kliznih ležajeva i svornjaka uzet će se dva kritična mjesta mehanizma, to su čvor M u kojem se spajaju četiri štapa i čvor F gdje prevladavaju najveće aksijalne sile u štapovima. Klizni ležajevi će se proračunavati djelovanjem aksijalnih sila štapova koji se spajaju u pojedinom čvoru, dok će se svornjaci proračunavati s komponentama aksijalnih sila koje rade moment i ostvaruju smik.

4.5.1. Proračunavanje kliznog ležaja i svornjaka u čvoru M



Slika 34. Svornjak čvora M

1. Površinski tlakovi koji djeluju na elemente ležajnog mjesta M

$$p_7 = \frac{F_7}{d \cdot b} = \frac{5512,3}{35 \cdot 38} = 4,14 \text{ N/mm}^2 \quad (134)$$

$$p_{3,L} = \frac{F_{3,L}}{d \cdot b} = \frac{15503,5}{35 \cdot 38} = 11,66 \text{ N/mm}^2 \quad (135)$$

$$p_{5,L} = \frac{F_{5,L}}{d \cdot b} = \frac{1853,1}{35 \cdot 38} = 1,40 \text{ N/mm}^2 \quad (136)$$

$$p_4 = \frac{F_4}{d \cdot b} = \frac{12638,5}{35 \cdot 38} = 9,5 \text{ N/mm}^2 \quad (137)$$

Sva četiri ležajna mjesta u čvoru M zadovoljavaju dopušteno naprezanje.

2. Naprezanja u svornjaku u čvoru M

Naprezanje na savijanje u svornjaku se proračunava s obzirom na najveći moment savijanja, a potrebni moment će se dobiti uslijed djelovanja aksijalne sile štapa 4. S obzirom na prijašnje dobivene vrijednosti aksijalnih sila prikazanih tablicom 10., vrijednost sile u štapu 4 podijelit će se na komponente x i y osi. Za proračunavanje je izabran štap 4 jer se os štapa nalazi najudaljenija od središta svornjaka te će iz tog razloga i moment biti najveći. Prema tome se dobivaju iduće vrijednosti:

$$F_{4x} = F_4 \cdot \cos\left(\frac{\varepsilon}{2} + \vartheta\right) = 8847,11 \text{ N} \quad (138)$$

$$F_{4y} = F_4 \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2} + \vartheta\right) = 9025,54 \text{ N} \quad (139)$$

$$\sigma_{s,x} = \frac{M}{W_y} = \frac{F_{4x} \cdot 60}{0,1 \cdot d_m^3} = \frac{8847,11 \cdot 60}{0,1 \cdot 35^3} = 123,81 \text{ N/mm}^2 \quad (140)$$

$$\tau_x = \frac{F_{4x}}{A} = \frac{8847,11 \cdot 4}{d_m^2 \cdot \pi} = 9,2 \text{ N/mm}^2 \quad (141)$$

$$\sigma_{ekv,x} = \sqrt{\sigma_{s,x}^2 + 3 \cdot \tau_x^2} = \sqrt{123,81^2 + 3 \cdot 9,2^2} = 124,83 \text{ N/mm}^2 \quad (142)$$

$$\sigma_{s,y} = \frac{M}{W_y} = \frac{F_{4y} \cdot 60}{0,1 \cdot d_m^3} = \frac{9025,54 \cdot 60}{0,1 \cdot 35^3} = 126,3 \text{ N/mm}^2 \quad (143)$$

$$\tau_y = \frac{F_{4y}}{A} = \frac{9025,54 \cdot 4}{d_m^2 \cdot \pi} = 9,4 \text{ N/mm}^2 \quad (144)$$

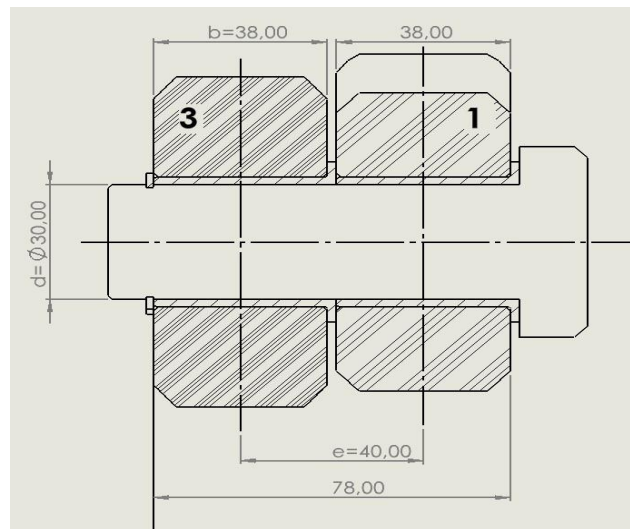
$$\sigma_{ekv,y} = \sqrt{\sigma_{s,y}^2 + 3 \cdot \tau_y^2} = \sqrt{126,3^2 + 3 \cdot 9,4^2} = 127,35 \text{ N/mm}^2 \quad (145)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{ekv,x}^2 + \sigma_{ekv,y}^2} = \sqrt{124,83^2 + 127,35^2} = 178,33 \text{ N/mm}^2 \quad (146)$$

$$\sigma_{ekv} = 178,33 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 225 \text{ N/mm}^2 \quad (147)$$

Svornjak zadovoljava dopušteno naprezanje.

4.5.2. Proračunavanje kliznog ležaja i svornjaka u čvoru F



Slika 35. Svornjak čvora F

1. Površinski tlakovi koji djeluju na elemente ležajnog mjesta F

$$p_1 = \frac{F_1}{d \cdot b} = \frac{11633,6}{30 \cdot 38} = 10,2 \text{ N/mm}^2 \quad (148)$$

$$p_3 = \frac{F_{3,L}}{d \cdot b} = \frac{15503,5}{30 \cdot 38} = 13,6 \text{ N/mm}^2 \quad (149)$$

Oba ležajna mjesta u čvoru F zadovoljavaju dopušteno naprezanje.

2. Naprezanja u svornjaku u čvoru F

Svornjak u čvoru F proračunavat će se prema djelovanju sile u štapu 3. Navedeni štap ostvaruje najveću aksijalnu silu te će i njene komponente biti veće u odnosu na vrijednosti sile koje bi djelovala preko štapa 1.

$$F_{3,Lx} = F_{3,L} \cdot \cos(15,94^\circ) = 14907,38 \text{ N} \quad (150)$$

$$F_{3,Ly} = F_{3,L} \cdot \sin(15,94^\circ) = 4257,74 \text{ N} \quad (151)$$

$$\sigma_{s,x} = \frac{M}{W_y} = \frac{F_{3,Lx} \cdot 20}{0,1 \cdot d^3} = \frac{14907,38 \cdot 20}{0,1 \cdot 30^3} = 110,43 \text{ N/mm}^2 \quad (152)$$

$$\tau_x = \frac{F_{3,Lx}}{A} = \frac{14907,38 \cdot 4}{d^2 \cdot \pi} = 21,1 \text{ N/mm}^2 \quad (153)$$

$$\sigma_{ekv,x} = \sqrt{\sigma_{s,x}^2 + 3 \cdot \tau_x^2} = \sqrt{110,43^2 + 3 \cdot 21,1^2} = 116,32 \text{ N/mm}^2 \quad (154)$$

$$\sigma_{s,y} = \frac{M}{W_y} = \frac{F_{3,Ly} \cdot 20}{0,1 \cdot d^3} = \frac{4257,74 \cdot 20}{0,1 \cdot 30^3} = 31,54 \text{ N/mm}^2 \quad (155)$$

$$\tau_y = \frac{F_{3,Ly}}{A} = \frac{4257,74 \cdot 4}{d^2 \cdot \pi} = 6 \text{ N/mm}^2 \quad (156)$$

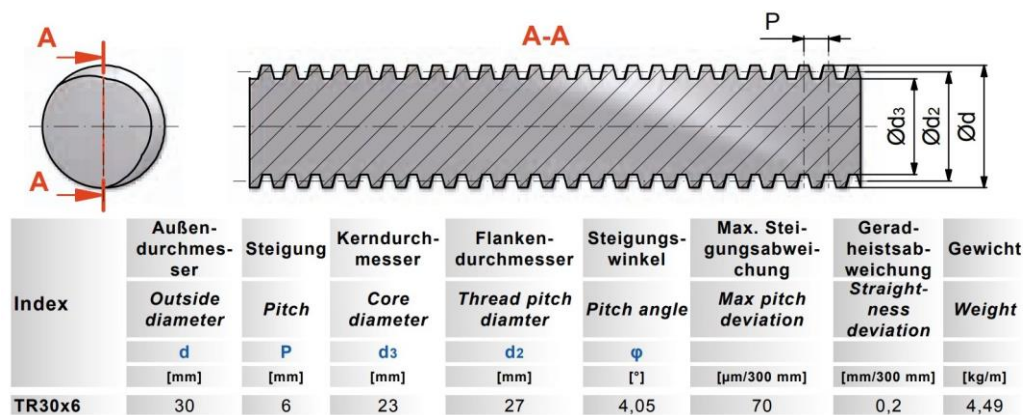
$$\sigma_{ekv,y} = \sqrt{\sigma_{s,y}^2 + 3 \cdot \tau_y^2} = \sqrt{31,54^2 + 3 \cdot 6^2} = 33,21 \text{ N/mm}^2 \quad (157)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{ekv,x}^2 + \sigma_{ekv,y}^2} = \sqrt{116,32^2 + 33,21^2} = 120,97 \text{ N/mm}^2 \quad (158)$$

Svornjak zadovoljava dopušteno naprezanje.

4.5.3. Proračun trapeznog vretena

Naprezanje u navojnom vretenu provjerit će se s obzirom na prethodno izračunatu pogonsku silu $F_p = 14391 \text{ N}$. Odabrano je trapezno navojno vreteno proizvođača GROB, prema katalogu Nr. 13.04 – 2, oznake TR 30 x 6. Karakteristike odabranog vretena prikazane su na slici 36.



Slika 36. Karakteristike trapeznog vretena TR 30 x 6

Za prvi dio proračuna će se najprije provjeriti uvjet samokočnosti. Iako je kut uspona φ prema slici 36. zadan, zbog provođenja cjelokupnog proračuna i ta će se vrijednost računski provjeriti.

$$\tan(\varphi) = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} = \frac{6}{27 \cdot \pi} = 0,070736 \quad (159)$$

$$\varphi = \tan^{-1}(0,070736) = 4,046^\circ \approx 4,05^\circ \quad (160)$$

$$\tan(\rho) = \frac{\mu}{\cos(\beta)} = \frac{0,1}{\cos(15)} = 0,10353 \quad (161)$$

$$\rho = \tan^{-1}(0,10353) = 5,91^\circ \quad (162)$$

$$\varphi \leq \rho \quad (163)$$

Drugi dio proračuna odnosi se na provjeru torzijskog i vlačnog naprezanja. Nakon što se oba naprezanja zasebno izračunaju, njihovom kombinacijom doći će se do vrijednosti ekvivalentnog naprezanja koje mora zadovoljiti dopušteno naprezanje.

$$\sigma_v = \frac{F_p}{A_j} = \frac{4 \cdot F_p}{d_3^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 14391}{23^2 \cdot \pi} = 34,64 \text{ N/mm}^2 \quad (164)$$

$$T = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho) = 14391 \cdot \frac{27}{2} \cdot \tan(4,05^\circ + 5,91^\circ) = 34116,71 \text{ Nmm} \quad (165)$$

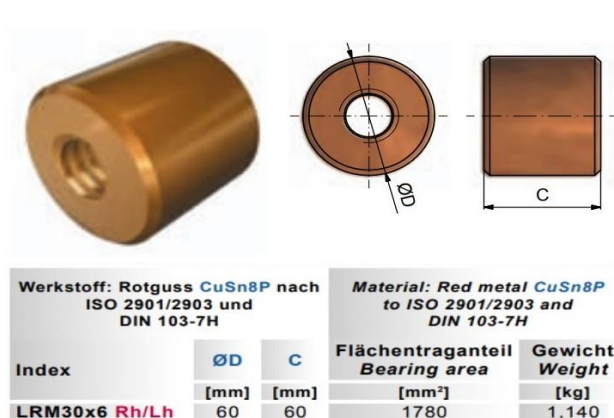
$$\tau = \frac{16 \cdot T}{d_3^3 \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 34116,71}{23^3 \cdot \pi} = 14,28 \text{ N/mm}^2 \quad (166)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_v^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{34,64^2 + 3 \cdot 14,28^2} = 42,56 \text{ N/mm}^2 \quad (167)$$

$$\sigma_{fDN,dop} = 40 \dots 75 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{fDN,dop} = 50 \text{ N/mm}^2 \quad (168)$$

$$\sigma_{ekv} = 42,56 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fDN,dop} = 50 \text{ N/mm}^2 \quad (169)$$

Kao posljednja točka proračuna vretena uzet će se provjera dodirnog pritiska matice.



Slika 37. Karakteristike odabrana matice LRM 30 x 6

$$p_{sr} = \frac{F_p \cdot P_h}{m \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H} = \frac{14391 \cdot 6}{60 \cdot 45 \cdot 0,5 \cdot 6} = 10,66 \text{ N/mm}^2 \quad (170)$$

$$p_{dop} = 5 \dots 15 \text{ N/mm}^2 \quad (171)$$

$$p_{sr} = 10,66 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 15 \text{ N/mm}^2 \quad (172)$$

4.5.4. Odabir elektromotora

Odabir elektromotora provest će se pomoću saznanja zadane brzine kretanja platforme i pogonske snage, preko sljedećeg izraza:

$$P_M = F_p \cdot v \quad (173)$$

Brzina v zadana je tekstem zadatka i iznosi 10 m/min, pretvaranjem ove vrijednosti u jedinicu m/s dolazi se do iznosa 0,1667 m/s.

$$P_M = 14391 \cdot 0,1667 = 2398,8 \text{ W} \approx 2400 \text{ kW} \quad (174)$$

Na temelju dobivene vrijednosti snage, odabire se elektromotor MK 22D proizvođača GAMAK.

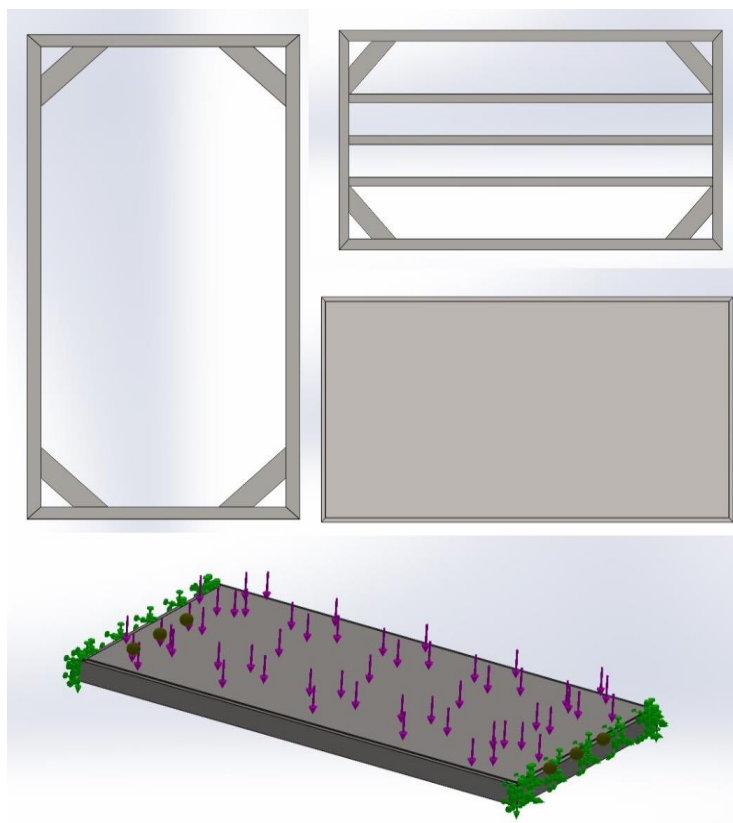


Slika 38. Elektromotor GAMAK

5. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE

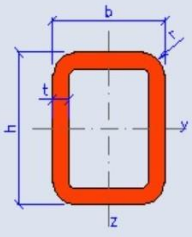
5.1. Odabir elemenata preko kriterija čvrstoće i krutosti

Nosiva konstrukcija sastavljena je od tri vrste elemenata: šuplje cijevi pravokutnog presjeka dimenzija 90 x 50 x 5, IPN 80 profila i ravne ploče 1960 x 960 x 5. Šuplja cijev koristi se za izradu okvira platforme i dodatnih ukruta koje će ojačati cjelokupnu nosivu konstrukciju. Dvije pravokutne cijevi su duljine 2000 mm, a dvije su duljine 1000 mm te su im krajevi odrezani pod kutem od 45°. Ukrute su duljine 350 mm te su i njihovi krajevi također odrezani pod kutem od 45°. Tri IPN profila su duljine 1900 mm i postavljaju se po središnjici platforme na međusobnom razmaku od 150 mm, kako bi se postigla otpornost platforme na savijanje. Ravna ploča debljine 5 mm postavlja na gornji dio platforme koji će služiti za postavljanje tereta. Svi dijelovi su međusobno zavareni jedni za druge, a nosiva konstrukcija će se također zavariti za pokretni mehanizam na predviđeno mjesto.

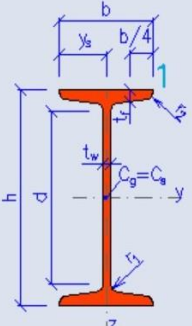


Slika 39. Prikaz nosive konstrukcije i djelovanja opterećenja

Na idućim slikama može se vidjeti prikaz poprečnih presjeka pravokutne šuplje cijevi i IPN profila sa svim potrebnim karakteristikama vezanih uz njih. Navedeni prikazi su kotirani kako bi se sami presjeci bolje razumijeli i potrebni podaci mogli koristiti za daljni proračun.

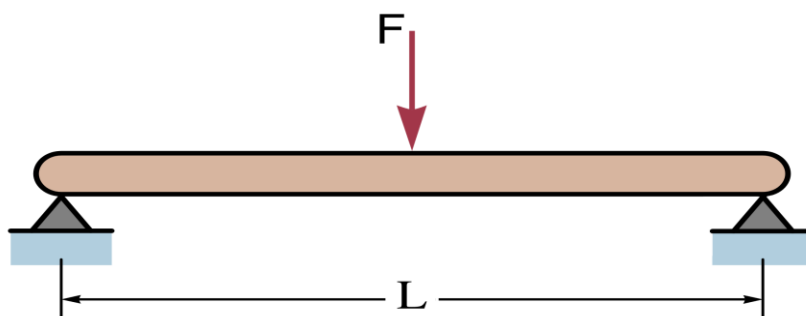
RHS 90x50x5			
Geometry		Section properties	
		Axis y	Axis z
h = 90 mm		$I_y = 1.27E+6 \text{ mm}^4$	$I_z = 4.92E+5 \text{ mm}^4$
b = 50 mm		$W_{y,el} = 2.83E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z,el} = 1.97E+4 \text{ mm}^3$
t = 5 mm		$W_{y,pl} = 3.60E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 2.35E+4 \text{ mm}^3$
r = 7.5 mm		$i_y = 31.6 \text{ mm}$	$i_z = 19.7 \text{ mm}$
A = 1270 mm ²		$S_y = 1.80E+4 \text{ mm}^3$	$S_z = 1.18E+4 \text{ mm}^3$
$A_L = 0.27 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		Warping and buckling	
G = 9.99 kg·m ⁻¹		$I_t = 1.16E+6 \text{ mm}^4$	$C_t = 3.29E+4 \text{ mm}^3$

Slika 40. Karakteristike pravokutnog presjeka šuplje cijevi

IPN 80			
Geometry		Section properties	
		Axis y	Axis z
h = 80 mm		Axis y	Axis z
b = 42 mm		$I_y = 7.77E+5 \text{ mm}^4$	$I_z = 6.28E+4 \text{ mm}^4$
$t_f = 5.9 \text{ mm}$		$W_{y1} = 1.94E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 2990 \text{ mm}^3$
$t_w = 3.9 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 2.28E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 4900 \text{ mm}^3$
$r_1 = 3.9 \text{ mm}$		$i_y = 32 \text{ mm}$	$i_z = 9.11 \text{ mm}$
$r_2 = 2.3 \text{ mm}$		$S_y = 1.14E+4 \text{ mm}^3$	$S_z = 2450 \text{ mm}^3$
$y_s = 21 \text{ mm}$		Warping and buckling	
d = 59 mm	G = 5.94 kg·m ⁻¹	$I_w = 8.24E+7 \text{ mm}^6$	$I_t = 8570 \text{ mm}^4$
$A_L = 0.3 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$	A = 757 mm ²	$i_w = 9.91 \text{ mm}$	$i_{pc} = 33.3 \text{ mm}$

Slika 41. Karakteristike IPN profila

Kako se pretpostavlja da teret djeluje uvijek na sredini platforme, tada se ona u pojednostavljenom prikazu gleda kao greda postavljena na dva oslonca, što prikazuje slika 42. Ukupna težina koju će platforma morati podnijeti je zbroj tereta od 500 kg i težina uzdužnih IPN nosača koji prolaze njenim središtem. Potrebno je nosivu konstrukciju provjeriti prema kriterijima krutosti i čvrstoće.



Slika 42. Shematski prikaz grede na dva oslonca

5.1.1. Kriterij čvrstoće

Uvjet čvrstoće odnosi se da konstrukcija zadovoljava dopušteno naprezanje od 225 N/mm^2 .

$$F_g = (Q + 3 \cdot G_{IPN 80} \cdot L) \cdot g = (500 + 3 \cdot 5,94 \cdot 1,9) \cdot 10 = 5339 \text{ N} \approx 5340 \text{ N} \quad (175)$$

$$M_{max} = F_g \cdot \frac{L}{2} = 5340 \cdot \frac{2000}{2} = 5\,340\,000 \text{ Nmm} \quad (176)$$

$$\sigma_s = \frac{M_{max}}{W_{y,IPN 80}} = \frac{5\,340\,000}{3 \cdot 19\,400} = 91,75 \text{ N/mm}^2 \quad (177)$$

$$\sigma_s = 91,75 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 225 \text{ N/mm}^2 \quad (178)$$

Iz prikazanog se može uočiti zadovoljavanje uvjeta čvrstoće.

5.1.2. Kriterij krutosti

Uvjet krutosti se odnosi na zadovoljavanje progiba u iznosu od $0,7 \text{ mm}$.

$$f_{dop} = (0,3 \dots 0,35) \cdot 10^{-3} \cdot L = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 2000 = 0,7 \text{ mm} \quad (179)$$

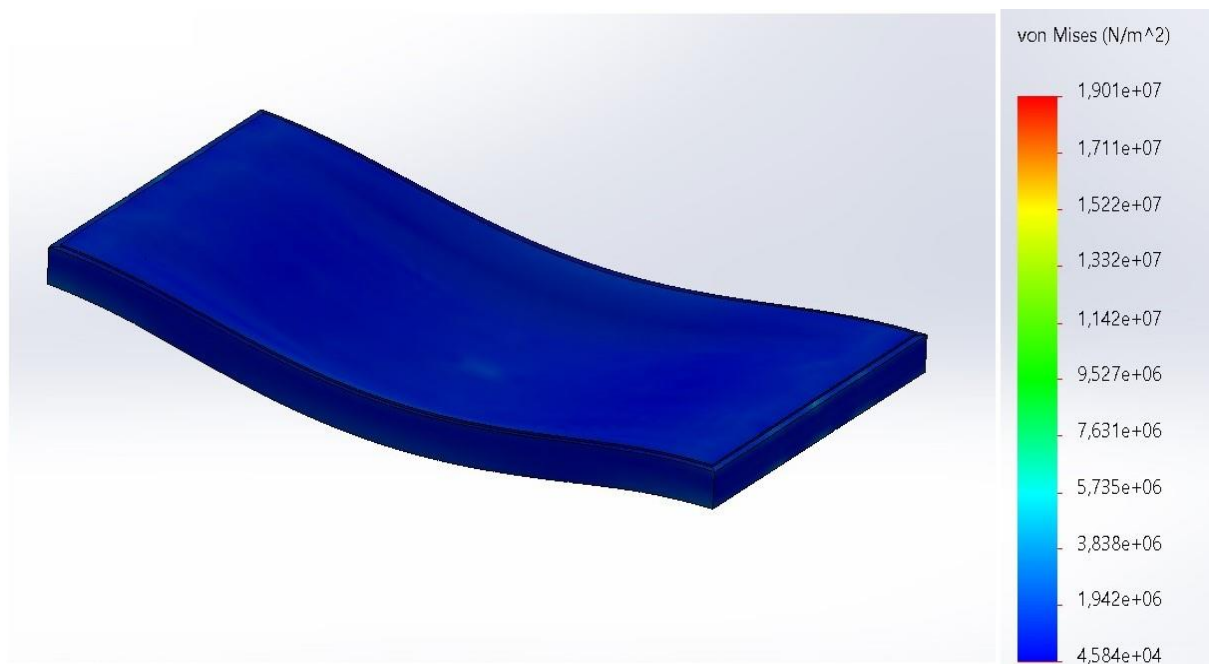
$$f = \frac{F_g \cdot \left(\frac{L}{2}\right)^3}{48 \cdot E \cdot (3 \cdot I_{y,IPN 80})} = \frac{5340 \cdot 1000^3}{48 \cdot 210000 \cdot (3 \cdot 777\,000)} = 0,2273 \text{ mm} \quad (180)$$

$$f = 0,2273 \text{ mm} < f_{dop} = 0,7 \text{ mm} \quad (181)$$

Provedeni proračun dokazuje zadovoljavanje uvjeta krutosti.

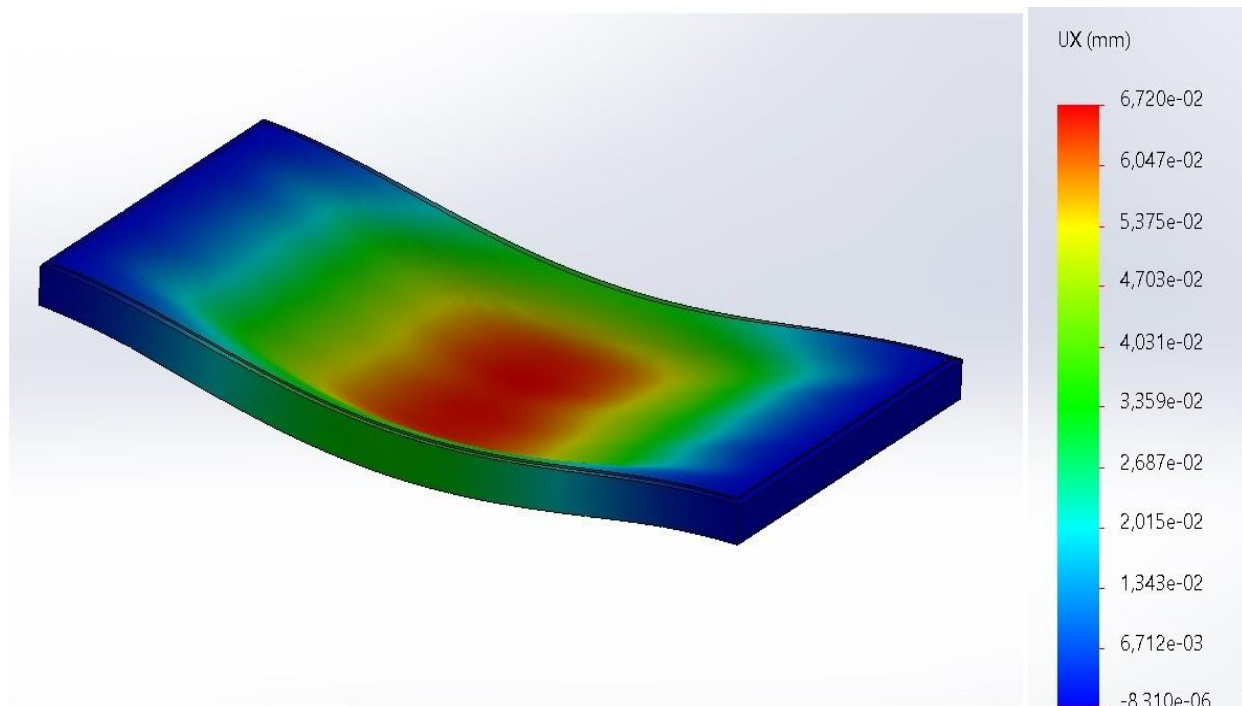
5.2. FEM analiza nosive konstrukcije

Pomoću programskog paketa SolidWorks provodi se analiza metodom konačnih elemenata kako bi se dodatno provjerili kriteriji čvrstoće i krutosti. Postavljaju se rubni uvjeti koji predstavljaju zavareni spoj platforme sa pokretnim mehanizmom. Djelovanje težine tereta postavlja se u središte platforme. Provođenjem analize dolazi se do vrijednosti progiba i naprezanja u središnjem dijelu platforme.



Slika 43. Prikaz naprezanja nosive konstrukcije SolidWorks FEA analizom

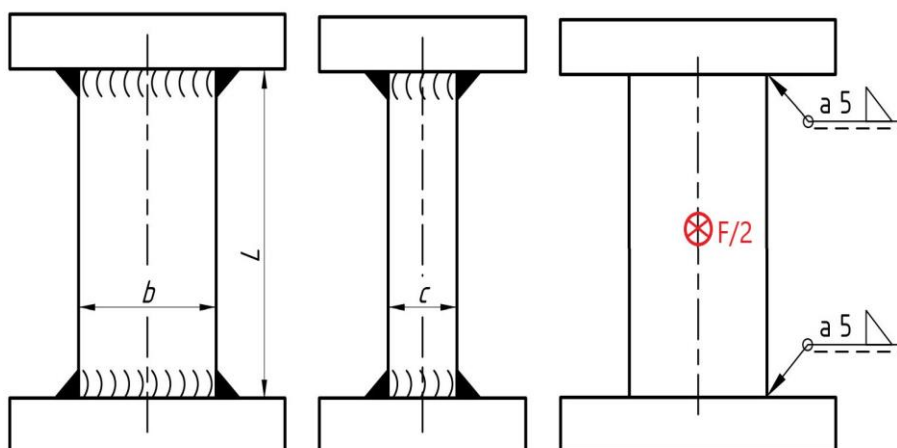
Prema slici 43. mogu se vidjeti vrijednosti naprezanja vezane za cijelo područje nosive konstrukcije. Naprezanja se povećavaju od ruba prema središnjici platforme i prema tome najveća vrijednost iznosi $1,901 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$, što pretvoreno u jedinice prethodno izračunatog dopuštenog naprezanja iznosi 19 N/mm^2 . Dobivena vrijednost je manja od analitičke vrijednosti naprezanja koja iznosi $91,75 \text{ N/mm}^2$. Ovaj rezultat pokazuje kako je kriterij čvrstoće zadovoljen analitičkim i numeričkim putem. Nadalje, slika 44. prikazuje vrijednosti progiba za nosivu konstrukciju. Najveća vrijednost progiba postignuta je u središnjem dijelu platforme i ona iznosi $0,0672 \text{ mm}$. Ova vrijednost progiba višestruko je manja od analitičke vrijednosti te se iz toga razloga povlači zaključak kako je kriterij krutosti ostvaren za oba postupka provjere, analitički i numerički. Svi prikazani rezultati govore da se provođenjem proračuna na više načina uvijek može doći rezultata koji će pomoći u provjeri točnosti i usmjeravanju prema pravilnim postupcima rada.



Slika 44. Prikaz pomaka nosive konstrukcije SolidWorks FEA analizom

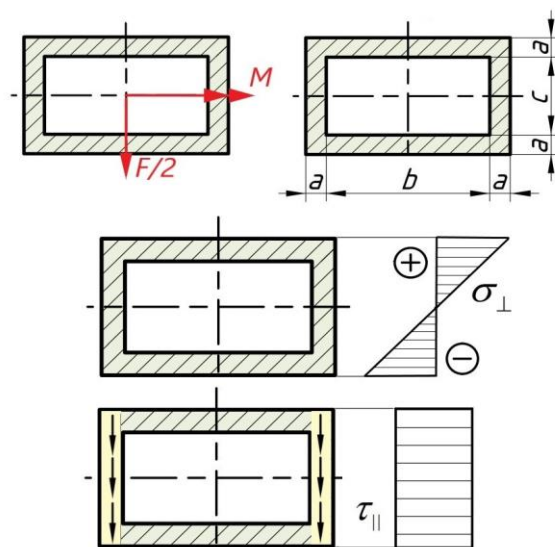
5.3. Provjera zavora koji nose platformu

Nosiva konstrukcija je kraćim stranicama svoga okvira zavarena za mehanizam. Za vrstu zavora izabran je kutni zavar dimenzije $a = 5$ mm. Slika 45. shematski prikazuje mjesto i vrstu zavora te opterećenje kojem je zavar izložen. S obzirom kako je platforma na dva kraja učvršćena zavarima za mehanizam, u proračun se uzima polovica vrijednosti sile koja opterećuje platformu. Ukupna sila se sastoji od težine tereta i težine konstrukcije platforme, a iznosi 6800 N.



Slika 45. Shematski prikaz mjesta zavora nosive konstrukcije za mehanizam

Na kutnom zavaru opterećenom poprečnom silom F na kraku L , javlja se normalno naprezanje uslijed savijanja i smično naprezanje. Iz tog razloga, uzimaju se pretpostavke da se težište pravokutne cijevi poklapa sa težištem proračunskog presjeka zavara i da samo zavari paralelni sa smjerom djelovanja sile preuzimaju smično opterećenje. Raspodjela smičnih naprezanja je jednolična.



Slika 46. Prikaz opterećenja i naprezanja nosivih zavara

$$M = \frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{6800}{2} \cdot \frac{2000}{2} = 3\,400\,000 \text{ Nmm} \quad (182)$$

$$A_{z\parallel} = 2a \cdot (c + 2a) = 2 \cdot 5 \cdot (90 + 2 \cdot 5) = 1000 \text{ mm}^2 \quad (183)$$

$$I_z = \frac{(c + 2a)^3 \cdot (b + 2a)}{12} - \frac{c^3 \cdot b}{12} = \frac{(90 + 2 \cdot 5)^3 \cdot (1000 + 2 \cdot 5)}{12} - \frac{90^3 \cdot 1000}{12} \quad (184)$$

$$I_z = 23\,416\,667 \text{ mm}^4; W_z = \frac{I_z}{\frac{c}{2} + a} = \frac{23\,416\,667}{\frac{90}{2} + 5} = 468\,333 \text{ mm}^3 \quad (185)$$

$$\sigma = \frac{M}{W_z} = \frac{3\,400\,000}{468\,333} = 7,26 \text{ N/mm}^2; \tau = \frac{\frac{F}{2}}{A_{z\parallel}} = \frac{3400}{1000} = 3,4 \text{ N/mm}^2 \quad (186)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{7,26^2 + 3 \cdot 3,4^2} = 9,348 \text{ N/mm}^2 \quad (187)$$

$$\sigma_{zdop} = \beta \cdot \sigma_{dop} = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{a}\right) \cdot 240 = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{5}\right) \cdot 240 \quad (188)$$

$$\sigma_{red} = 9,348 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zdop} = 230,4 \text{ N/mm}^2 \quad (189)$$

Zavar zadovoljava dopušteno naprezanje.

6. ZAKLJUČAK

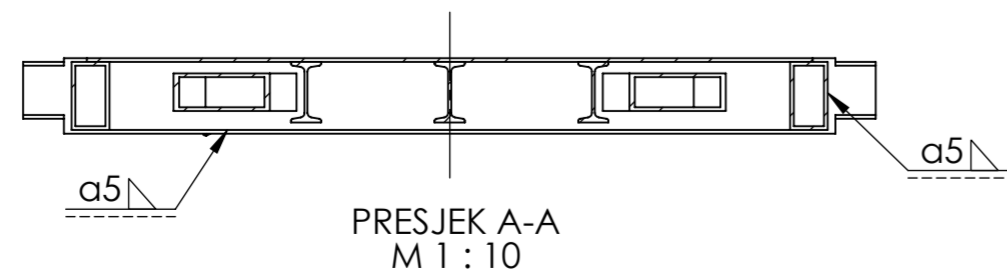
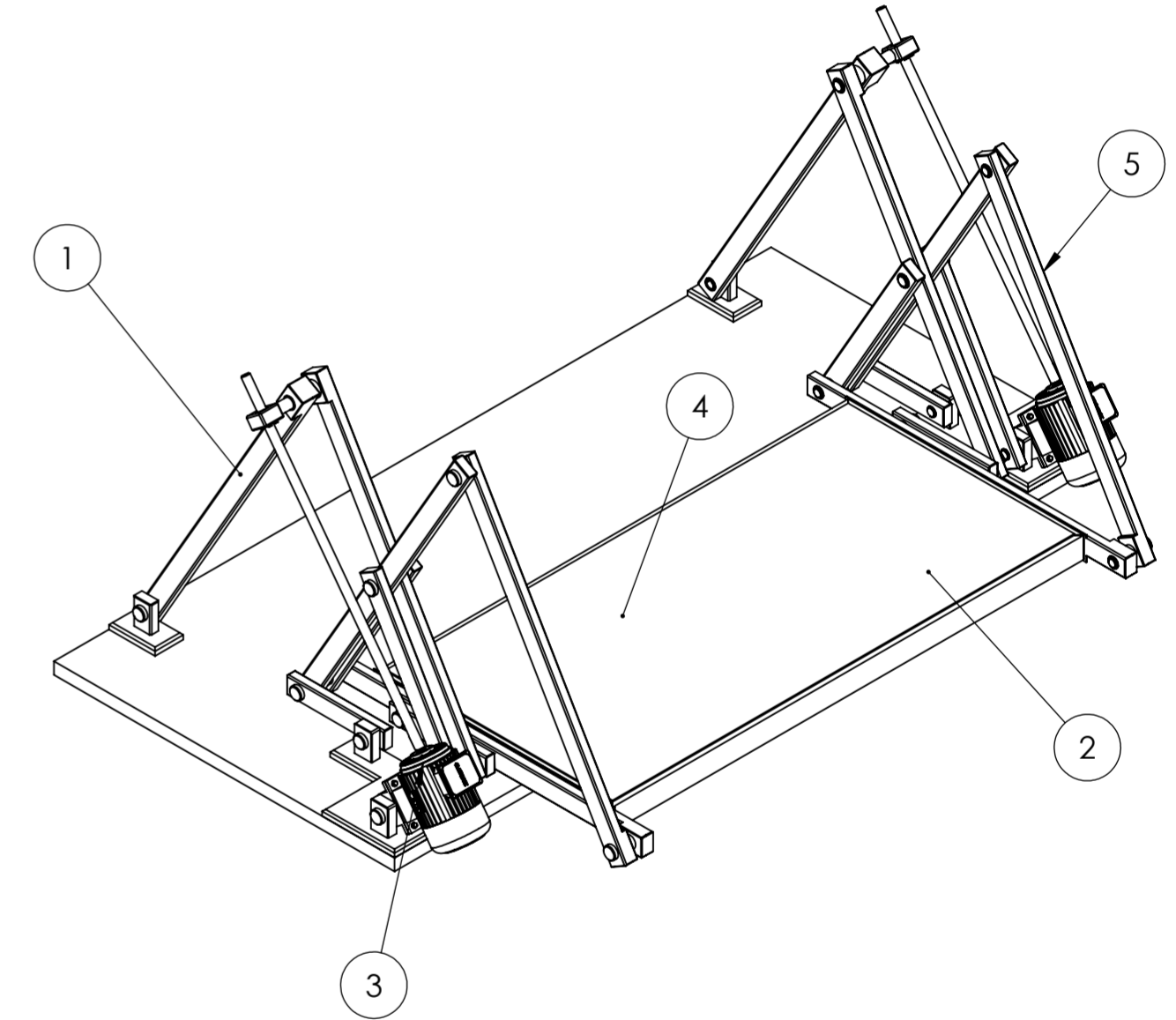
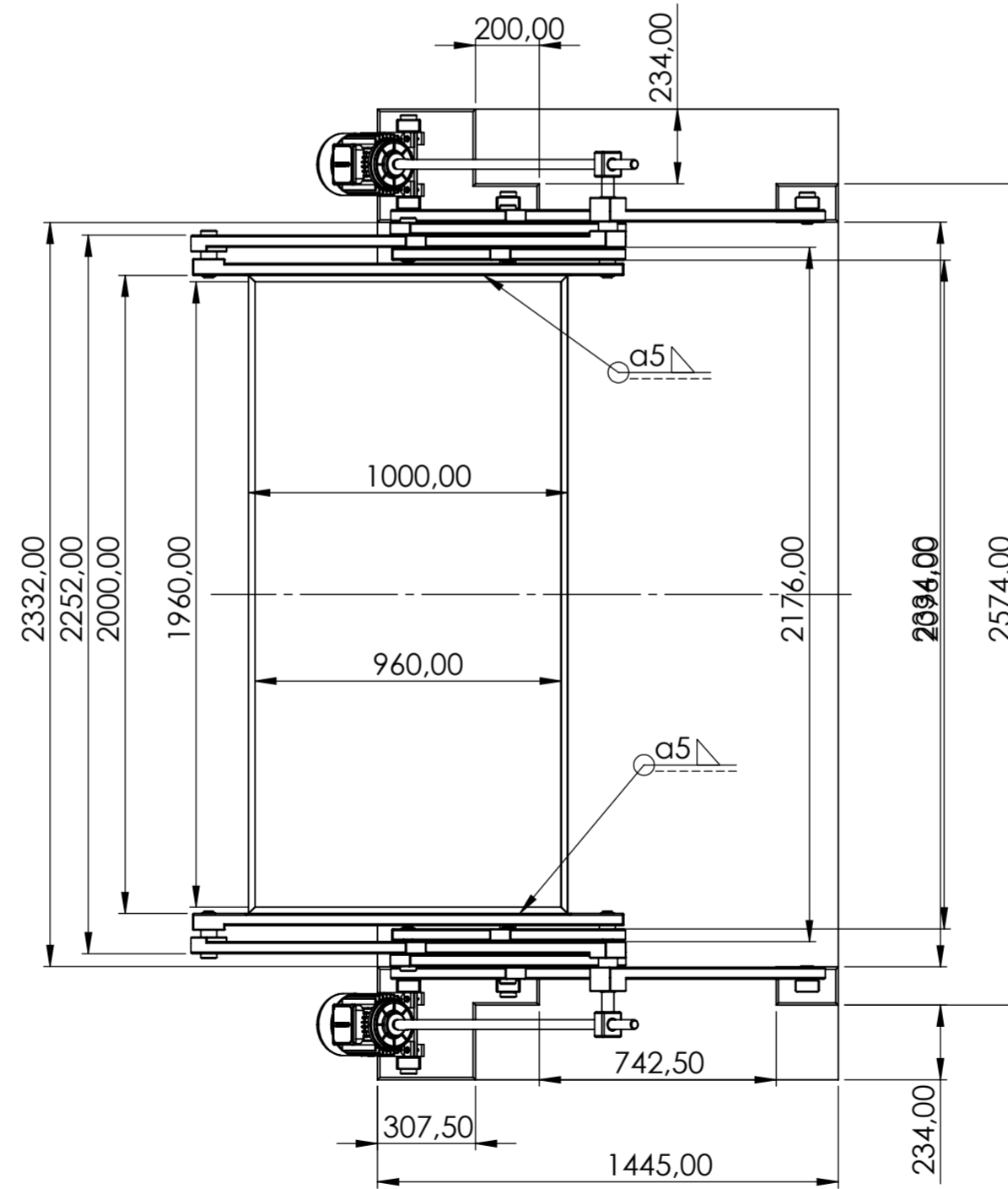
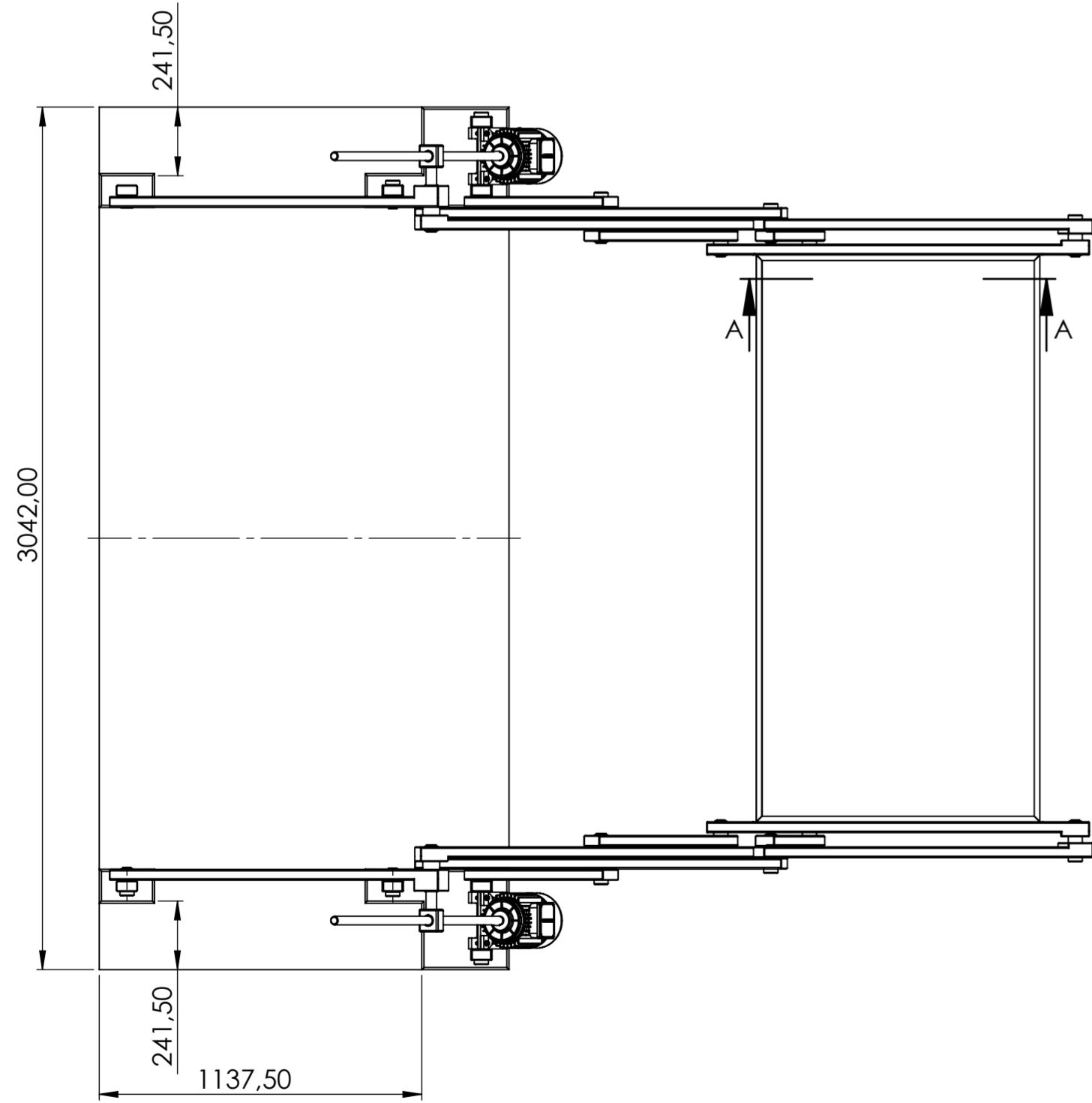
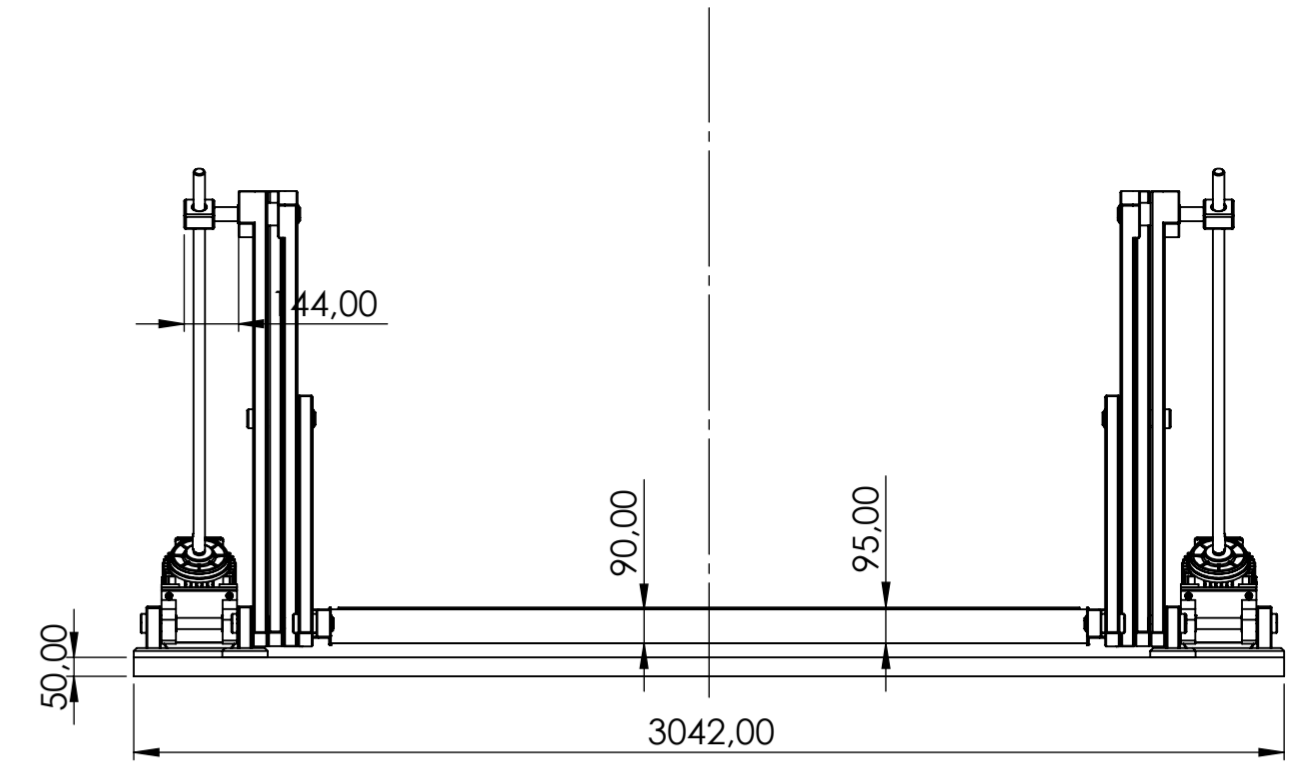
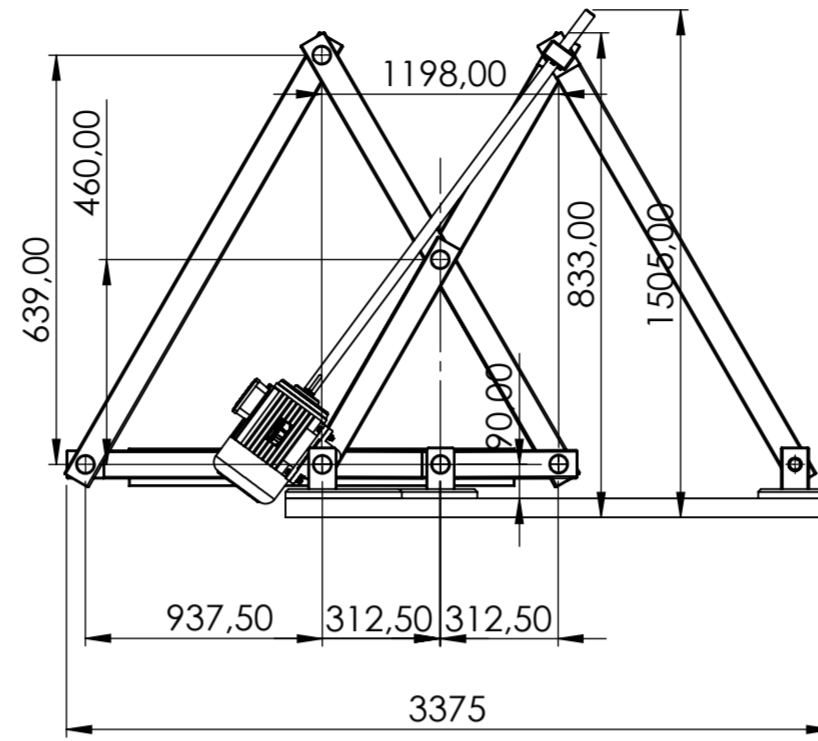
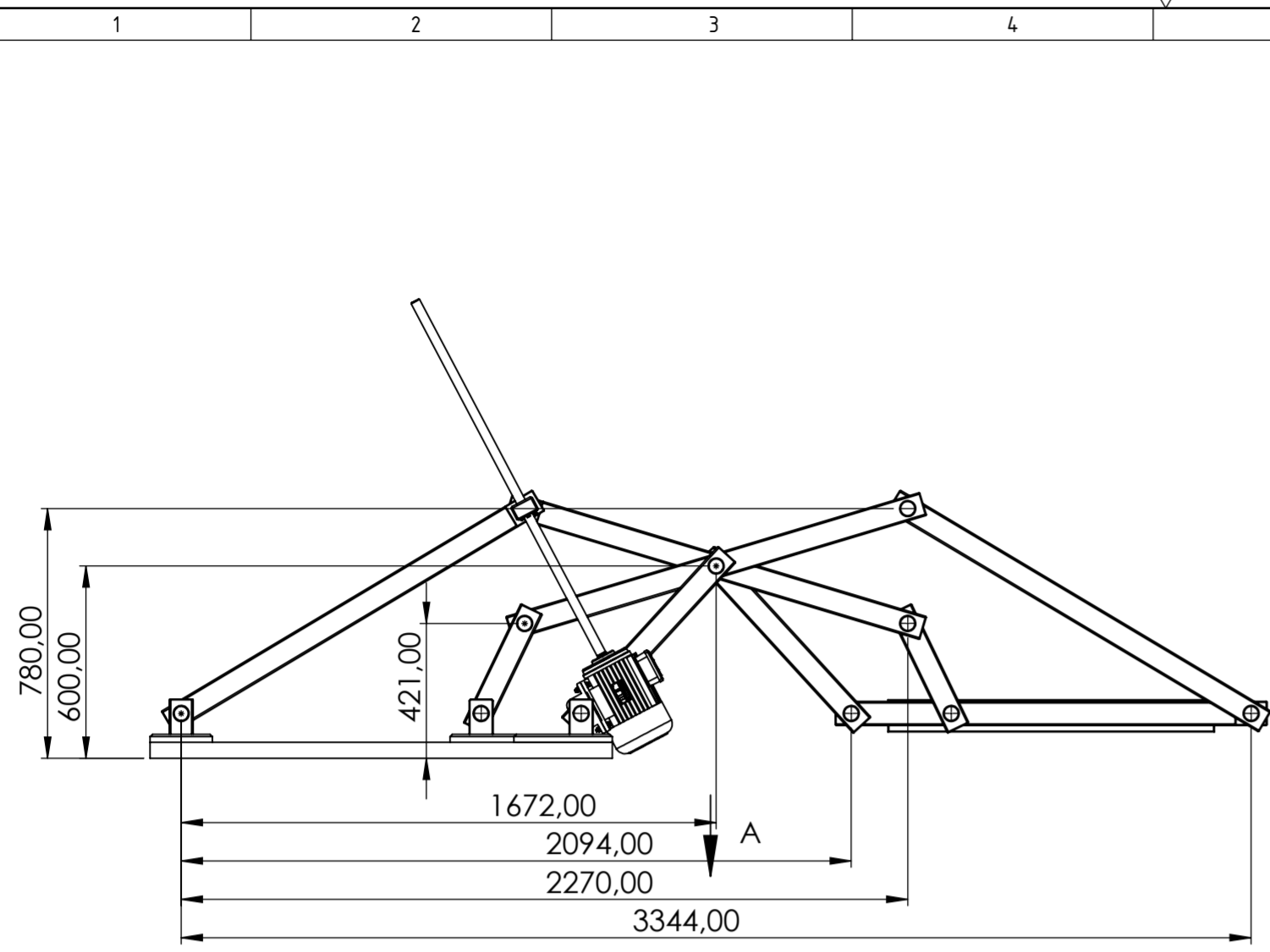
Ovim radom proveda se proračunska analiza mehanizma za horizontalni pomak baziran na teoriji Alfreda B. Kempea te se predstavilo konstrukcijsko rješenje za dobiveni proračun. Oba dijela rada pokazala su svoju kompleksnost kroz brojna ograničenja. Proračunski dio zahtijevao je poštivanje geometrijske ovisnosti međusobno povezanih komponenata, dok je konstrukcijski dio zahtijevao ostvarivanje horizontalnog pomaka zadovoljavanjem funkcionalnosti povezanih komponenti. Proračunski dio najprije je definirao potrebne kuteve među štapovima kako bi se što lakše moglo odrediti položaje pojedinih štapova promjenom kuta među njima. Nakon toga, postavljanjem jednadžbi koje su u vezu dovele sve štapove dolazi se do vrijednosti aksijalnih sila u svakom zasebnom štapu. Naposljetku se proveda provjera naprezanja u štapovima za odabrani poprečni presjek te se na temelju toga započela konstrukcijska izrada. Konstrukcijski dio rada sastojao se od izrade CAD modela u programskom paketu SolidWorks te izrade tehničke dokumentacije s pomoću istog. Sve navedeno bilo je popraćeno početnim uvjetima zadanog zadatka u obliku željene težine tereta, pomaka platforme i njenih dimenzija te vrste pogona i brzine pomicanja. Rad je obuhvatio sve tražene točke izrade, razradio ih do potrebnih granica te se zbog toga može smatrati uspješno odrađenim.

LITERATURA

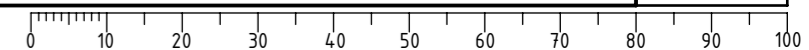
- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] Husnjak, M.: Teorija mehanizama, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2009.
- [5] Matejiček F., Semenski D., Vnućec Z.: Uvod u statiku, Tehnička knjiga Zagreb, 2005.
- [6] Alfirević, I.: Nauka o čvrstoći I, Tehnička knjiga Zagreb, 1989.
- [7] Opalić M., Kljajin M., Sebastijanović S.: Tehničko crtanje, ZRINSKI d.d., 2007.
- [8] <http://www.b2bmetal.eu/>

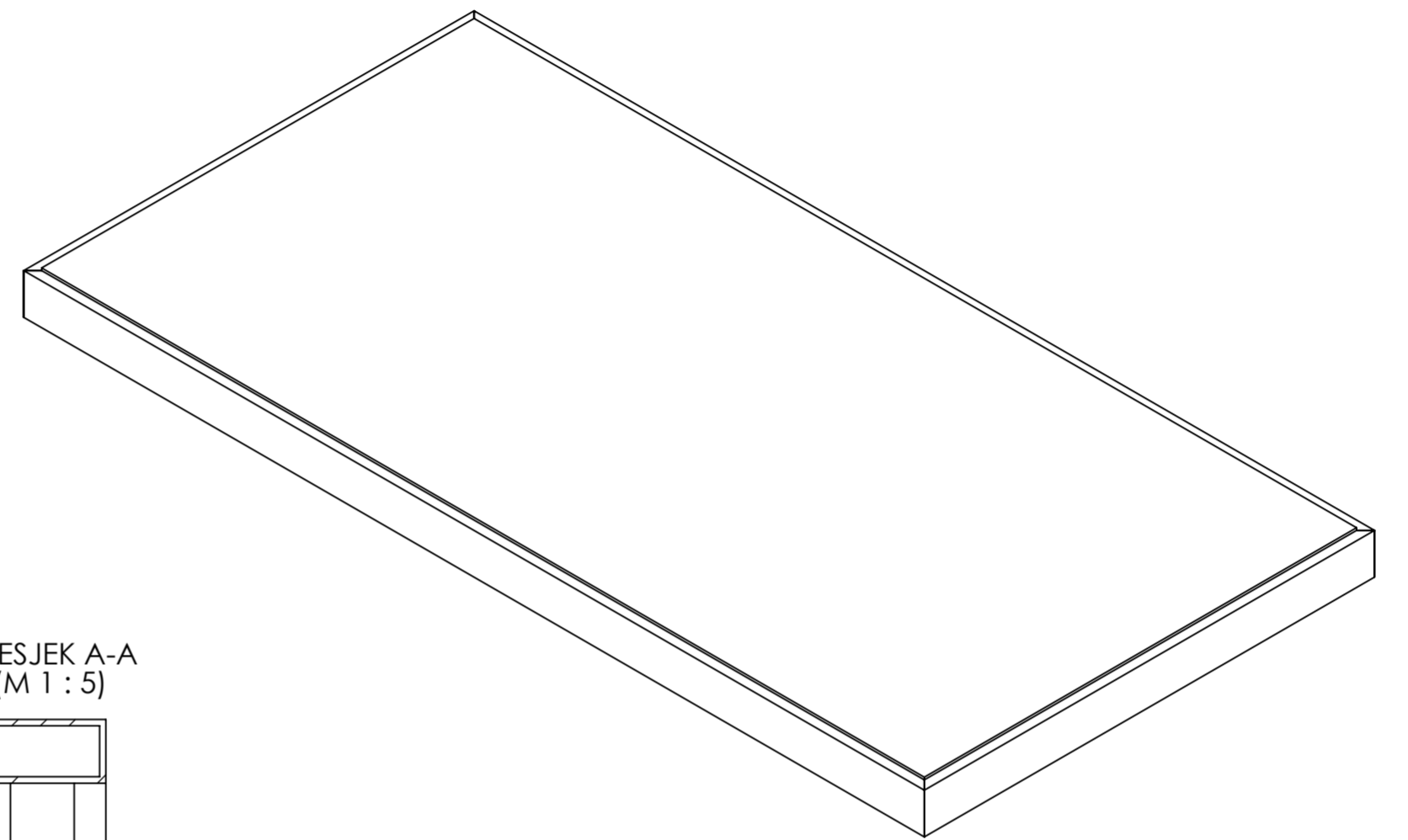
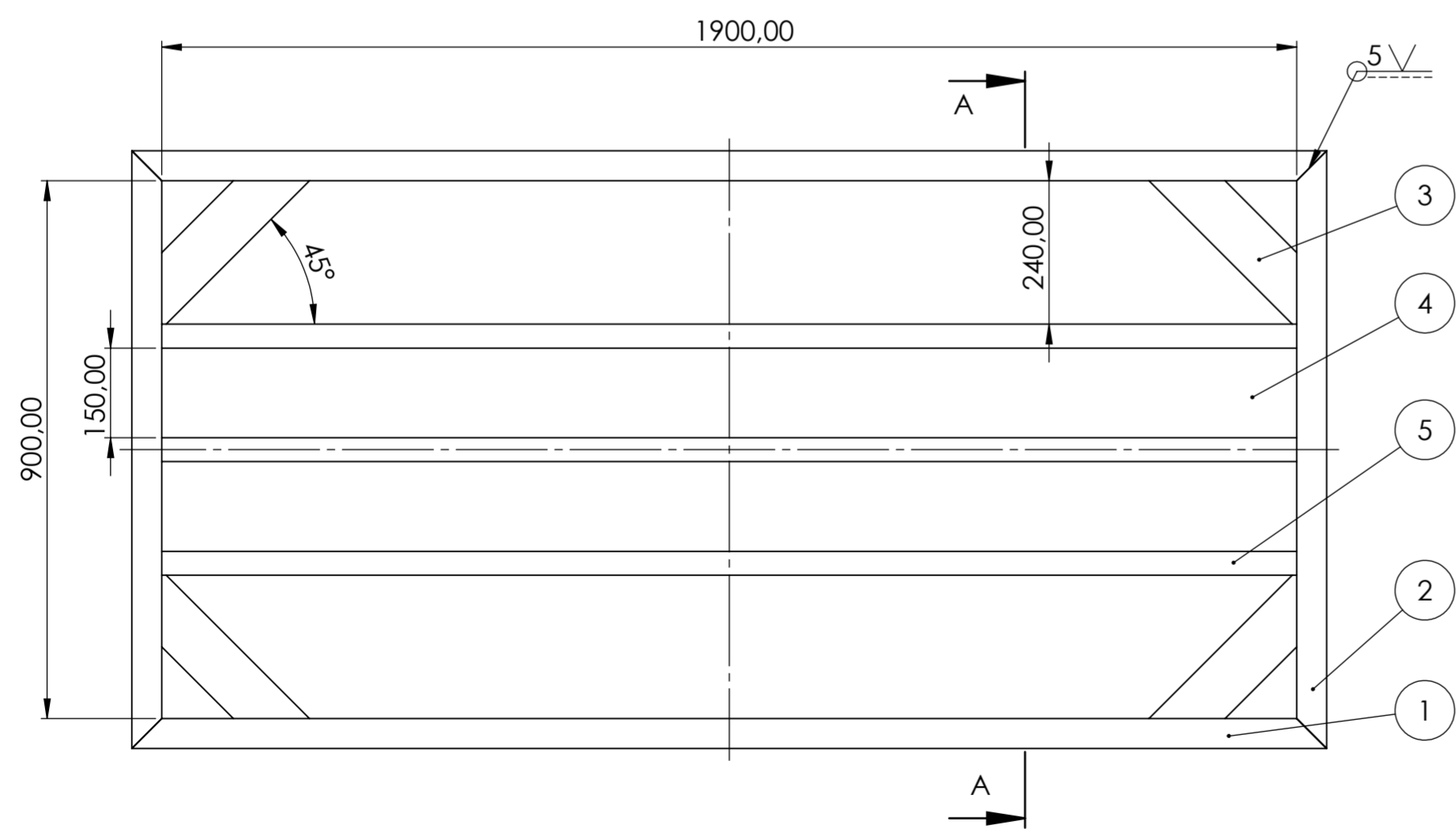
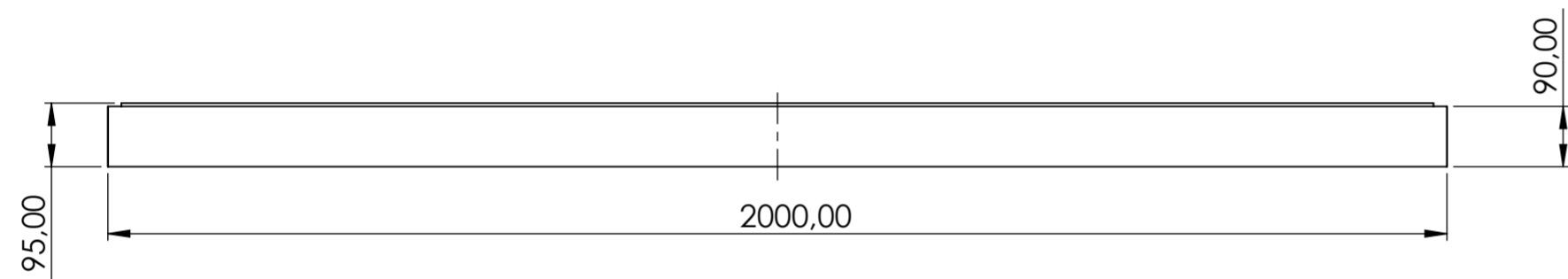
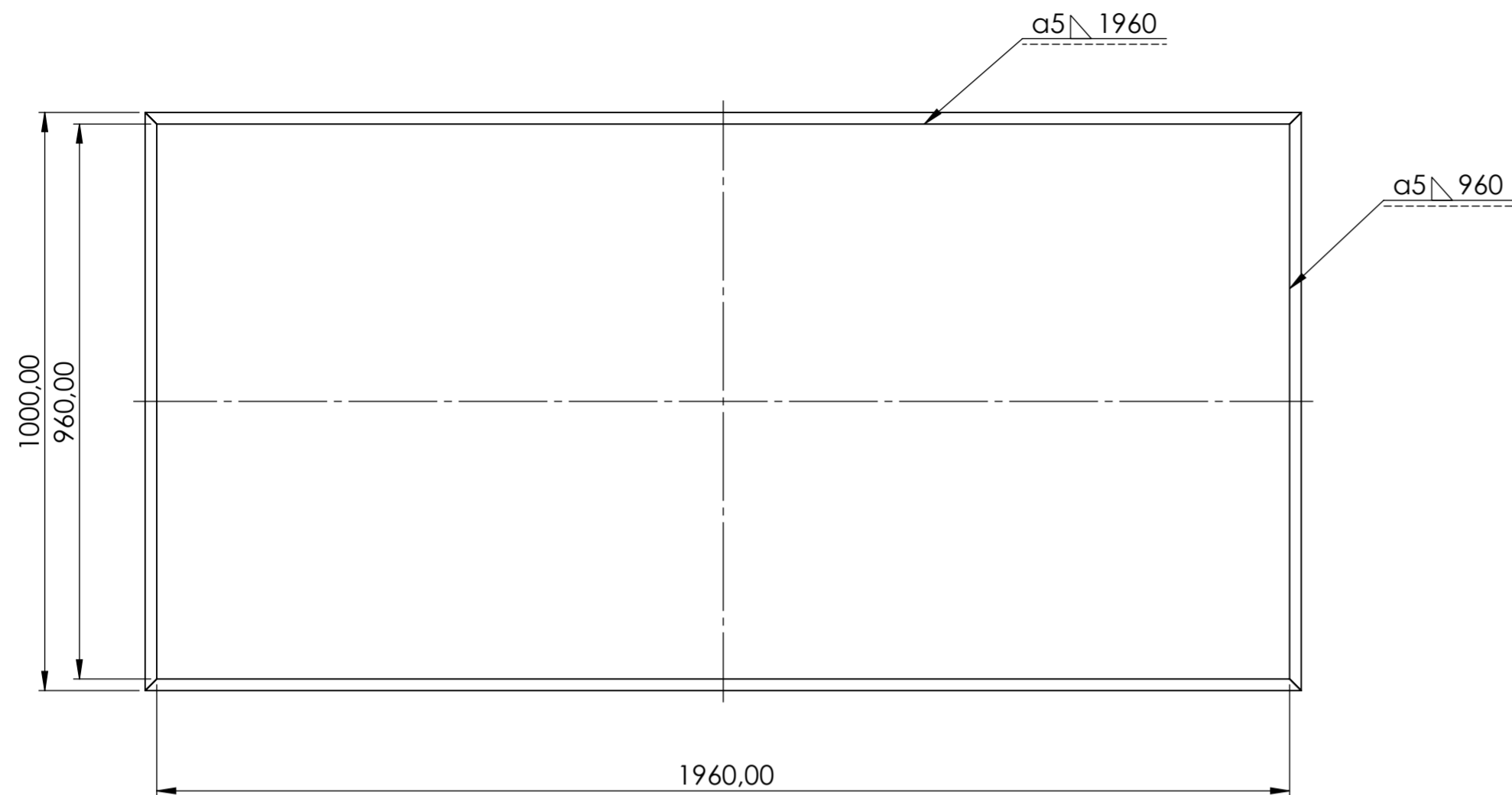
PRILOZI

I. Tehnička dokumentacija

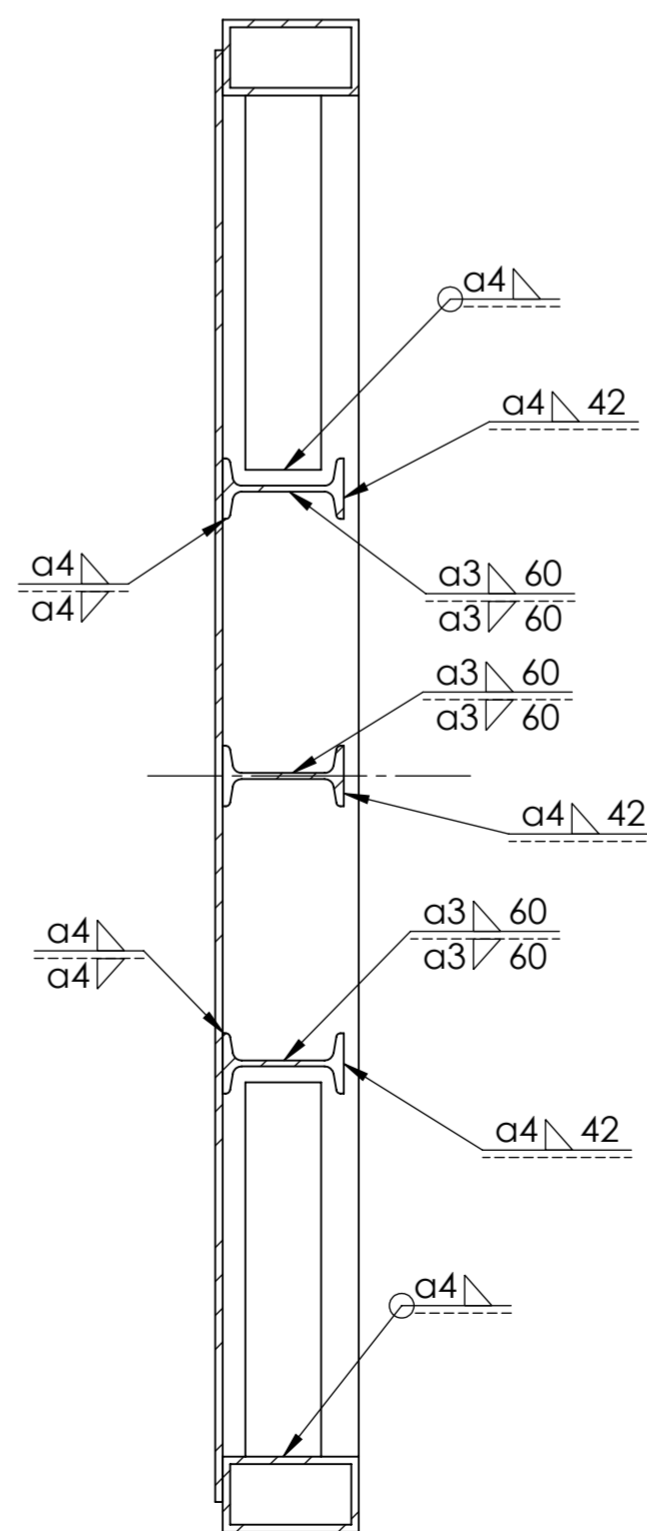


5	Pokretni mehanizam L	1	IS-2023-10			
4	Podnožje mehanizma	1	IS-2023-40			
3	Pogon mehanizma	2	IS-2023-30			
2	Nosiva konstrukcija	1	IS-2023-20			
1	Pokretni mehanizam D	1	IS-2023-10			
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		25.11.2023.	Ivan Stjepanović			
Razradio		25.11.2023.	Ivan Stjepanović			
Crtao		25.11.2023.	Ivan Stjepanović			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije				Objekt:	Objekt broj:	
				Napomena:	R. N. broj:	
				Materijal:	Smjer:	Kopija
				Masa:	Konstrukcijski	
				DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala		Naziv:		Platforma horizontalnog pomaka		Format: A2
M1:20		Crtež broj:		IS-2023-000		Listova: 1
						List: 1

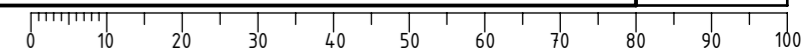


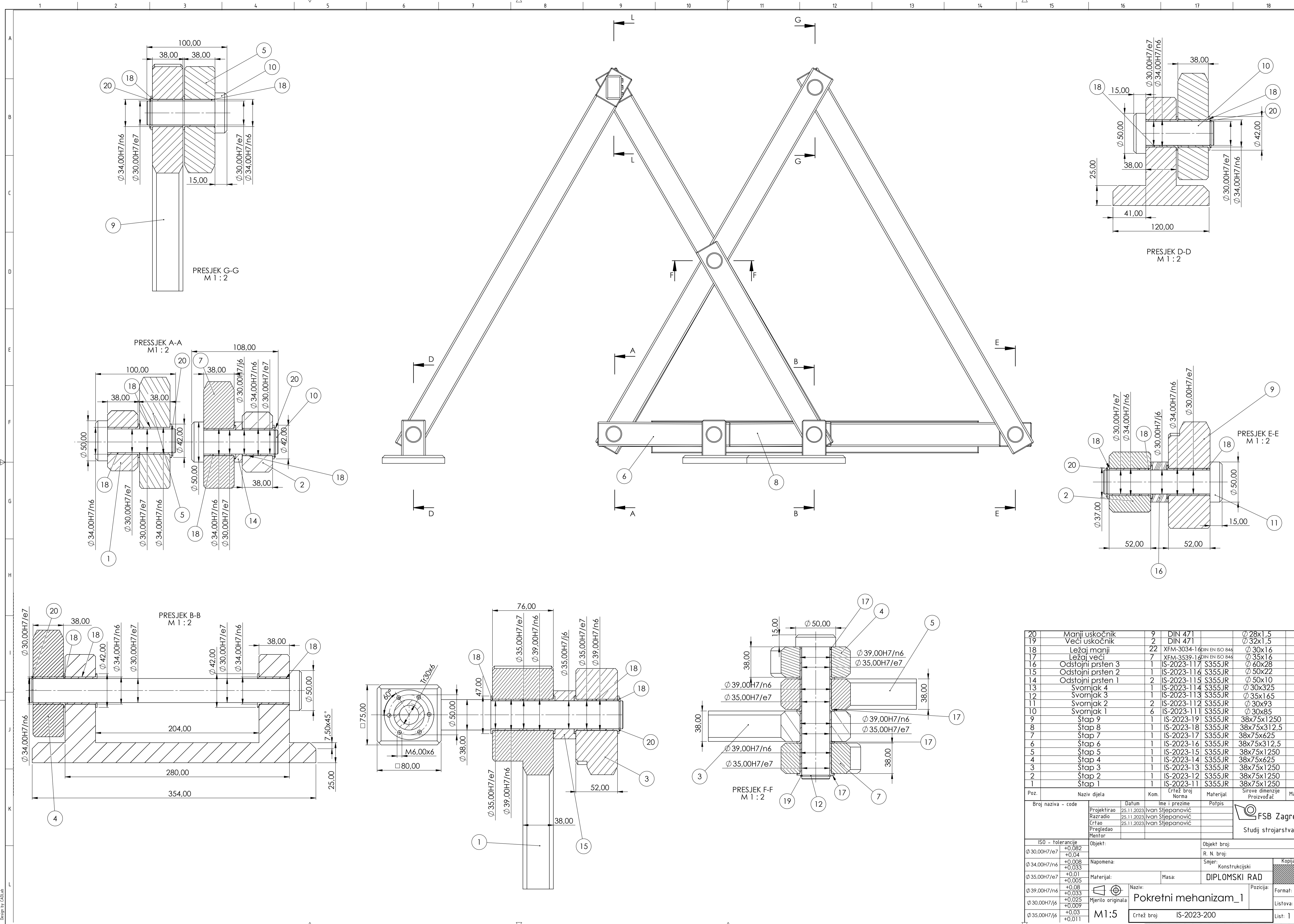


PRESJEK A-A
(M 1 : 5)

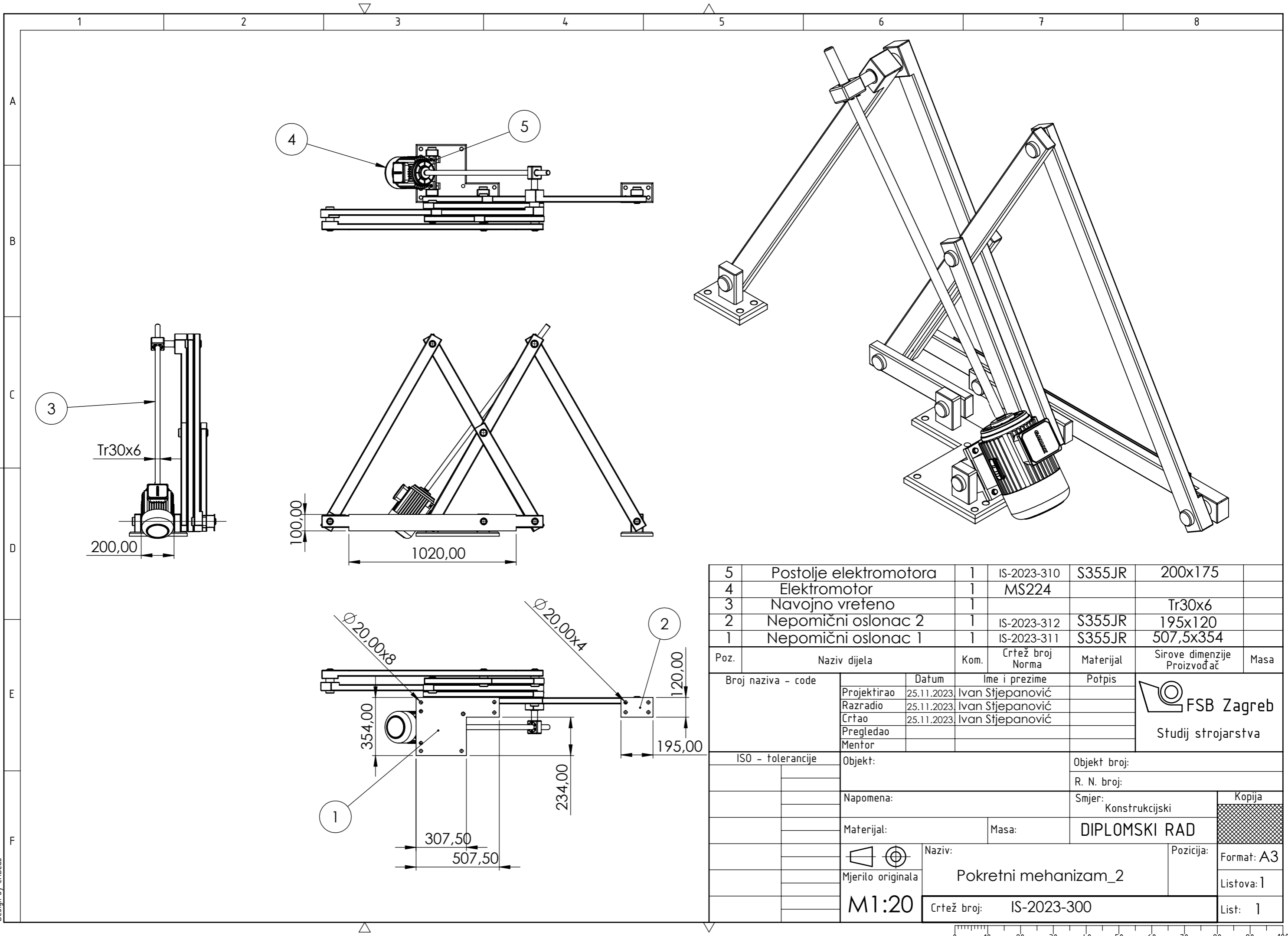



5	Nosač	3	DIN 1025	S355JR	IPN 80x1900	
4	Ravna ploča	1	IS-2023-11	S355JR	1960x960x5	
3	Ojačanje	4	DIN 2395	S355JR	90x50x5	
2	Poprečni dio okvira	2	DIN 2395	S355JR	90x50x5	
1	Uzdužni dio okvira	2	DIN 2395	S355JR	90x50x5	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		25.11.2023.	Ivan Stjepanović			
Razradio		25.11.2023.	Ivan Stjepanović			
Crtao		25.11.2023.	Ivan Stjepanović			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije			Objekt:		Objekt broj:	
					R. N. broj:	
Napomena:			Smjer:		Kopija	
			Konstrukcijski			
Materijal:			Masa: 176,87kg		DIPLOMSKI RAD	
Mjerilo originala			Naziv:		Pozicija:	
M 1:10			Nosiva konstrukcija		Format: A2	
			Crtež broj: IS-2023-100		Listova: 1	
					List: 1	





20	Manji uskočnik	9	DIN 471		Ø 28x1,5		
19	Veći uskočnik	2	DIN 471		Ø 32x1,5		
18	Ležaj manji	22	XFM-3034-16	DIN EN ISO 846	Ø 30x16		
17	Ležaj veći	7	XFM-3539-16	DIN EN ISO 846	Ø 35x16		
16	Odstojni prsten 3	1	IS-2023-117	S355JR	Ø 60x28		
15	Odstojni prsten 2	1	IS-2023-116	S355JR	Ø 50x22		
14	Odstojni prsten 1	2	IS-2023-115	S355JR	Ø 50x10		
13	Svomjak 4	1	IS-2023-114	S355JR	Ø 30x325		
12	Svomjak 3	1	IS-2023-113	S355JR	Ø 35x165		
11	Svomjak 2	2	IS-2023-112	S355JR	Ø 30x93		
10	Svomjak 1	6	IS-2023-111	S355JR	Ø 30x85		
9	Štap 9	1	IS-2023-19	S355JR	38x75x1250		
8	Štap 8	1	IS-2023-18	S355JR	38x75x312,5		
7	Štap 7	1	IS-2023-17	S355JR	38x75x625		
6	Štap 6	1	IS-2023-16	S355JR	38x75x312,5		
5	Štap 5	1	IS-2023-15	S355JR	38x75x1250		
4	Štap 4	1	IS-2023-14	S355JR	38x75x625		
3	Štap 3	1	IS-2023-13	S355JR	38x75x1250		
2	Štap 2	1	IS-2023-12	S355JR	38x75x1250		
1	Štap 1	1	IS-2023-11	S355JR	38x75x1250		
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		25.11.2023.		Ivan Siječanović		[Potpis]	
Razradio		25.11.2023.		Ivan Siječanović		[Potpis]	
Crtao		25.11.2023.		Ivan Siječanović		[Potpis]	
Pregledao							
Mentor							
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
Ø 30.00H7/e7 +0,082				R. N. broj:			
Ø 34.00H7/n6 +0,04		Napomena:		Smjer:		Kopija	
Ø 35.00H7/e7 +0,008		Materijal:		Masa:		Konstrukcijski	
Ø 39.00H7/n6 +0,033		Mjerilo originala		Naziv:		DIPLOMSKI RAD	
Ø 39.00H7/n6 +0,01				Pokretni mehanizam_1		Forma: A1	
Ø 30.00H7/j6 +0,025		Crtež broj:		IS-2023-200		Listova: 1	
Ø 35.00H7/j6 +0,03						List: 1	
Ø 35.00H7/j6 +0,011							



5	Postolje elektromotora	1	IS-2023-310	S355JR	200x175	
4	Elektromotor	1	MS224			
3	Navojno vreteno	1			Tr30x6	
2	Nepomični oslonac 2	1	IS-2023-312	S355JR	195x120	
1	Nepomični oslonac 1	1	IS-2023-311	S355JR	507,5x354	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		25.11.2023	Ivan Stjepanović		 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Razradio		25.11.2023	Ivan Stjepanović			
Crtao		25.11.2023	Ivan Stjepanović			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	
		Materijal:			Masa:	
					DIPLOMSKI RAD	
		Mjerilo originala			Naziv: Pokretni mehanizam_2	
		M1:20			Pozicija: Format: A3	
		Crtež broj: IS-2023-300			Listova: 1	
					List: 1	