

PROIECT DE DIPLOMĂ

Candidat: Robert-Cristian Iridon

Coordonator științific: Conf. Dr. Ing. Valentin Ciupe

SL. Dr. Ing. Andrei T Borborean

Sesiunea: Iunie 2025

PROIECTAREA ȘI REALIZAREA UNUI SISTEM PEDALIER PENTRU UN MONOPOST DE TIP FORMULA STUDENT

Candidat: Robert-Cristian Iridon

Coordonator științific: Conf. Dr. Ing. Valentin Ciupe

SL. Dr. Ing. Andrei T Borborean

Sesiunea: Iunie 2025

REZUMAT

În cadrul acestei lucrări v-a fi urmărit parcursul tehnologic al proiectării, simulării și realizării unui sistem pedalier pentru monopostul de Formula Student al echipei UPT Racing Team. Scopul principal a fost realizarea unui sistem mai ușor, mai compact și mai ergonomic față de versiunile anterioare ale sistemului.

În urma unor serii de analize cu element finit și optimizări de tip design generativ aceste obiective au fost atinse iar ulterior ansamblul CAD final a fost realizat.

Componentele proiectate au fost fabricate folosind diferite procese tehnologice cum ar fi debitarea cu jet de apă, aşchierea sau printarea 3D.

ABSTRACT

This paper explores the design, simulation, and production process of a new pedal system for the Formula Student race car developed by the UPT Racing Team. The main goal was to create a system that's lighter, more compact, and more ergonomic than previous designs.

By using finite element analysis and generative design techniques, the team was able to meet these objectives and develop a refined final CAD assembly.

The components were then brought to life through a combination of manufacturing methods, including water jet cutting, machining, and 3D printing.

CUPRINS

1. INTRODUCERE	15
1.1 FORMULA STUDENT	15
1.2 IMPORTANȚA SISTEMUL PEDALIER	15
1.3 RAPORTUL PEDALEI DE FRÂNĂ	16
2. PROIECTAREA PEDALEI DE FRÂNĂ	19
2.1 DIMENSIONAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE	19
2.2 SCHEMA CINEMATICĂ A PEDALEI DE FRÂNĂ	21
2.3 ANALIZA CU ELEMENT FINIT A PEDALEI DE FRÂNĂ	22
2.4 REALIZAREA TĂLPICULUI PEDALEI FOLOSIND DESGIN GENERATIV	25
3. PROIECTAREA PEDALEI DE ACCELERAȚIE	28
3.1 SCHEMA CINEMATICĂ A PEDALEI DE ACCELERAȚIE	28
3.2 ANALIZA CU ELEMENT FINIT A PEDALEI DE ACCELERAȚIE	31
4. PROIECTAREA SUBSISTEMULUI DE ȘINE INDEXABILE	34
4.1 SCOPUL SUB-SISTEMULUI DE ȘINE INDEXABILE	34
4.2 ANALIZA CU ELEMENT FINIT A ȘINELOR INDEXABILE	35
4.3 ANALIZA CU ELEMENT FINIT PLĂCII PRINCIPALE	38
5. ANSAMBLUL CAD AL SISTEMULUI PEDALIER	42
6. ELETRONICA, SENZORII ȘI ACTUATOARELE DIN SISTEMUL PEDALIER	45
6.1 SISTEME DE SIGURANȚĂ (BOTS)	46
6.2 SISTEMUL DE REGLAJ AL DISTRIBUȚIEI DE FORȚĂ ÎNTRE PUNȚI	46
7. FABRICAREA COMPONENTELOR	50

7.1 DEBITAREA CU JET DE APĂ	50
7.2 DEBITAREA CU LASER	51
7.3 FREZAREA ȘI STRUNJIREA.....	52
7.4 PRINTAREA 3D	54
8. INTEGRAREA SISTEMULUI PEDALIER IN MONOPOST	57
8.1 ASAMBLAREA COMPONENTELOR ȘI MONTAREA IN MONOPOST	57
9. CONCLUZII	62
10. BIBLIOGRAFIE	63
11. ANEXA	64

1. INTRODUCERE

1.1 FORMULA STUDENT

Competițiile Formula Student sunt un concept care a pornit în Statele Unite Ale Americii în 1980. Este o competiție internațională de inginerie, cu peste 1000 de echipe la nivel global, unde studenți proiectează, realizează și pilotează monoposturi similare cu Formula 1. Nu doar performanțele monopostului sunt jurizate dar și aspectele ingineresti și manageriale din spatele realizării acestuia. Echipele participante trebuie să respecte un regulament realizat de SAE (Societatea inginerilor în autovehicule) și să treacă o serie de inspecții tehnice înainte de a putea participa în probele competițiilor.



Figură 1 - Harta competițiilor Formula Student din Europa

Echipa UPT Racing a fost fondată în 2011 și a realizat un total de 4 monoposturi participând la un total de 11 competiții internaționale și 3 competiții naționale.

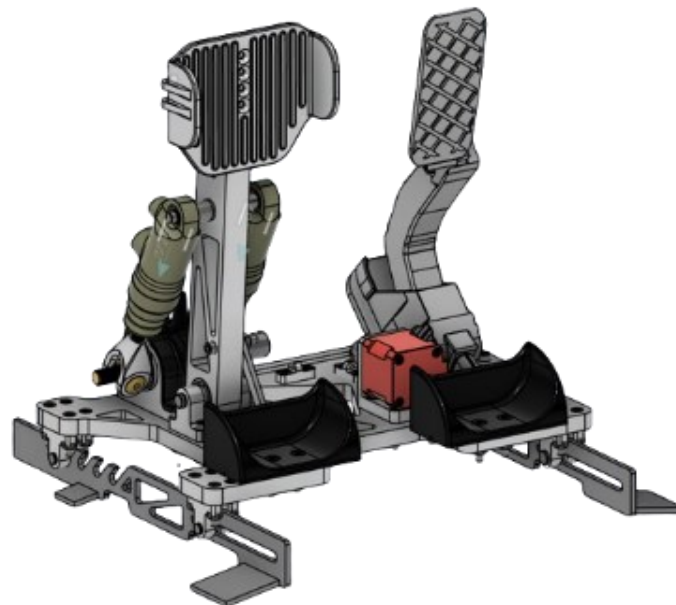
1.2 IMPORTANȚA SISTEMUL PEDALIER

Sistemul pedalier este una din cele mai vitale sisteme din cadrul unui monopost. Acesta conține controale principale acestuia, pedala de accelerație și pedala de frână. Tocmai din cauza importanței acestui sistem o serie de reguli realizate de SAE au fost urmate în proiectarea și realizarea sistemului:

- Sistemul de frânare trebuie să aibă două circuite hidraulice independente
- Fiecare din cele patru roți trebuie să fie echipată cu un sistem de frânare hidraulică
- Pedala de frână trebuie să reziste la o forță de apăsare de 2 kN
- Pedala de frână inclusiv tălpica acesteia trebuie să fie fabricate din oțel, aluminiu sau titan.
- Sistemul trebuie să fie echipat cu un comutator de depășire a cursei (BOTS)
- În timpul testului de frână, parte din inspecția tehnică obligatorie, sistemul trebuie să fie capabil să blocheze toate cele patru roți la o frânare bruscă

Peste aceste reguli din cadrul competiției o serie de constrângeri personale au fost setate:

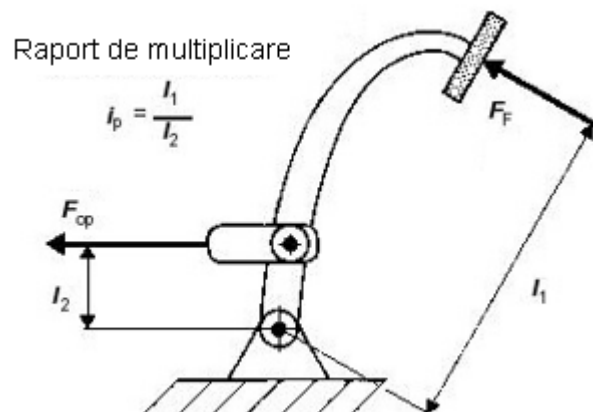
- Ansamblul complet trebuie să fie cu maxim 0.2 kg mai greu decât versiunea precedentă
- Sistemul de pedalier trebuie să includă un sistem de reglaj al poziției acestuia în monopost fără a fi necesare desfacerea unor șuruburilor
- Sistemul de pedalier trebuie să includă un sistem de reglaj al distribuției de forță între puntea față și puntea spate.



Figură 2 - Versiunea precedentă a sistemului pedalier

1.3 RAPORTUL PEDALEI DE FRÂNĂ

Pedala de frână acționează ca un sistem de tip pârghie pentru a multiplica forța de apăsare. Raportul unei pedale clasice este dat de fracția l_1/l_2 unde l_1 este distanța de la punctul de aplicare al forței la punctul de pivotare al pedalei, iar l_2 reprezintă distanța de la punctul de pivotare la punctul de transmite forță de apăsare pompelor.

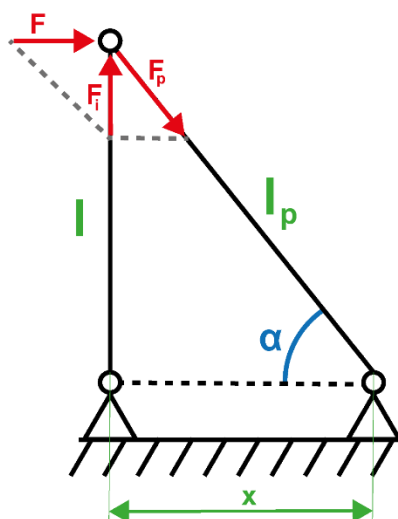


Figură 3 - Reprezentarea raportului pedalei

Datorită poziției unice a pompelor în raport cu pedala de frână raportul de multiplicarea în cazul curent se calculează diferit.

Cazul 1 reprezintă cazul teoretic și este prezentat în figura următoare unde:

- F – forța de apăsare exercitată de pilot
- F_i – forța
- F_p – forța de apăsare în pompe
- l_p – lungimea pompei
- l – lungimea pedalei
- x – distanța dintre punctul de pivotare a pedalei față de cel al pompei

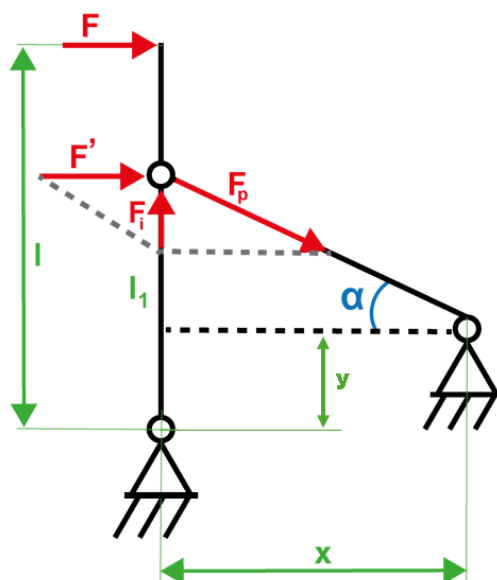


Figură 4 - Cazul 1, cazul teoretic al calculului raportului

Prin descompunerea forței de apăsare F după axa pedalei respectiv a pompei obținem următoarele forțe: $F_i = F \times \tan \alpha$, unde $\tan \alpha = \frac{x}{l}$, astfel înlocuind în formula inițială obținem $F_i = \frac{F \times x}{l}$, $F_p = \frac{F}{\cos \alpha}$, unde $\cos \alpha = \frac{x}{l_p}$, rezultând astfel $F_p = \frac{F \times l_p}{x}$. Raportul de multiplicare în acest caz este $i_p = \frac{l_p}{x}$ rezultând din formula $F_p = F \times i_p$

În realitate cazul 1 nu este aplicat datorită raportului mic rezultat și a compactității reduse comparativ cu alte soluții constructive, astfel în practică se va utiliza următorul caz:

- F – forța de apăsare exercitată de pilot
- F_i – forța
- F' – forța rezultată în urma pârghiei
- F_p – forța de apăsare în pompe
- l_p – lungimea pompei
- l – lungimea pedalei
- l_1 – distanța dintre punctul de pivotare și cel de transmite forței de apăsare pompelor
- y – ordonata punctului de pivotare al pompei față de punctul de pivotare al pedalei
- x – abscisa punctului de pivotare al pompei față de punctul de pivotare al pedalei



Figură 5 - Cazul 2, cazul practic al calculului raportului

Aplicând formula clasică a raportului pe pedala obținem $F' = F \times \frac{l}{l_1}$ iar descompunând forța de apăsare F' obținem:

$$F_i = F' \times \tan \alpha, \text{ unde } \tan \alpha = \frac{l_1 - y}{x}, \text{ înlocuind în ecuație obținem } F_i = F \times \frac{l}{l_1} \times \frac{l_1 - y}{x},$$

$$F_p = \frac{F}{\cos \alpha}, \text{ unde } \cos \alpha = \frac{x}{l_1}, \text{ rezultând astfel } F_p = F \times \frac{l}{l_1} \times \frac{l_1}{x}.$$

În acest caz raportul de multiplicare se calculează cu formula: $i_p = \frac{l \times l_p}{l_1 \times x}$, aceasta fiind formula folosită în deducerea raportului pedalei.

Valoarea finală a raportului se alege în practică și în funcție de tipul de autovehicul și domeniul de utilizare. De exemplu în cazul unui monopost de Formula Student valorarea acestui este cuprinsă în intervalul 3:1 și 5:1.

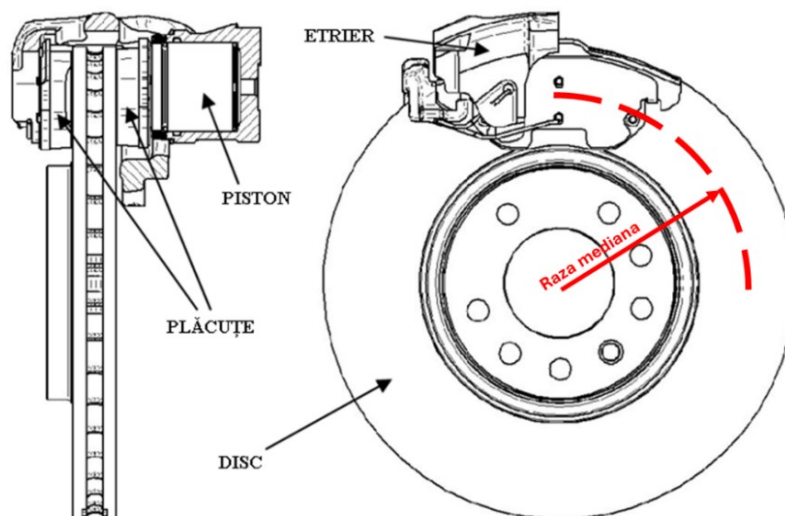
2. PROIECTAREA PEDALEI DE FRÂNĂ

2.1 DIMENSIONAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE

Prima etapă în proiectarea pedalei de frână este calcularea momentului necesar frânării, cursa pompei și forța necesară apăsării pedalei.

Tabel 1 - Datele inițiale

Masa autovehiculului	m_a	288	[kg]
Masa pilotului	m_p	80	[kg]
Masa totală	m_{total}	368	[kg]
Viteza de deplasare medie	v	80	[kmh]
Timpul de decelerare	t	1.5	[sec]
Raza roții monopostului	$r_{roată}$	235	[mm]
Raza mediană (raza de poziționare a plăcuțelor pe disc)	r_{disc}	115	[mm]
Număr plăcuțe de frâne per etrier	n	2	[-]
Coeficient de frecare al plăcuțelor	μ	0.65	[-]
Diametrul pistonului de la etrier	d_{etrier}	31.8	[mm]
Diametrul pistonului de la pompă	$d_{pompă}$	19.05	[mm]



Figură 6 - Schema discului de frână și a razei mediane a acestuia

Începem calculul prin conversia vitezei în unități de măsură internaționale folosind formula: $v[m/s] = \frac{v[kmh]}{3600} \times 1600 = 35.55 \text{ m/s}$ urmând apoi sa calculam decelerația autovehiculului folosind formula: $a_{deccel} = \frac{0-v}{t} = \frac{0-35.55}{1.5} \approx -23.7 \frac{m}{s^2}$.

Luând în calcul că raportul de frânare a punții spate față de puntea față este 60/40 putem calcula forța de frânare la axul față ca fiind:

$$F_{ax} = \frac{m \times |a_{deccel}| \times 60}{100} = \frac{3680 \times 60}{100} = 5232.96 \text{ N}$$

Iar forța de frânare la roata față rezultă din formula: $F_{roata} = \frac{F_{ax}}{2} = \frac{5232.96}{2} = 2616.48 \text{ N}$

Momentul de frânare se calculează astfel:

$$M_{frânare} = \frac{F_{roata} \times r_{roata}}{10^3} = \frac{2616.48 \times 235}{1000} = 614.87 \text{ Nm}$$

Folosind momentul de frânare calculat anterior putem deduce forța de frânare din etrier folosind următoarea formulă:

$$F_{etrier} = \frac{M_{frânare}}{r_{disc}/10^3} = \frac{614.87}{115/1000} = 5346.72 \text{ N}$$

Odată aflată forța de frânare din etrier și cunoscând numărul de plăcuțe și coeficientul de frecare al acestora putem deduce forța din pistonul etrierului:

$$F_{piston} = \frac{F_{etrier}}{n \times \mu} = \frac{5346.72}{2 \times 0.65} = 4112.86 \text{ N}$$

Pentru a deduce presiunea in etrier ne vom folosii de formula: $p = \frac{F_{piston}}{A_{piston}}$, unde A_{piston} reprezintă aria pistonului din etrier, calculată astfel: $A_{etrier} = \frac{\pi \times d_{etrier}^2}{4} \times 2$.

$$p = \frac{F_{piston} \times 4}{\pi \times d_{etrier}^2} = \frac{4112.86 \times 4}{\pi \times 31.8^2} = 5.179 \text{ Mpa} \approx 51.79 \text{ bar}$$

Aflăm aria pistonului din pompă folosind formula:

$$A_{pompă} = \frac{\pi \times d_{pompă}^2}{4} = \frac{\pi \times 19.05^2}{4} = 285.02 \text{ mm}^2$$

Cunoscând aria si presiunea din instalație putem calcula, forța din pompă, astfel:

$$F_{pompă} = A_{pompă} \times p = 5.1785 \times 285.02 = 1475.99 \text{ N} \approx 1476 \text{ N}$$

Distanța pe care un piston al etrierului o parcurge pentru a face contact cu discul de frână este egală cu 0.3 mm. Astfel volum de lichid dezlocuit de un etrier la apăsarea frânei este: $V_{etrier} = A_{etrier} \times 0.3 \times 2$, acel 2 reprezintă numărul de pistoane al unui etrier.

Autovehiculul este dotat cu 4 etrier astfel volumul de lichid ce trebuie dezlocuit la apăsarea pedalei este dat de formula: $V_{pedala} = V_{etrier} \times 4$. Acum cunoscându-se volum de lichid dezlocuit la apăsarea pedalei și aria pistonului din pompă putem calcula, cursa necesara a pistonului pompei, astfel:

$$l_{piston} = \frac{V_{pedala}}{A_{pompă}} = \frac{A_{etrier} \times 0.3 \times 2 \times 4}{A_{pompă}} = \frac{1588.45 \times 2.4}{285.023} = 13.38 \text{ mm} \approx 14 \text{ mm}$$

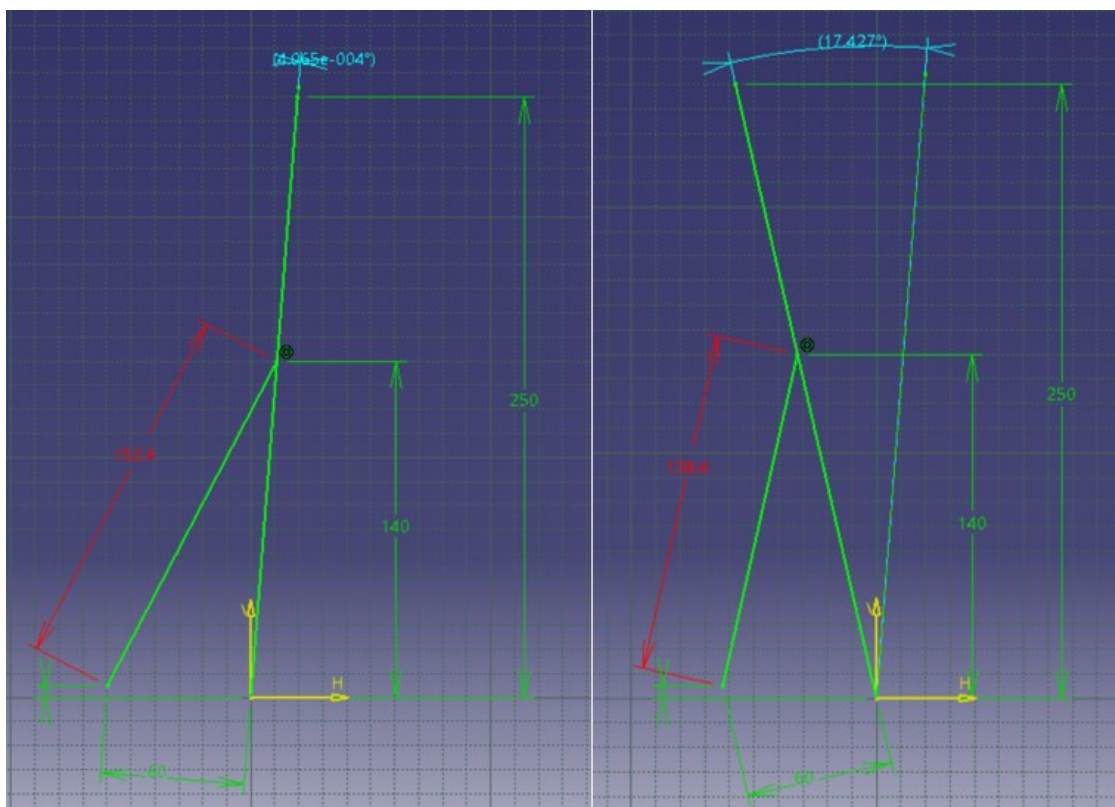
2.2 SCHEMA CINEMATICĂ A PEDALEI DE FRÂNĂ

Folosind o fișă de calcul Microsoft Excel și modulul de schițare din CATIA V5 o serie de valori optime pentru parametrii cinematici ai pedalei a fost aleși:

- $l = 250 \text{ mm}$
- $x = 60 \text{ mm}$
- $l_p = 152.4 \text{ mm}$
- $l_1 = 140 \text{ mm}$
- $y = 7 \text{ mm}$
- $\alpha_{ergo} \approx 5^\circ$

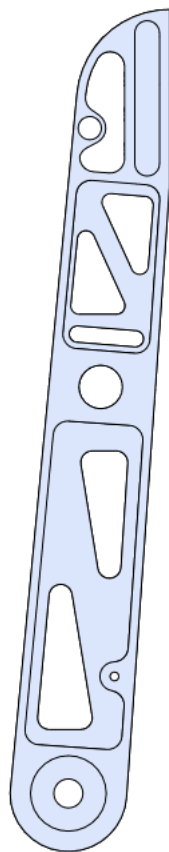
α_{ergo} reprezintă un unghi de inclinare a pedalei în față ales pentru confortul piloților în timpul utilizării monopostului.

Folosind formula raportului de multiplicare dedus anterior $i_p = \frac{l \times l_p}{l_1 \times x}$ obținem un raport de multiplicare de aproximativ 4.5 : 1 care rezulta într-o forță necesare de apăsare de 328 N. Acest aspect combinat cu forma compactă și cu cursa de doar 17.5° oferă un echilibru între dimensiune și ușurință de utilizare.



Figură 7 - Schema cinematică a pedalei neacționată (stânga) și acționată (dreapta)

Folosind această schemă cinematică corpul pedalei de frână a fost proiectat în SOLIDWORKS 2024.



Figură 8 - Vedere frontală a pedalei de frână

O serie de decupaje de ușurare și alte găuri de montaj au fost realizate pe modelul pedalei de frână.

2.3 ANALIZA CU ELEMENT FINIT A PEDALEI DE FRÂNĂ

Înainte de realizarea simulării cu element finit, materialul pentru corpul pedalei a fost ales. Din cauza regulamentului singurele materiale permise pentru această componentă sunt: aluminiu, oțel și titan.

Tabelul de mai jos prezintă matricea decizională folosită pentru alegerea materialului pedalei de frână. Pentru criteriul de prelucrabilitate o notă de la 1 la 4 a fost atribuită, 1 însemnând că materialul este greu de prelucrat iar 4 că materialul este ușor de prelucrat.

Tabel 2 - Alegerea materialului pentru pedală

Material	Limita de curgere [MPa]	Densitate [$\frac{g}{cm^3}$]	Preț [RON / kg]	Prelucrabilitate [-]
Oțel S355	355	7.85	24	3
Aluminiu 6061	290	2.7	37	1
Aluminiu 7075	503	2.81	50	2
Titan 6242	827	4.54	135	4

În urma realizării acestei matrice decizionale materialul ales a fost Aluminiu 7075 datorită limitei de curgere mari dar și a prețului și a densității scăzute. Titanul 6242 deși mai dens ar fi permis subțiere pedalei, obținând astfel o piesă mai ușoară, dar prețul ridicat și prelucrabilitatea scăzută au dus ca acesta să nu fie ales. Este de precizat că indexul de prelucrabilitate a fost ales în funcție de duritatea materialului, deoarece un material mai dur ar fi fost mai dificil de prelucrat.

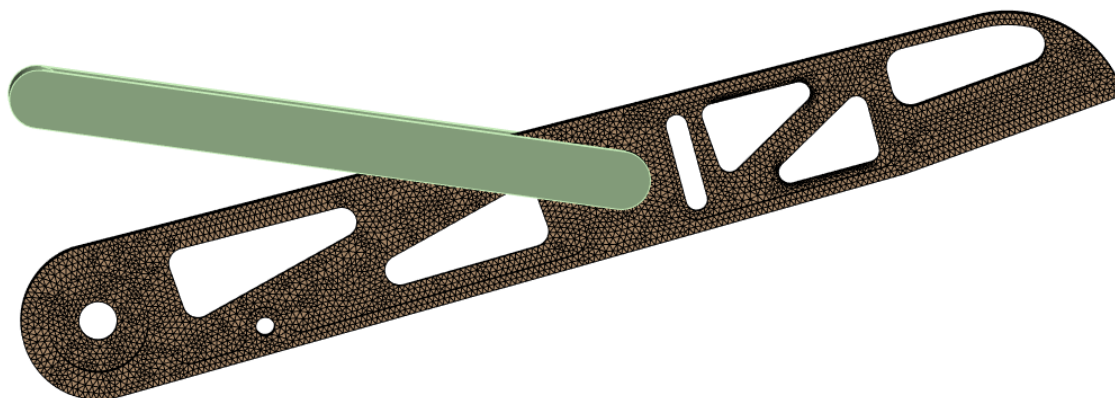
Comparativ cu aluminiiul 7075 , aluminiiul 6061 are o limită de curgere mai scăzută necesitând o îngroșare a pedalei pentru a fi fiabil.

Odată ales materialul proprietățile sale mecanice cum ar fi: modulul de elasticitate, rația lui Poisson și limita de curgere au fost introduse în Ansys.

Property	Value	Unit
Material Field Variables	Table	
Density	2.81	g cm ⁻³
Isotropic Elasticity		
Derive from	Young's Modulus and Po...	
Young's Modulus	71.7	GPa
Poisson's Ratio	0.33	
Bulk Modulus	7.0294E+10	Pa
Shear Modulus	2.6955E+10	Pa
S-N Curve	Tabular	
Tensile Yield Strength	503	MPa
Tensile Ultimate Strength	572	MPa

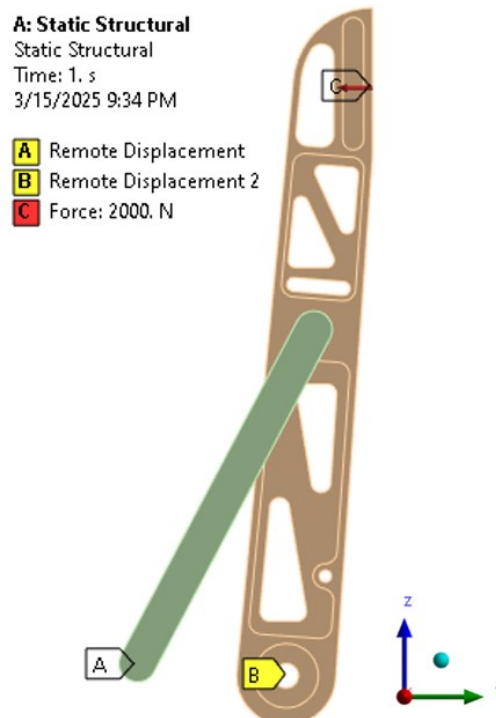
Figură 9 - Proprietățile materialului introduse în Ansys

Pentru o reprezentare cât mai corectă a comportamentului pedalei la aplicarea forței de frânare pompele de frână au fost și ele introduse în simulare sub forma unor cilindri simpli.



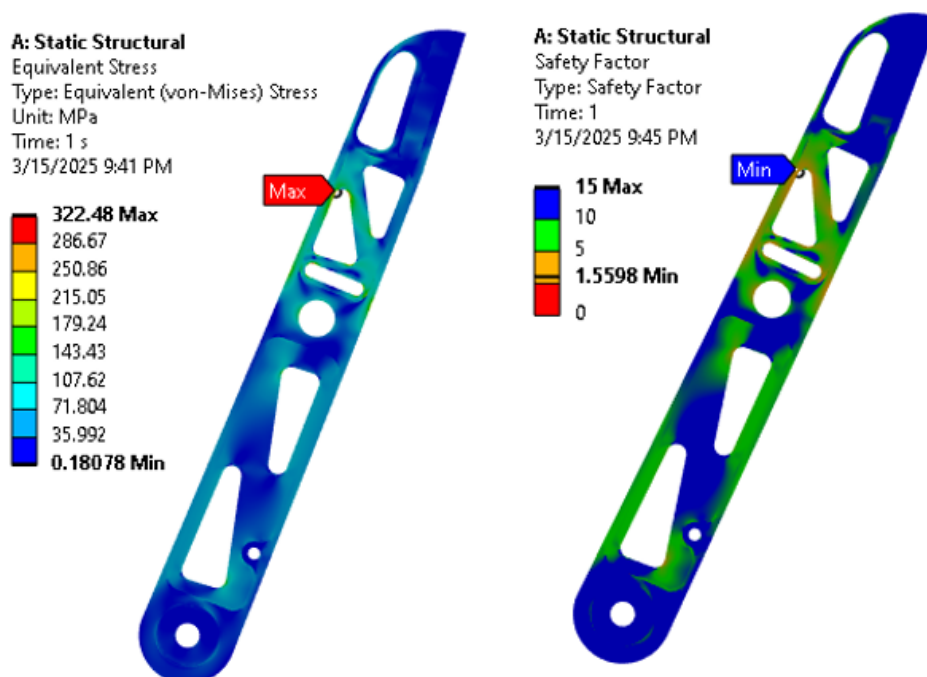
Figură 10 - Discretizarea pedalei de frână

Discretizarea pedalei este formată din 139k element de tip TET10 (element cu formă tetraedrică cu noduri atât în vârfurile tetraedrului cât și pe mijlocul muchiilor). Elementele au o dimensiune medie de 1.5 mm iar în zonele de interes dimensiunea medie este de 0.5 mm.



Figură 11 - Condițiile simulării pedalei

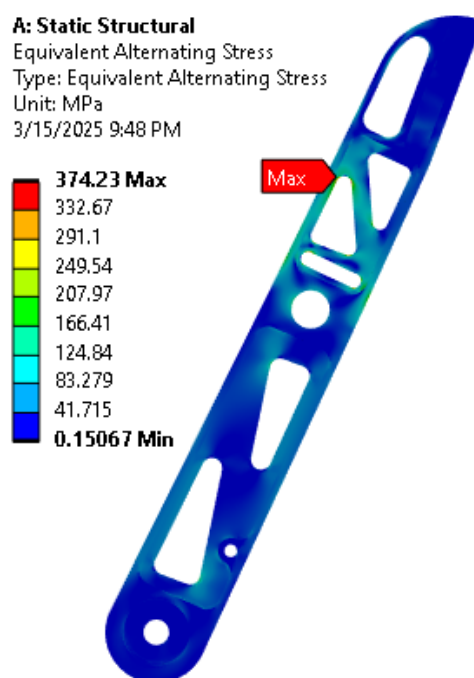
Forța de 2000 N este aplicată pe suprafața pe care se va monta tălpicul pedalei, iar valoarea a fost aleasă conform regulamentului competiției. Cei doi “Remote Displacement” sunt folosiți pentru a elimina gradele de libertate ale modelului. Astfel singura mișcare permisă este o rotație în jurul axei X. Folosind aceste condiții de simulare putem replica comportamentul real al pedalei în cadrul simulării.



Figură 12 - Rezultatul simulării pedalei - tensiunile și factor de siguranță

Tensiunile maxime din piesă nu depășesc limita de curgere a aluminiului 7075 însemnând că nu vor exista deformații plastice permanente la apăsarea pedalei. Factorul de siguranță static minim rezultat este de 1.55 care este perfect lând în calcul importanța componentei și riscul apariției de încărcări dinamice cum ar fi pilotul apăsând brusc și cu forță maximă pedala în încercarea evitării unei coliziuni.

O analiză la oboseală a fost realizată de asemenea folosind un ciclu cu amplitudine constantă de la o încărcare de 0 N la maxima valoare de 2000 N. Pentru rectificarea efectului tensiunilor medii corecția cu curba Goodman a fost folosită



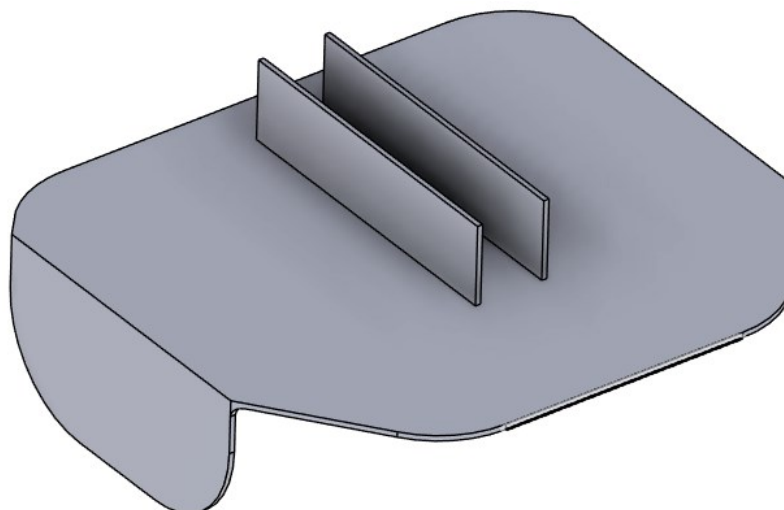
Figură 13 - Rezultatele simulării pedalei – Oboseală

În urma analizei de oboseală putem observa o creștere a tensiunilor maxime, aceste tensiuni deși mai mari nu prezintă un risc de cedare a componentei datorită limitei de curgere mari a materialului folosit.

2.4 REALIZAREA TĂLPICULUI PEDALEI FOLOSIND DESGIN GENERATIV

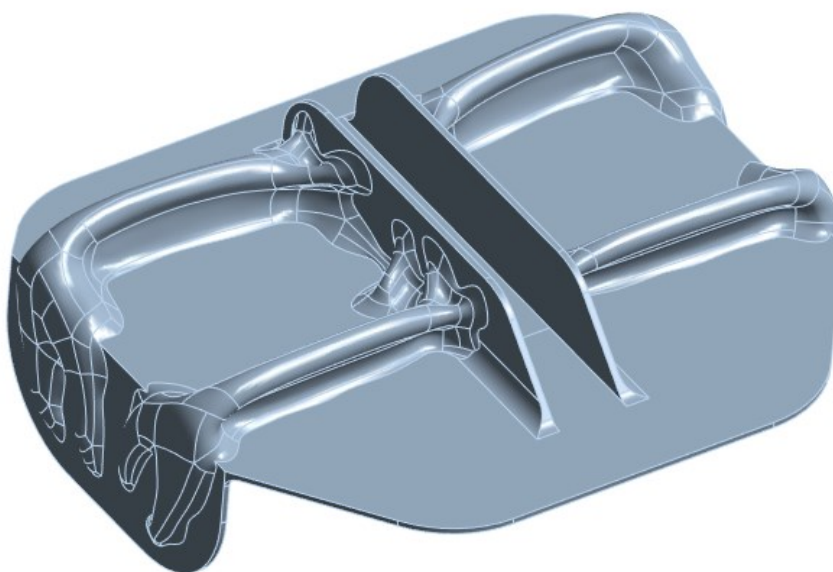
Designul generativ reprezintă o nișă a proiectării asistate de calculator în care, conform unor constrângeri de material și obiective de masă sau rezistență, o serie de algoritmi sau inteligența artificială explorează o gamă largă de variante de design selectând cele care îndeplinesc cel mai bine constrângerile și obiectivele impuse.

Folosind modulul de design generativ din Autodesk Fusion 360 un tălpic cu nervuri organice a fost creat pentru a minimiza greutatea și a maximiza rezistența acestuia. Inițial forma tălpicului fără nervurile de rezistență a fost proiectată în SOLIDWORKS 2024.



Figură 14 - Tălpic pedală frână fără nervuri

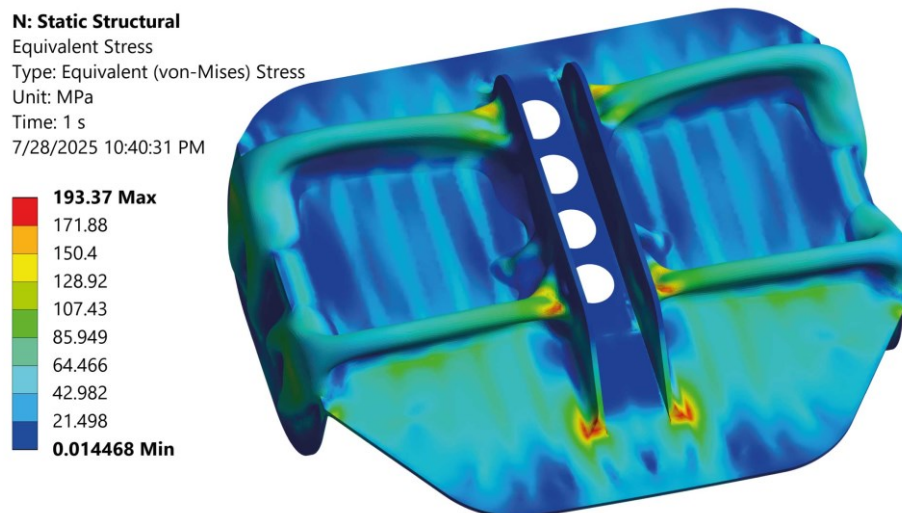
Constrângerile impuse pentru designul generativ a fost forța de apăsare de 2000 N și tehnologia de fabricație a fost setată ca printare 3D. Designul generativ creează forme organice care sunt dificile de realizat prin tehnologii clasice de fabricație de aceea printarea 3D a fost aleasă iar pentru a satisface regulamentul competițiilor tălpicul va fi printat din AISi10Mg. Acest material este unul din cele mai comune metale pentru printarea 3D și are o limită de curgere minimă de 230 MPa.



Figură 15 - Tălpic pedală frână cu nervuri organice

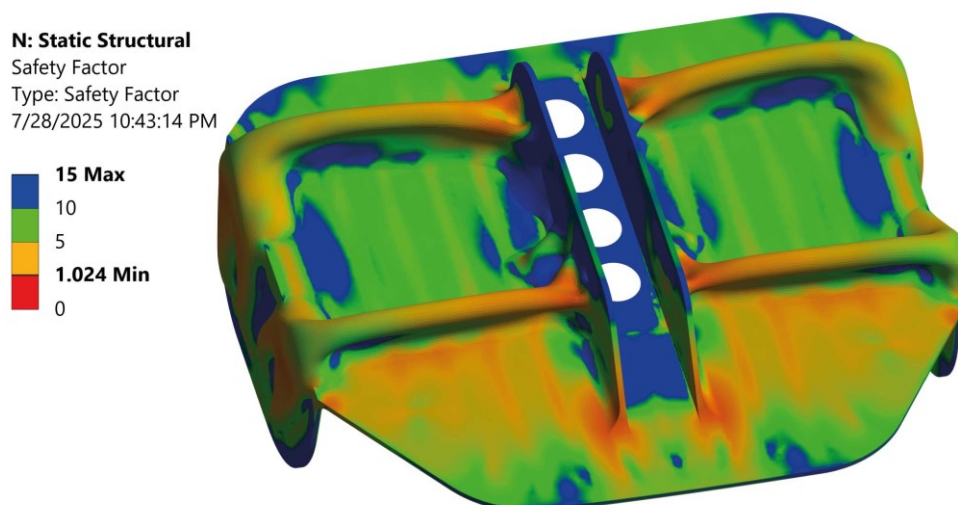
În urma designului generativ o serie de nervuri organice au fost create urmând ca acestea să fie simulate în Ansys folosind aceleași încărcări ca la designul generativ.

O discretizare formată din 250k elemente de tip TET10 cu o dimensiune de 1.0 mm. O serie de controale locale pentru dimensiunea elementelor de discretizare au fost folosite pentru a asigura o discretizare completă și corectă.



Figură 16 - Rezultatele simulării tălpicului – tensiuni

Distribuția uniformă a tensiunilor pe nervuri este evidentă. Acest lucru simbolizează o dimensionare ideală acestora lucru care ar fi fost dificil dacă nu imposibil prin metode de proiectare clasice.



Figură 17 - Rezultatele simulării tălpicului - factor de siguranță

Factorul de siguranță la oboseală are o valoare minimă de 1.024 (raportat la $1e5$ cicluri) pentru un ciclu cu amplitudine constantă de la o încărcare de 0 N la maxima valoare de 2000 N a forței de apăsare. Pentru rectificarea efectului tensiunilor medii corecția cu curba Goodman a fost folosită. Această valoare a forței de apăsare este exagerată și este impusă de regulament însemnând că în cazul real de utilizare valoarea factorului de siguranță va fi mai mare.

Greutatea estimativă a unui tălpic este de 87 de grame și v-a fi realizata prin printată 3D în pulbere metalică din AlSi10Mg.

3. PROIECTAREA PEDALEI DE ACCELERAȚIE

3.1 SCHEMA CINEMATICĂ A PEDALEI DE ACCELERAȚIE

Pedala de accelerație din acest sezon nu a mai fost una electronică ca până acum ci s-a trecut pe o pedala mecanică cu cablu pentru o creștere substanțială în sensibilitatea sistemului și o reducere în greutate. Principale constrângeri ale sistemului stabilite împreună cu piloții echipei sunt:

- Înălțime totală egală cu cea a pedalei de frână sau cel mult mai scurtă cu 10 mm
- Cursa maximă a pedalei nu mai mare de 65 mm

Prima etapa în realizarea schemei cinematice a pedalei de accelerație a fost determinarea cursei necesare pentru deschiderea completă a clapetei. Clapeta este o mecanică de la Formula Seven care prezintă un semi-cerc cu rază de 28 mm care acționează clapeta.



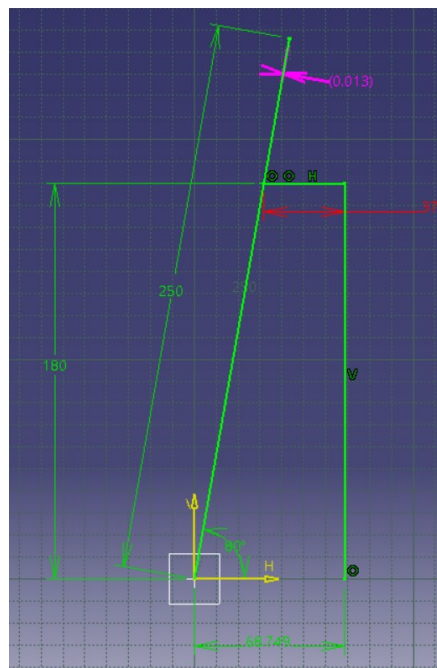
Figură 18 - Clapetă Formula Seven cu semi-cerc de 28 mm pentru acționare

Cursa necesară pentru a deschide clapeta este lungimea arcului de cerc a semi-cercului de acționare. Lungimea arcului de cerc se calculează astfel:

$$L = \frac{\theta}{360} \times 2 \times \pi \times r \text{ unde } \theta \text{ este unghiul arcului semi-cerc iar } r \text{ este raza acestuia.}$$

$$\text{Astfel cursa necesară este } L = \frac{90}{360} \times 2 \times \pi \times 28 = 43.98 \approx 44 \text{ mm.}$$

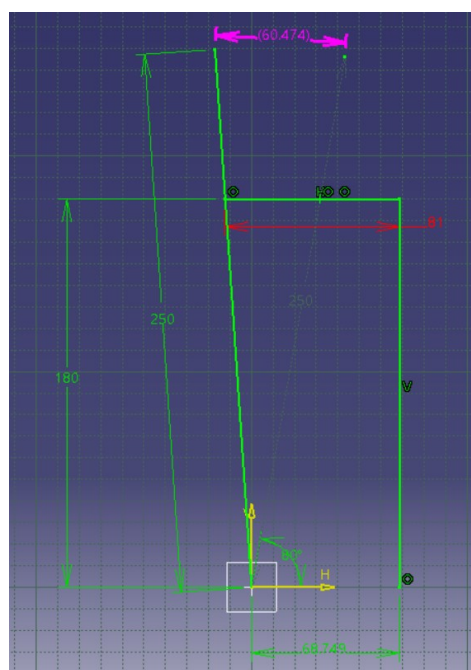
Cunoscând acum și cursa necesară schema cinematică a pedalei de accelerație a fost realizată în CATIA V5 într-o manieră similară cu cea pentru pedala de frână.



Figură 19 - Schema cinematică a pedalei neapăsate

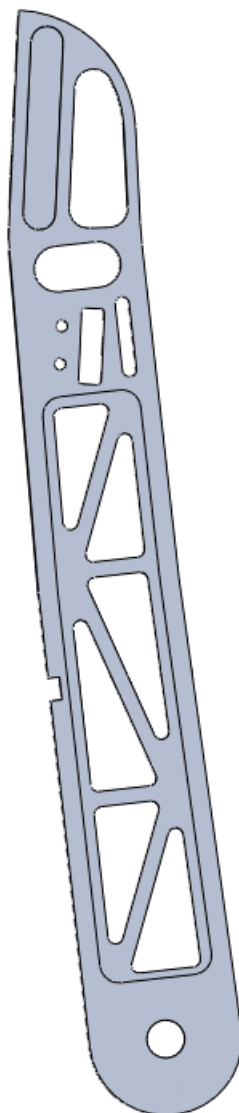
Similar cu pedala ce frână și pedala de accelerație are un raport de multiplicare al forței care se calculează conform formulei:

$$i = \frac{l_1}{l_2}$$
 unde l_1 este distanța de la punctul de aplicare al forței la punctul de pivot (în cazul prezentat acesta este 250 mm) și l_2 este distanța de la punctul de prindere al cablului de accelerație la punctul de pivot (în cazul prezentat aceasta este 180 mm). Conform formulei de mai sus raportul de multiplicare de forță este aproximativ 1.4.



Figură 20 - Schema cinematică a pedalei apăsate

Folosind SOLIDWORKS 2024 pedala de accelerație a fost proiectată conform schemei cinematice. Materialul folosit pentru pedală este tot aluminiu 7075 la fel ca și la pedala de frână.

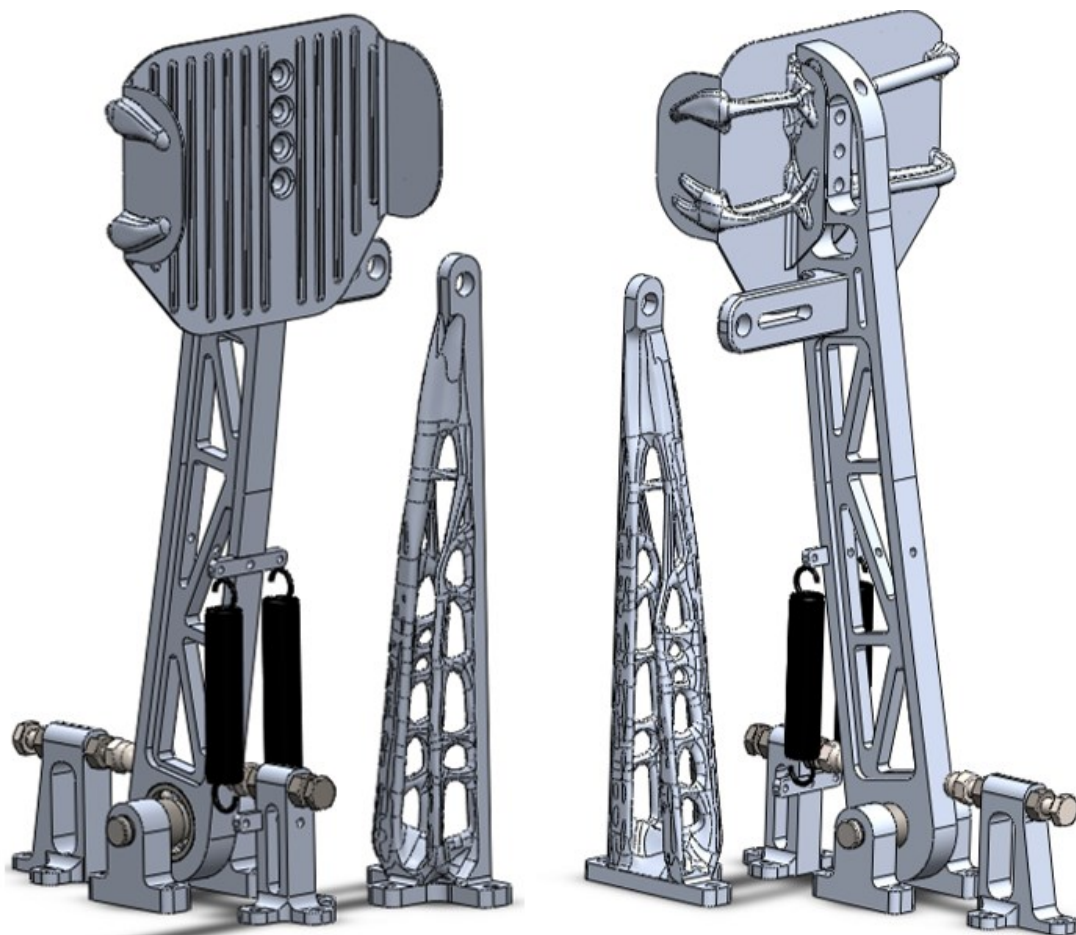


Figură 21 - Pedala de accelerație cu decupaje de ușurare

După proiectarea pedalei de accelerație 2 opritoare (unul în spatele pedalei și unul în față acesteia) și un suport pentru cămașa de la cablul de accelerație.

Opritoarele au și rol de reglaj ulterior al cursei pedalei prin desfacerea și respectiv strângerea șuruburilor integrate în acestea. Suportul cămășii de cablu a fost realizat într-o manieră similară cu tălpica pedalelor folosind designul generativ. Față de tălpicul pedalelor suportul cămășii a mai avut suplimentar și o constrângere de frecvență naturală minimă.

Această constrângere a fost setată la valoarea de 300 Hz. Valoare aleasă conform frecvenței maxime la care motorul din monopost poate vibra. Datorită formei suportului, acesta este înalt și subțire, această constrângere a fost vitală pentru asigurarea funcționării optime a întregului ansamblu.



Figură 22 - Ansamblul complet de accelerație cu opritori și suport de cablu

Pe opritor din față există și o pereche de arcuri de 5 N/mm folosiți pentru a îngreuna apăsarea pedalei. Acest lucru conferă piloților un control cresc al accelerației.

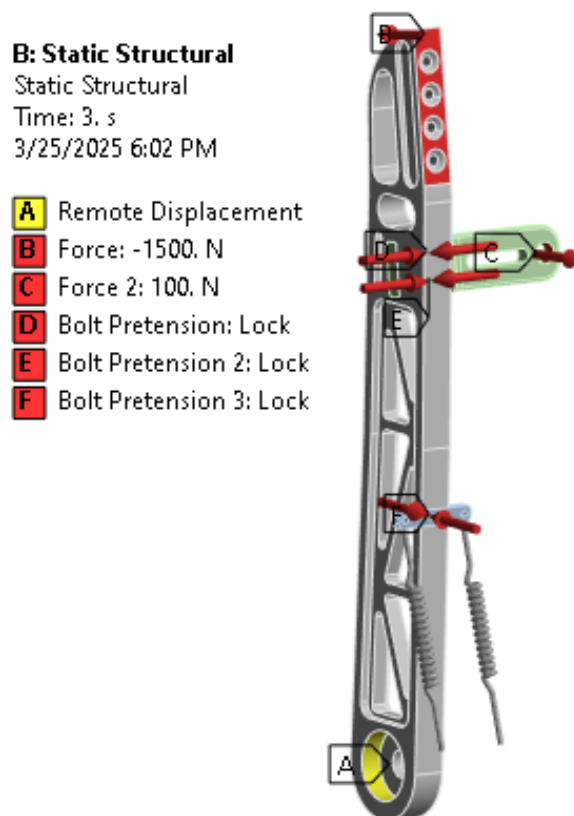
3.2 ANALIZA CU ELEMENT FINIT A PEDALEI DE ACCELERAȚIE

În simularea cu element finit a pedalei de accelerație a fost folosit același card de material cu aceleași proprietăți fizice și mecanice. Discretizarea modelului este compusă din 155k elemente de tip TET10 (element cu formă tetraedrică cu noduri atât în vârfurile tetraedrului cât și pe mijlocul muchiilor). Elementele au o dimensiune medie de 1.5 mm.



Figură 23 - Discretizarea pedalei de accelerație

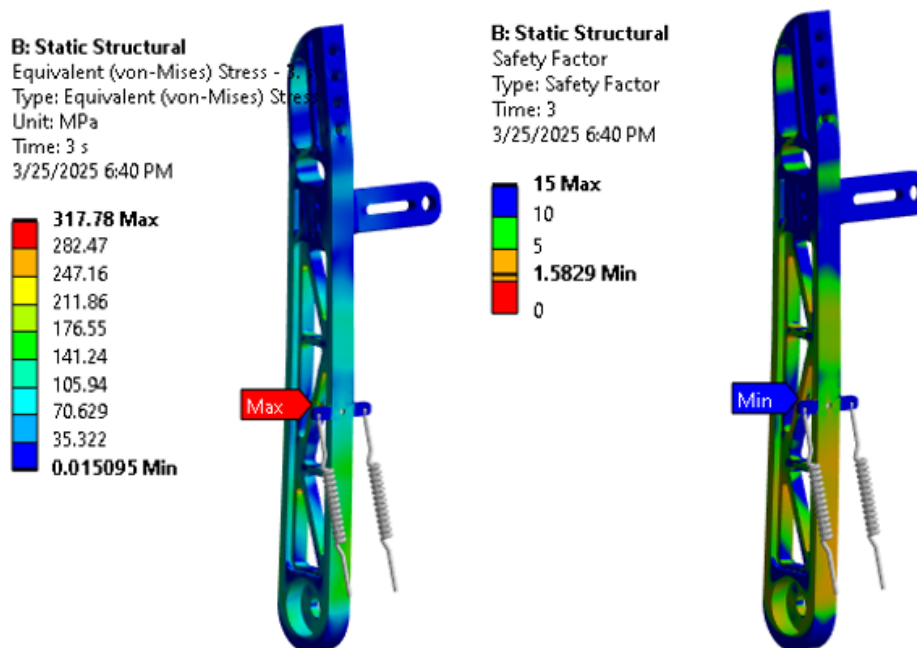
Componentele ansamblului sunt conectate între ele în cadrul simulării folosind element de tip 1D și contacte cu frecare. Simularea este formată din 3 pași. În primul pas asupra elementelor 1D, care au rolul de șuruburi, este aplicată o forță de pretensionare de 1000 N. Al doilea pas are rol de tranziție și ajută în convergența simulării. Al treilea și ultimul pas este pasul în care forța de apăsare, în valoare de 1500N este aplicată pe fața pedalei. Forța de frecare dintre cămașa de cablu și cablul de accelerație, cu valoare de 100N, este de asemenea aplicată pe suportul de cămașă în pasul al treilea.



Figură 24 - Condițiile de simulare a pedalei de accelerație

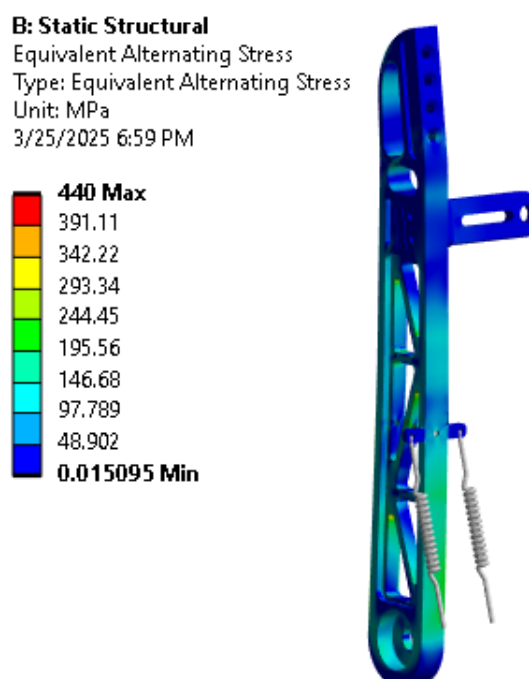
Similar cu simularea pedalei de frână, “Remote Displacement”-ul este folosit pentru a elimina gradele de libertate ale ansamblului.

Rezultatele simulării indică faptul că tensiunile maxime ale pieselor nu depășesc limita de curgere a aluminului 7075 din care acestea sunt realizate. Factorul minim de siguranță este 1.6. Din simularea au fost extrase și valorile de forță la care sunt supuse șuruburile. Forțe axiale maxime sunt de 155 N iar cele de forfecare nu depășesc 30 N. Acest lucru garantează că șuruburile M3 de duritate 8.8 sunt mai mult decât suficiente pentru a rezista forțelor aplicate.



Figură 25 - Rezultatul simulării pedalei de accelerație - tensiunile și factor de siguranță

O analiză la oboseală a fost realizată de asemenea folosind un ciclu cu amplitudine constantă de la o încărcare de 0 N valorile maxime a diferitelor forțe integrate în analiza statică. Pentru rectificarea efectului tensiunilor medii corecția cu curba Goodman a fost folosită



Figură 26 - Rezultatul simulării pedalei – oboseală

Tensiunile maxime au crescut în urma analizei de oboseală dar și acum acestea sunt încă sub limita de curgere a materialului însemnând că nu apar deformări plastice.

4. PROIECTAREA SUBSISTEMULUI DE ȘINE INDEXABILE

4.1 SCOPUL SUB-SISTEMULUI DE ȘINE INDEXABILE

Una din cerințele inițiale a sistemului de pedalier a fost abilitatea de a putea regla poziția acestuia în monopost. Acest lucru compensează pentru diferențele de înălțime dintre piloți. Conform regulamentului competiției șuruburile critice, în această categorie se încadrează toate șuruburile din ansamblele de tip pedalier, trebuind să aibă siguranță.

Procesul de siguranțare presupune găurirea capului șurubului și trecerea unui cablu de siguranță, împletirea acestuia și prinderea capătului liber al cablului de siguranță astfel încât să prevină desfacerea șurubului. Alternativa regulamentară la acest proces este utilizarea de sisteme alternative de blocare a șuruburilor cum ar fi: șaibe interblocante, piulițe autoblocante sau piulițe de tip K-nut, enumerând doar o parte din soluțiile acceptate.

Dezavantajul principal în a folosi o prindere cu o serie de găuri pentru sistemul de reglaj este timpul îndelungat necesar pentru a regla un astfel de sistem. Soluția pentru această problemă a fost cererea unui sistem de reglaj folosind o serie de decupaje înclinate în prinderea pedalierului.



Figură 27 - Designul inițial al șinei indexabile

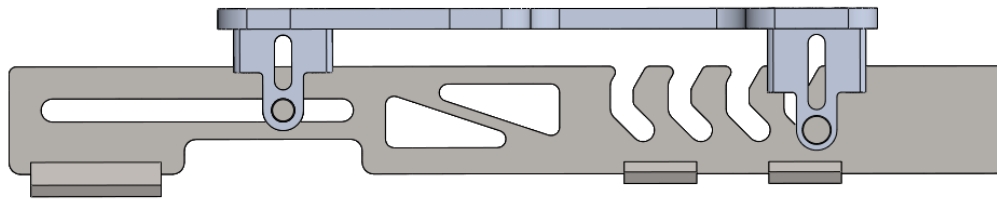
Prima variantă a sistemului prezenta o serie de 4 decupaje înclinate la 45° care permiteau indexarea pedalierului.

După niște discuții cu oficialii competiției Formula Student Balkans (competiția oficială a României) o problemă ridicată a fost posibilitatea ca pedalierul să sară din canale la întinderea unor denivelări pe circuit. Astfel o a doua variantă a fost realizată care elimină această posibilă problemă.



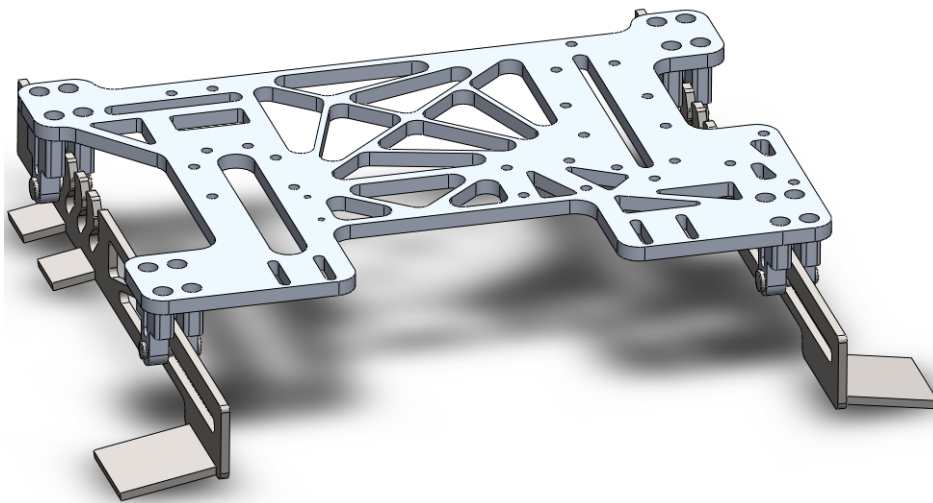
Figură 28 - A doua iterație a șinei indexabile

Sistemul de indexare prezintă un total de 4 pini (2 pe fiecare parte a pedalierului). Unul din pini culisează într-un decupaj alungit realizat în fața șinei indexabile, iar celălalt se află în spate și este folosit pentru reglarea poziției pedalierului prin plasarea lui în unul din decupajele de indexare.



Figură 29 - Vedere laterală a întregului sub-sistem de indexare

Din acest sub-sistem face parte și placa principală care are rol de bază a pedalierului, pe acesta toate cealaltă sub-sisteme se montează.



Figură 30 - Vederea izometrică a întregului sub-sistem de indexare

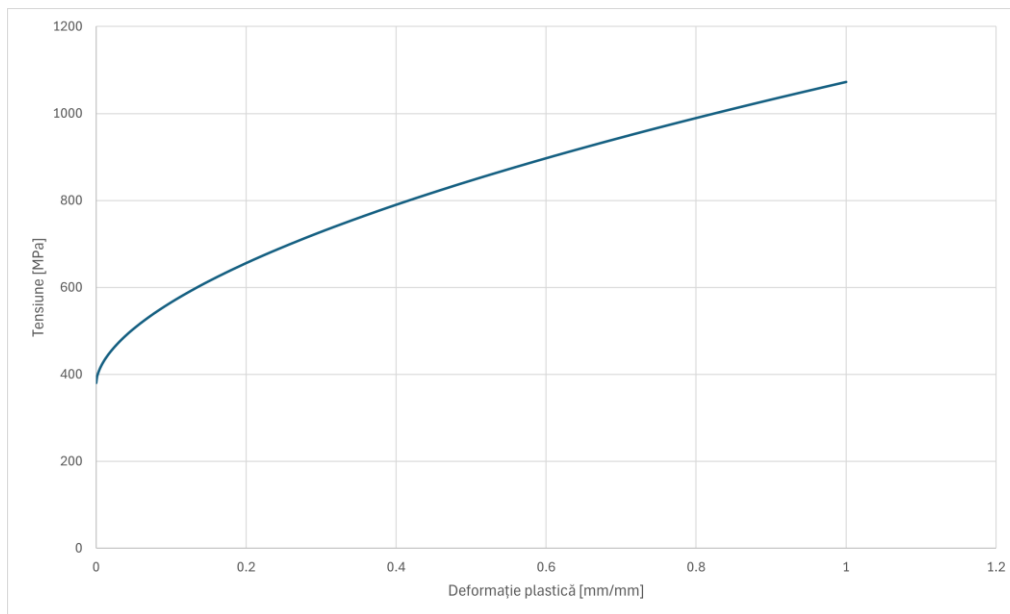
Sistemul final prezintă 2 șine indexabile care vor fi sudate de structura tubulară a sașului monopostului. Datorită acestui aspect și a faptului că aceste două și trebuie să preia toate încărcările aplicate asupra pedalierului acestea au fost realizate din oțel S355.

4.2 ANALIZA CU ELEMENT FINIT A ȘINELOR INDEXABILE

Simularea cu element finit a șinelor indexabile există 2 cazuri principale: unul când pedalierul este în poziția maximă, fiind poziția cea mai îndepărtată de pilot, și poziția minimă, poziția când pedalierul este cel mai apropiat de pilot.

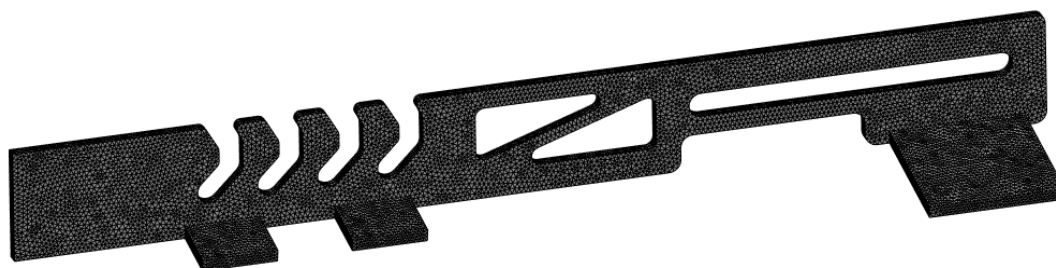
Pentru această simulare un model de material elasto-plastic pentru oțelul S455 a fost introdus în Ansys.

Modelul de material elasto-plastic pe lângă proprietăți cum ar fi modulul de elasticitate, rația lui Poisson și limita de curgere include și comportamentul materialului în domeniul plastic. Acest comportament este implementat prin introducerea unei curbe tensiune în funcție de deformația plastică, astfel curba începe cu o valoare 0 pentru deformația plastică și o valoare a tensiunii corespunzătoare limitei de curgere a materialului.



Figură 31 - Curba caracteristică domeniului plastic al oțelului S355

Discretizarea modelului este realizat din 124k elemente de tip TET10 (element cu formă tetraedrică cu noduri atât în vârfurile tetraedrului cât și pe mijlocul muchiilor). Elementele au o dimensiune medie de 1.5 mm.

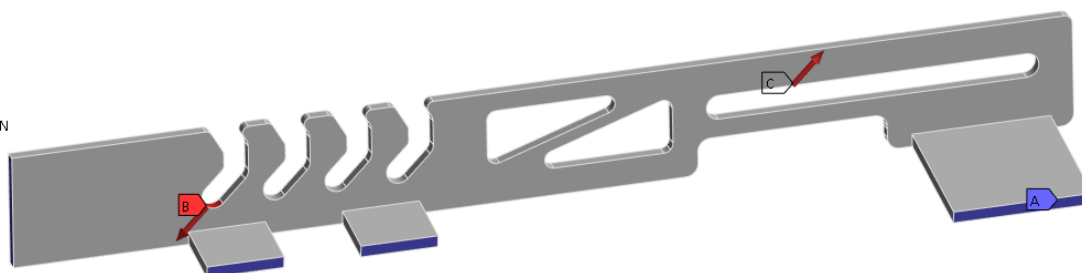


Figură 32 - Discretizarea șinei indexabile

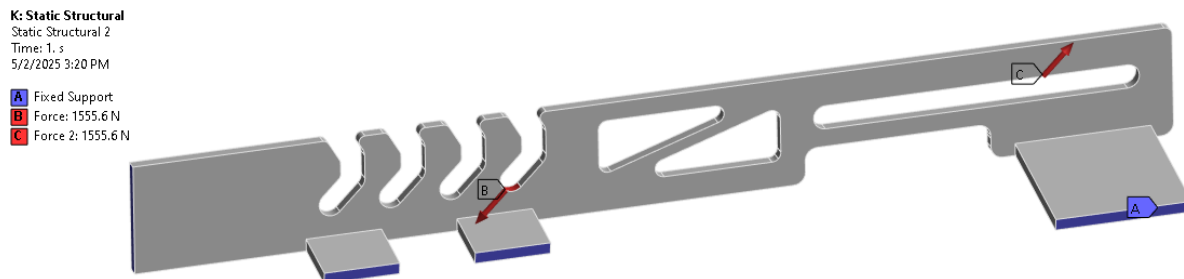
Simularea este formată dintr-un singur pas în care reacțiunile exercitate de pini de fixare în urma apăsării pedalei de frână sunt aplicate pe șina indexabilă. Pentru fixarea modelului un suport de tip „Fixed support” a fost aplicate pe suprafețele șinei indexabile care vor fi sudate de șasiul monopostului.

J: Static Structural
 Static Structural
 Time: 1. s
 5/2/2025 3:11 PM

A Fixed Support
 B Force: 1555.6 N
 C Force 2: 1555.6 N



Figură 333 - Cazul maximum pentru simularea șinei indexabile

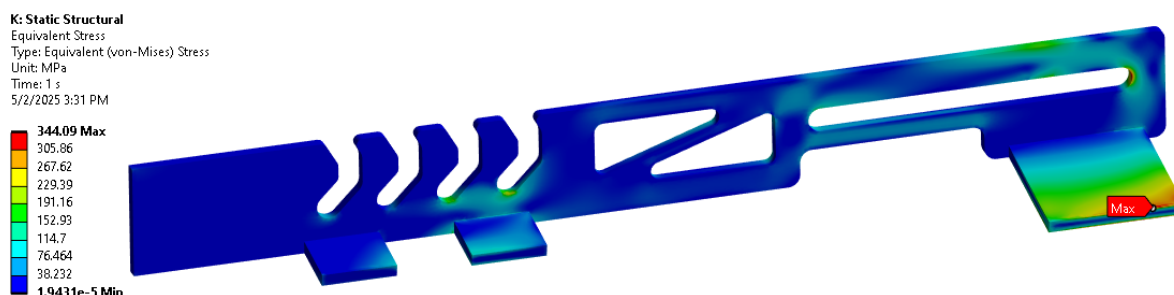


Figură 344 - Cazul minim pentru simularea șinei indexabile

În urma simulării s-a remarcat că tensiunile din model nu depășesc limita de curgere a oțelului S355 având valori maxime de 343.72 MPa, pentru cazul maxim al șinei, și respectiv 344.09 MPa, pentru cazul minim. Datorită formei șinei indexabile și a decupajelor de ușurare implementate variația tensiunilor pentru diferitele poziții ale șinei indexabile nu depășește 0.12% sau 0.42 MPa.



Figură 35 - Rezultatele de tensiune pentru cazul maxim al șinei indexabile



Figură 36 - Rezultatele de tensiune pentru cazul minim al șinei indexabile

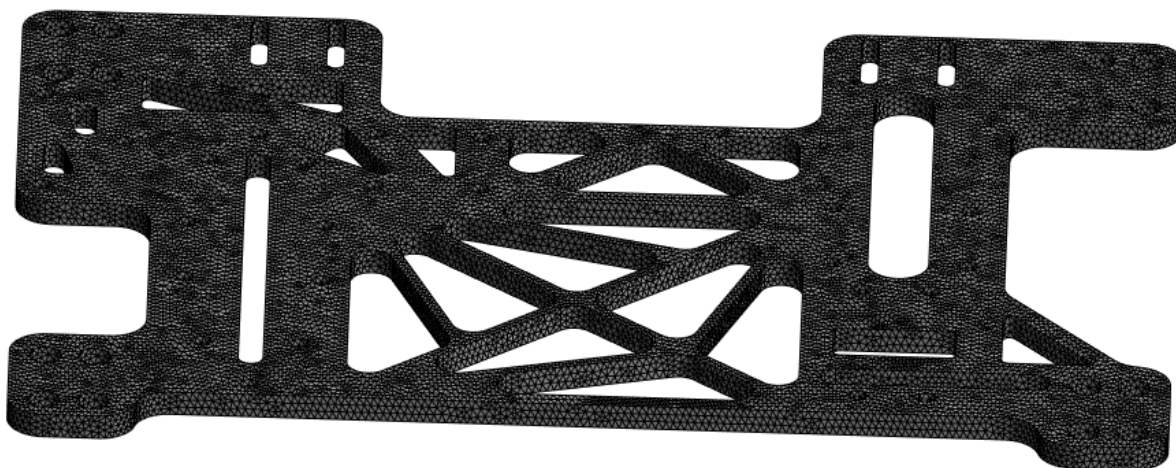
O analiză de convergență fizică a fost rulată pe acest model de asemenea. Aceasta are scopul de a valida condițiile simulării și discretizarea modelului prin rafinarea discretizării, rularea simulării cu discretizarea nouă și compararea acestuia cu simularea anterioară. Dacă variația rezultatelor nu depășește un prag prestabilit, de obicei standardul este între 3-5%, atunci simularea și discretizarea pot fi considerate corecte din aceste puncte de vedere. Rezultatul analizei de convergență fizică pentru ambele cazuri a fost de 1.43% și respectiv 1.52%.

4.3 ANALIZA CU ELEMENT FINIT PLĂCII PRINCIPALE

În componența subsistemului de șine indexabile se regăsește și placă principală care are rol de bază a întregului sistem de pedalier, pe aceasta se for monta toate subsistemele.

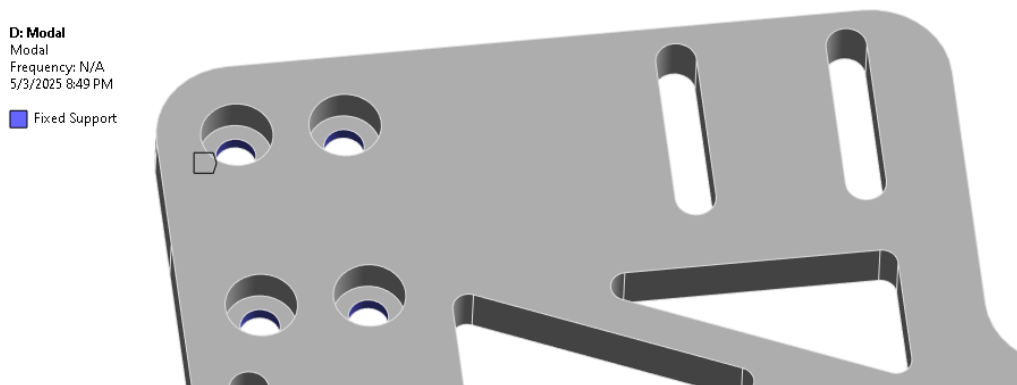
Simularea acestei componente a constant în doua analize separate. Prima analiză a fost o analiză modală pentru identificarea modurile de frecvență naturală, acesta a fost necesară datorită dimensiunilor mari ale piesei și a faptului că acesta este montantă rigid de șasiu. Cea de a doua analiză este una structurală în care o variată simplificată a sistemului pedalier este simulată cu toate componentele rigide mai puțin placa principală care este piesa de interes.

Discretizarea pentru analiza modală este formată din 247k elemente cu dimensiunea de 2 mm și de tip TET10 (element cu formă tetraedrică cu noduri atât în vârful tetraedrului cât și pe mijlocul muchiilor).



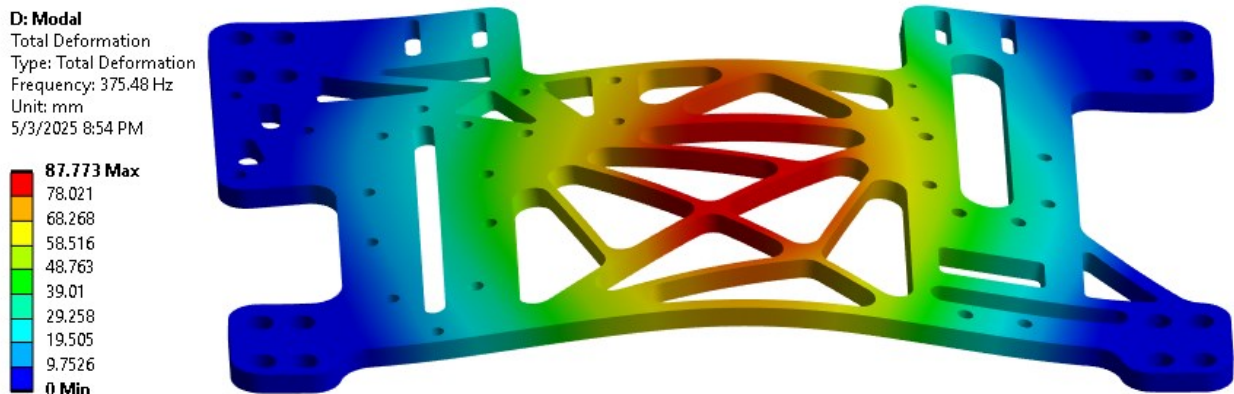
Figură 37 - Discretizarea plăcii principale pentru analiza modală

Analizele modale nu au forțe sau alte tipuri de încărcări, ele conțin doar constrângeri pentru fixarea modelului și eliminarea gradelor de libertate ale acestuia. Pentru placa principală un suport de tip „Fixed support” a fost aplicat în fiecare gaură de montaj.



Figură 38 - Suportul de tip "Fixed support" aplicat pe găurile de montaj

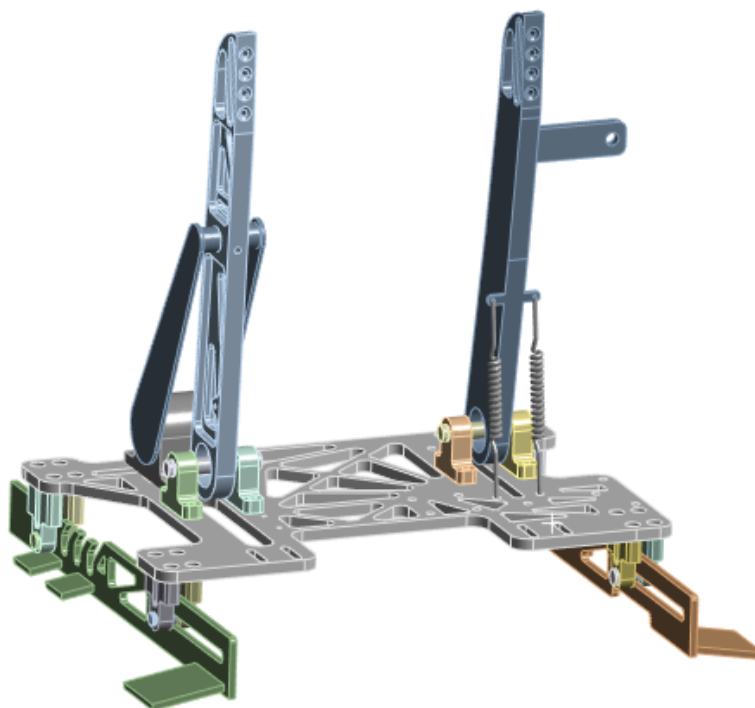
Rezultatele simulării sunt primele 6 moduri de frecvență naturală, dar de interes pentru aplicația aceasta este primul mod. Condiția ca piesa să nu intre în rezonanță în timpul funcționării este ca frecvența primul mod să fie mai mare decât frecvența maximă generată de motorul termic, acesta fiind sursa principală de vibrație din monopost. Frecvența maximă generată de acesta este de 267 Hz calculată din turația maximă a acestuia.



Figură 39 - Primul mod de frecvență naturală a plăcii principale

Primul mod de frecvență naturală pentru placa principală este 375.48 Hz care este mult peste frecvența generată de motor, însemnând că nu există risc ca piesa să intre în rezonanță în timpul funcționării.

Analiza structurală a plăcii principale a fost realizată pe un model simplificat al pedalierului deoarece doar tensiunile din placa principală sunt de interes.

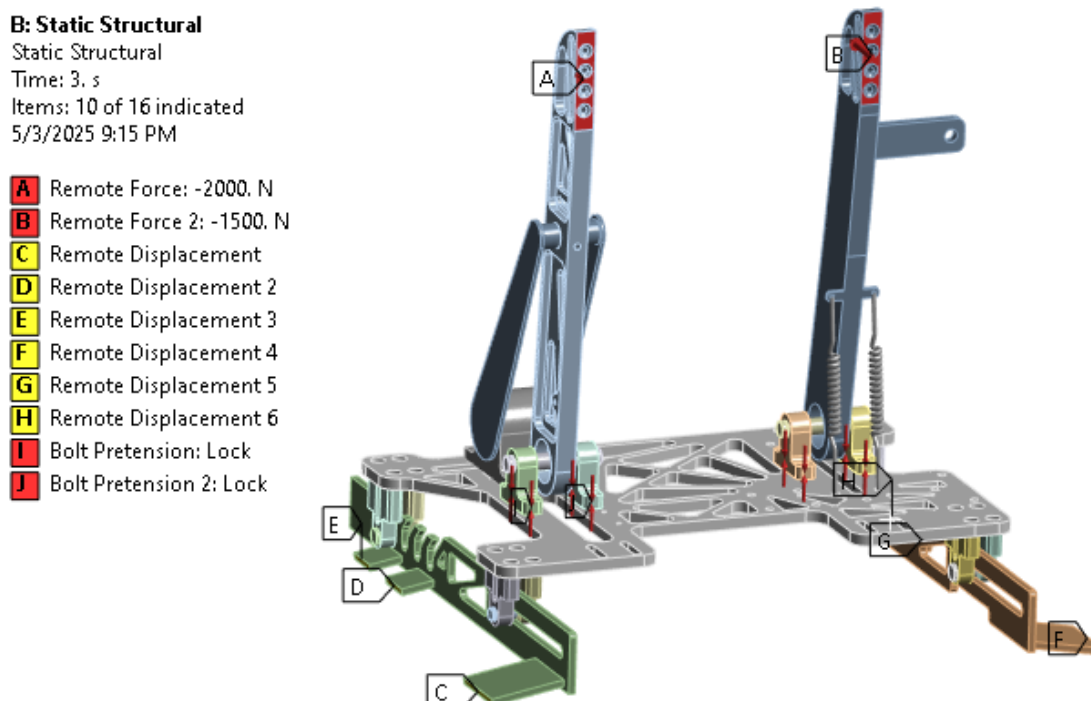


Figură 40 - Geometria simplificată a sistemului pedalier

Între componentele ansamblului o serie de contacte și conexiuni au fost definite. Contacte de tip “Frictional” permit separarea componentelor și alunecarea cu un coeficient de frecare predefinit, pentru aplicația prezentată acest coeficient este 1.2. Acest tip de contacte au fost setate între toate componentele pedalierul care se află în contact direct.

Pe lângă aceste contacte o serie de elemente 1D de tip “Beam Connection” au fost definite pentru a simula prezența șuruburilor de montaj. Alături de acestea și arcurile din cadrul subsistemului de accelerație au fost introduse în simulare.

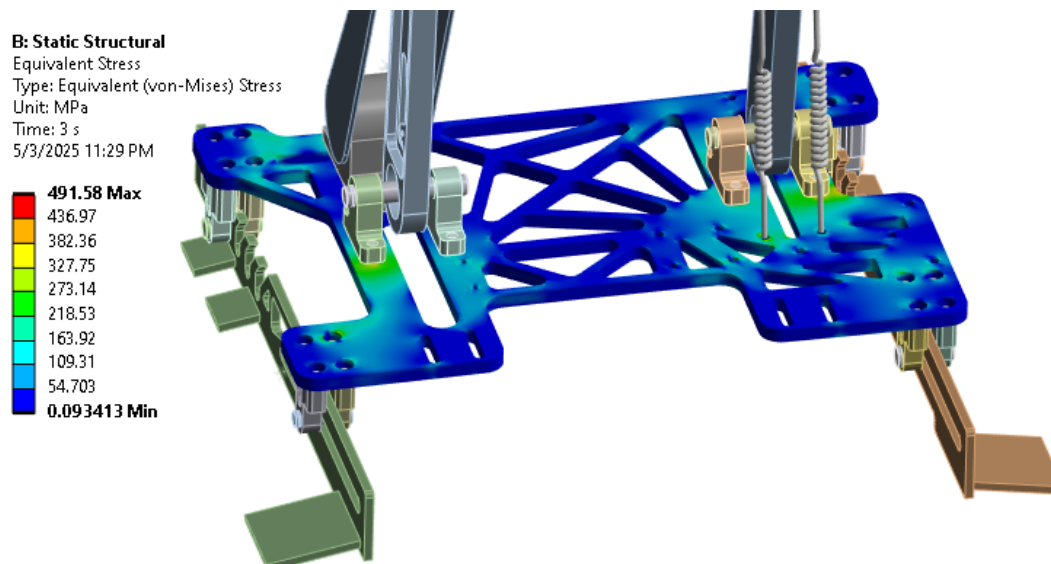
Similar cu simularea subsistemului de accelerație în primul pas al simulării a fost aplicată o pretensionare pe elementele 1D care reprezintă șuruburi de montare. Următorul pas este unul de tranziție iar în ultimul pas o forță de 2000 N este aplicată pe pedală de frână și una de 1500 N pe cea de accelerație.



Figură 41 - Condițiile simulării plăcii principale

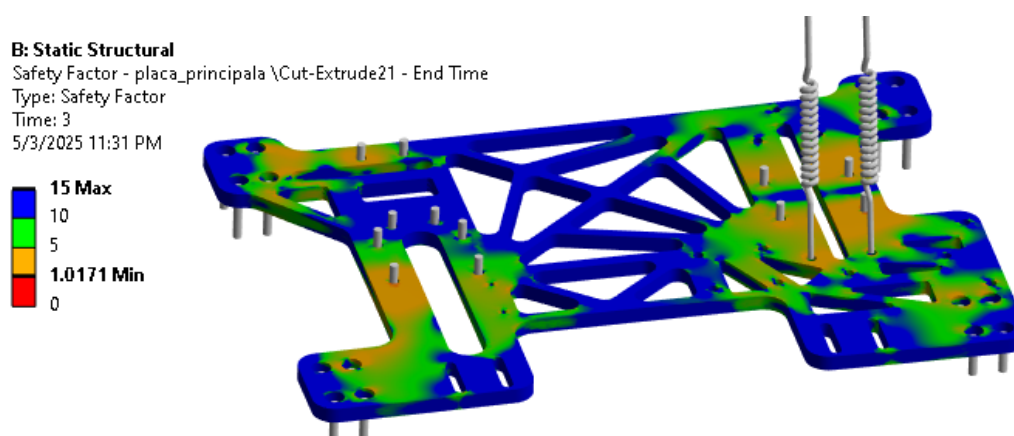
Pentru eliminarea gradelor de libertate 6 suporti de tip “Remote Displacement” cu toate gradele de libertate blocate au fost aplicații pe suprafețele de sudură a șinelor indexabile.

Rezultatele simulării prezintă o tensiunea maximă în placa principală de 491.6 MPa care este sub limita de curgere a aluminiului 7075, limită de curgere aflată la 503 MPa. În urma unei analize de convergență fizică variația tensiunilor cu rafinarea discretizării are o valoare de 2.43%. Valoarea mare de variație poate fi cauzată de complexitatea modelului și de faptul că datorită resurselor de computație limitate s-a optat pentru o discretizare mai grosolană chiar și în zonele de interes. Această valoare încă este în limitele acceptate, de maxim 3-5% și nu conferă un semnal de alarmă.



Figură 42 - Rezultatele simulării plăcii principale – tensiuni

Pe lângă valorile de tensiunii și factorul de siguranță raportat la limita elastică a aluminiului 7075 a fost extras din simulare.



Figură 43 - Rezultatele simulării plăcii principale - factor de siguranță raportat la limita elastică

În final datorită utilizării de elemente 1D, pentru simularea șuruburilor, forțele maxime axiale și de forfecare care apar în șuruburi au fost extrase.

Tabel 3 - Rezultatele forțelor maxime din șuruburi

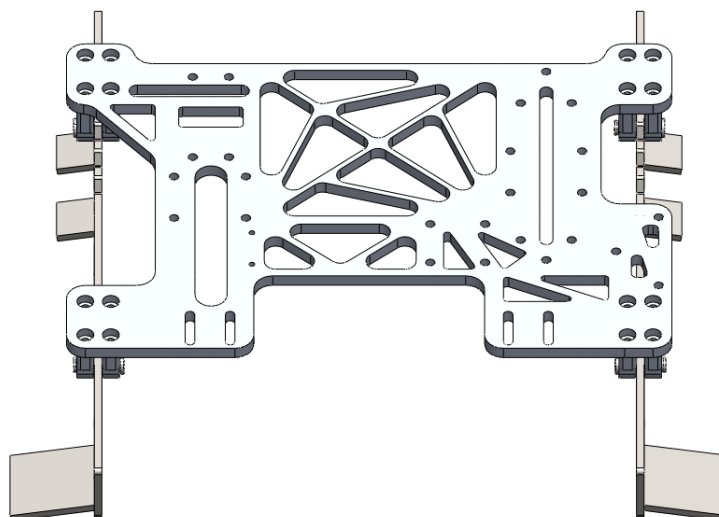
Șuruburi M5 de duritate 8.8	Forță axială maximă [N]	Forță de forfecare maximă [N]
Simulare	4428.6	1118.1
Valoarea reală admisă	8180	5450

Ambele forțe sunt sub limitele maxime admise pentru acest tip de șurub, astfel și rezistența elementelor de montare a fost verificată.

5. ANSAMBLUL CAD AL SISTEMULUI PEDALIER

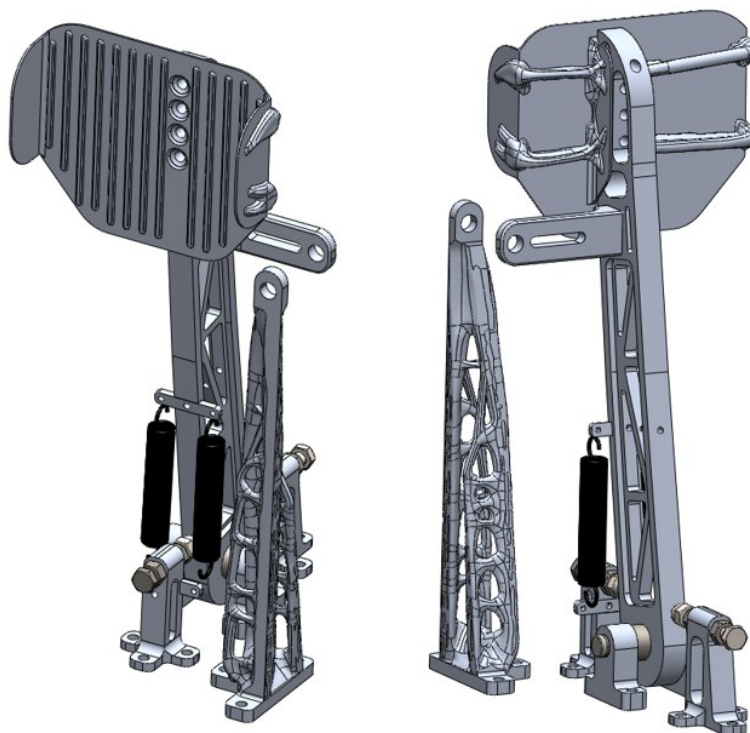
Sistemul pedalier este compus din 4 subsisteme: subsistemul de șine indexabile, subsistemul de accelerație, subsistemul de frână și subsistemul de confort.

Subsistemul de șine indexabile este compus din placa principală de montare, de acestea toate celelalte subsisteme se montează, și cele două șine indexabile.



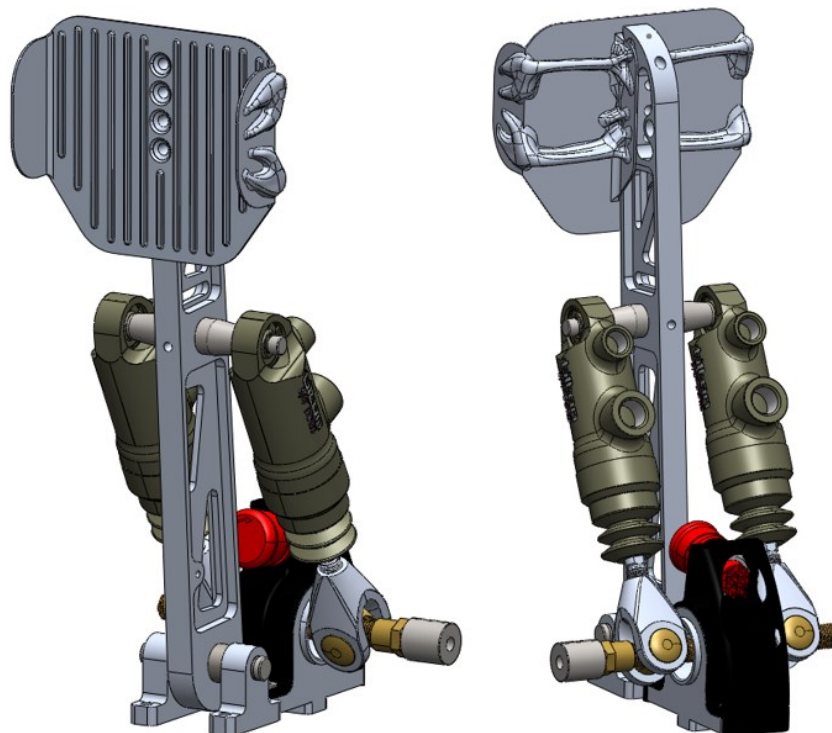
Figură 44 - Subsistemul de șine indexabile

Subsistemul de accelerație este alcătuit din pedala de accelerație cu prindere de cablu, tălpicul pedalei de accelerație și suportul de cablu, realizate prin design generative similar cu tălpicul pedalei de frână, și cele două limitatoare de cursă cu șurub pentru reglaj.



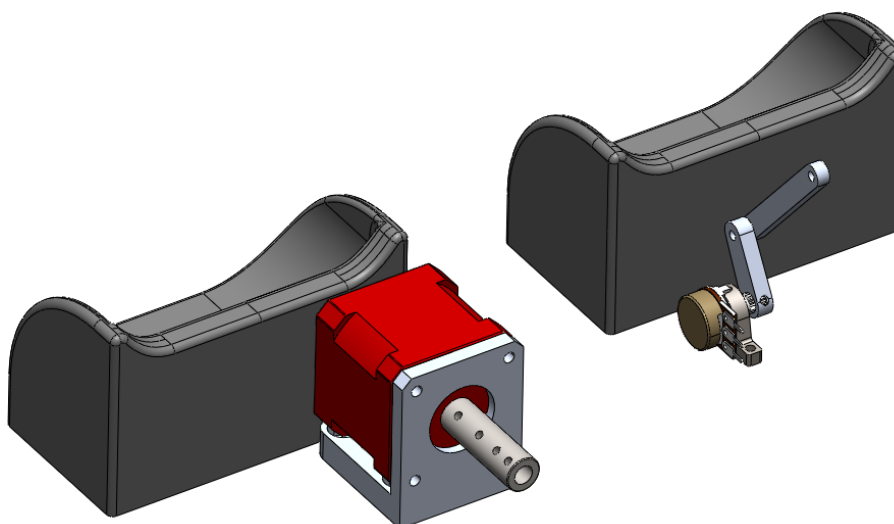
Figură 45 - Subsistemul de accelerație

Subsistemul de frână are în componența sa 2 pompe de frână, pedala de frână, tălpicul pedalei de frână, realizat prin design generativ, sistemul de BOTS și sistemul de distribuție a forței între puntea față și spate.



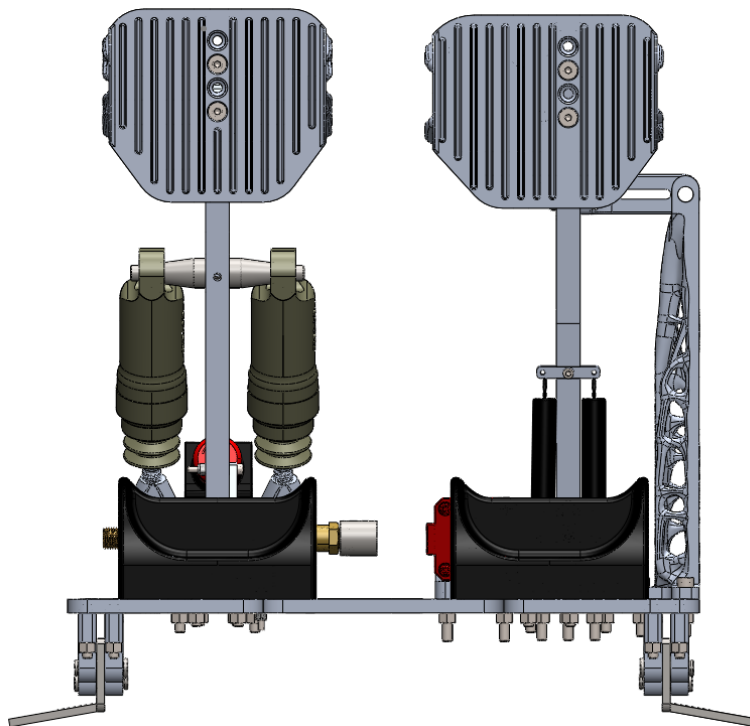
Figură 46 - Subsistemul de frână

Subsistemul de confort este unul din cele mai simple ale pedalierului. Acesta conține o pereche de suporturi pentru călcâie, motorul pas cu pas folosit pentru angrenarea sistemului de distribuție a forței între punți și un potențiometrul cu un mecanism cu bare folosit pentru determinarea poziției pedalei de frână.

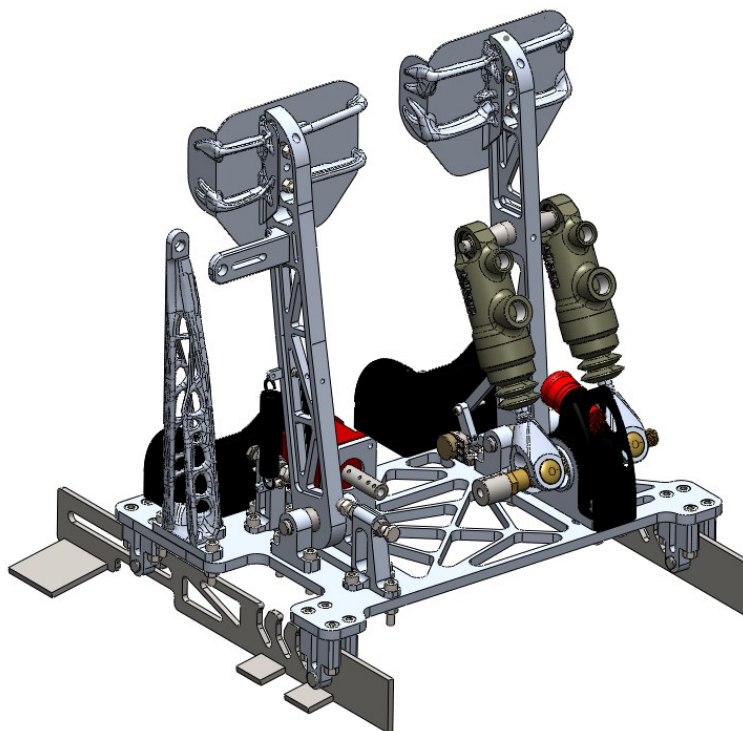


Figură 47 - Subsistemul de confort

Ansamblul final este estimat să cântărească 4kg și va fi fabricat dintr-o gamă largă de materiale: aluminiu 6061, aluminiu 7075, oțel S355, oțel C45, ABS, AISi10Mg și va fi fabricat printr-o varietate de procese tehnologice: frezare, strunjire, debitarea laser, debitare cu jet de apă, printare 3D clasică dar și metalică.



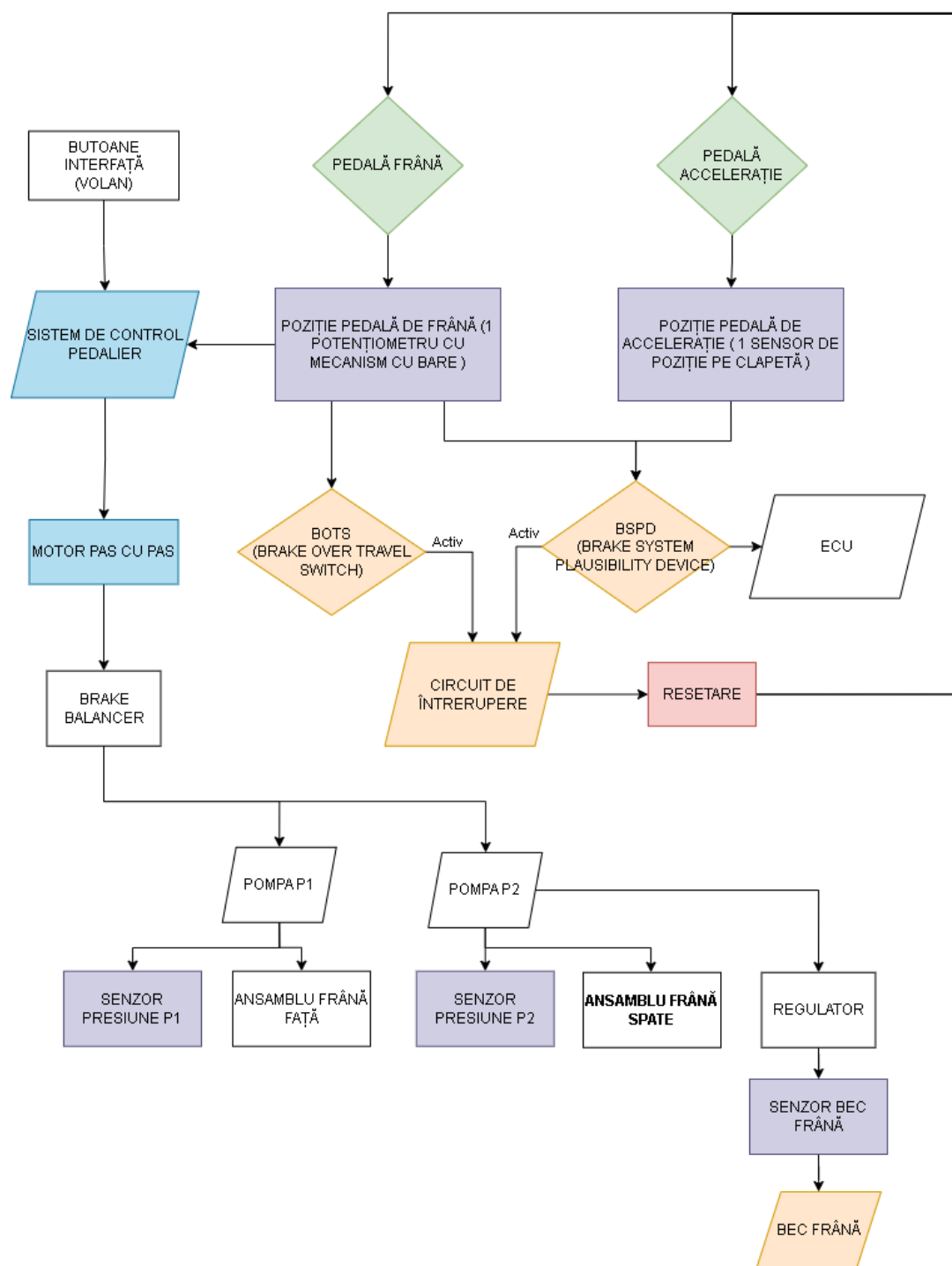
Figură 48 - Vedere din față a sistemului pedalier



Figură 49 - Vedere izometrică a sistemului pedalier

6. ELETRONICA, SENZORII ȘI ACTUATOARELE DIN SISTEMUL PEDALIER

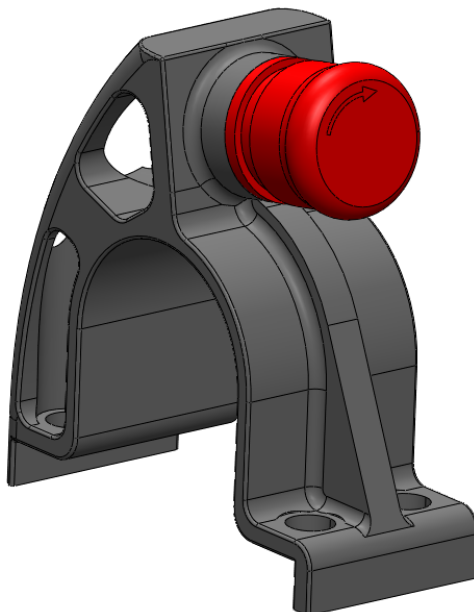
Schema de mai jos prezintă traseul informației în sistemului pedalier. În aceasta de poate observa cum informația acționarea mecanică a pedalelor este preluată de senzori, informație cu care acțiunii precum aprinderea becului de frână, activarea BSPD-ului sau poziția sistemului de distribuție a forței între punții este decisă.



Figură 50 – Traseul informației în sistemului pedalier

6.1 SISTEME DE SIGURANȚĂ (BOTS)

Sistemul de BOTS (Brake Over-Travel Switch) este un sistem de siguranță, obligatoriu prin regulamentul competițiilor, care la defectarea sistemului de frânare acesta va fi activat, activând la rândul său circuitul de întrerupere. Circuitul de întrerupere sau SDC este responsabil de tăierea alimentării electrice la toate sistemele monopostului, inclusiv a motorului, în cazul unor defecțiuni prin sisteme de siguranță cum este BOTS, a unor încălcări ale regulamentului prin sistemul de BSPD sau la apăsarea uneia din cele 3 ciuperci de oprire de urgență.



Figură 51 - BOTS-ului și suportul acestuia

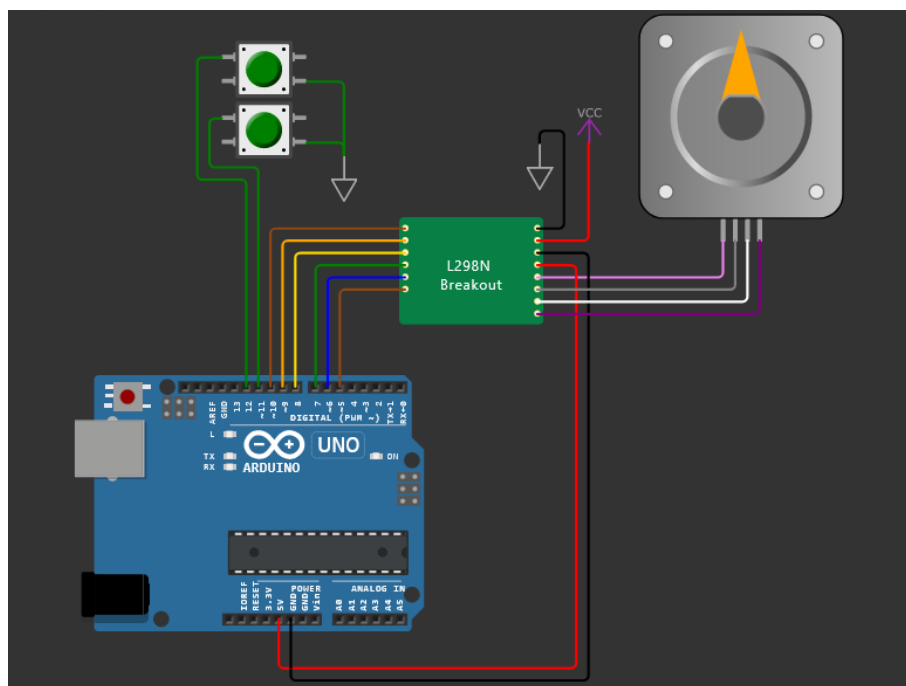
Sistemul de BOTS este alcătuit dintr-o ciupercă de oprire de urgență deoarece este important ca BOTS-ul să rămână activ până la resetarea lui manuală după remedierea defecțiunii.

6.2 SISTEMUL DE REGLAJ AL DISTRIBUȚIEI DE FORȚĂ ÎNTRE PUNȚI

Sistemul de frânare necesită adaptări dinamice pentru maximizarea performanței în funcție de condițiile pistei. Prin integrarea a două butoane pe volan și un motor pas cu pas în cadrul sistemului de pedalier pilotul are posibilitatea de regla dinamic distribuția de forță de frânare între punți oferind astfel timpuri per tur mai bune și performanțe crescute.

Un motor pas cu pas NEMA17 a fost ales pentru această aplicație datorită raportului bun între cuplu și rezoluție dar și datorită costului redus și a greutății sale reduse. Folosind un microcontroller ESP32 și un modul de comandă de tip punte H semnalul de la cele două butoane implementate în volanul monopostului se transformă în rotație a motorului pas cu pas.

Înainte de implementarea fizică a sistemului o simulare a circuitului și a codului din spatele sistemului a fost realizată în Wokwi. În această simulare a fost folosit un Arduino UNO deoarece pentru utilizarea unui ESP32 ar fi fost nevoie de adăugarea unor pachete adiționale în Wokwi. Acest lucru nu influențează rezultatul final aceste microcontrolere programându-se identic.



Figură 52 - Schema electrică a sistemului de reglaj cu motor pas cu pas

Librăria „Stepper.h” este o librărie standard în Arduino IDE pentru controlul motoarelor stepper. Această librărie simplifică utilizarea motoarelor stepper oferind o interfață cât mai simplă pentru setarea vitezei și incrementarea/decrementarea pașilor.

La începutul programului se specifică numărul de pași per revoluție („stepsPerRevolution”) pentru motorul stepper. Pinii butoanelor („incrementButtonPin” și „decrementButtonPin”) sunt inițializați cu rezistențe de „pull-up” interne, ceea ce înseamnă că Arduino va citi un nivel logic HIGH când butonul nu este apăsat și LOW când este apăsat.

Se configurează pinii motorului și pinii butoanelor ca ieșiri și, respectiv, intrări cu rezistențe de pull-up. Se setează viteza motorului stepper (`myStepper.setSpeed(20)`) și se plasează motorul în poziția de start (`myStepper.step(0)`).

În bucla principală, se verifică continuu starea butoanelor. Dacă butonul de incrementare (`incrementButtonPin`) este apăsat și a trecut suficient timp de la ultima apăsare (`debounceDelay`), motorul stepper este incrementat cu 10 pași. Dacă butonul de decrementare (`decrementButtonPin`) este apăsat și a trecut suficient timp de la ultima apăsare (`debounceDelay`), motorul stepper este decrementat cu 10 pași în direcția opusă.

Debouncing-ul este utilizat pentru a elimina efectele nedorite ale întreruperilor mecanice sau electrice care pot apărea atunci când se apasă butoanele. În esență, acesta asigură că o singură apăsare a butonului este înregistrată corect, chiar dacă butonul fizic poate face contacte multiple rapide.

Variabilele „lastDebounceTimeIncrement” și „lastDebounceTimeDecrement” stochează timpul ultimei apăsări a butonului pentru fiecare buton în parte. „debounceDelay” specifică timpul minim între două apăsări consecutive pentru a fi considerată o apăsare validă. De exemplu, atunci când un buton este apăsat, digitalRead() va detecta apăsarea, iar funcția de debounce va asigura că o singură acțiune de incrementare sau decrementare a motorului stepper are loc.

```
1  #include <Stepper.h>
2  // Define the number of steps per revolution for stepper motor
3  const int stepsPerRevolution = 200;
4  // Motor control pins connected to L298N
5  const int motorPin1 = 9;
6  const int motorPin2 = 8;
7  const int motorPin3 = 7;
8  const int motorPin4 = 6;
9  // Define the number of steps to increment or decrement
10 const int stepIncrement = 10;
11 // Button pins connected to Arduino (with internal pull-up resistors)
12 const int incrementButtonPin = 11;
13 const int decrementButtonPin = 12;
14 // Initialize the stepper motor object
15 Stepper myStepper(stepsPerRevolution, motorPin1, motorPin2, motorPin3, motorPin4);
16 // Variables for debounce
17 unsigned long lastDebounceTimeIncrement = 0;
18 unsigned long lastDebounceTimeDecrement = 0;
19 unsigned long debounceDelay = 50;
20
21 void setup() {
22     // Set the motor control pins as outputs
23     pinMode(motorPin1, OUTPUT);
24     pinMode(motorPin2, OUTPUT);
25     pinMode(motorPin3, OUTPUT);
26     pinMode(motorPin4, OUTPUT);
27     // Enable internal pull-up resistors for button pins
28     pinMode(incrementButtonPin, INPUT_PULLUP);
29     pinMode(decrementButtonPin, INPUT_PULLUP);
30
31     // Set up serial communication
32     Serial.begin(9600);
33     myStepper.setSpeed(20); // Set the speed of the stepper motor
34     myStepper.step(0);      // Move to initial position (position 0)
35 }
36
37 void loop() {
38     // Check if the increment button is pressed -> increment by 10
39     if (digitalRead(incrementButtonPin) == LOW && (millis() - lastDebounceTimeIncrement) > debounceDelay) {
40         lastDebounceTimeIncrement = millis();
41         myStepper.step(stepIncrement);
42         Serial.println("Increment Button Pressed");
43         delay(200); // Debounce delay
44     }
45     // Check if the decrement button is pressed -> decrement by 10
46     if (digitalRead(decrementButtonPin) == LOW && (millis() - lastDebounceTimeDecrement) > debounceDelay) {
47         lastDebounceTimeDecrement = millis();
48         myStepper.step(-stepIncrement);
49         Serial.println("Decrement Button Pressed");
50         delay(200); // Debounce delay
51     }
```

Figură 53 - Codul Arduino pentru sistemul de reglare cu motor pas cu pas

Sistemul de reglaj efectiv constă într-o tijă filetată care pivotează într-o cuplă sferică aflată într-o cămașă iar prin desfacerea sau strângerea filetului punctul de pivotare se deplasează modificând astfel brațul forței cu care se apasă fiecare pompă. Pentru angrenarea acestui sistem prin motorul pas cu pas este nevoie de o conectare flexibilă deoarece datorită naturii sistemului de reglaj distanța din cupla acestuia și axul motorul pas cu pas nu rămâne constantă.



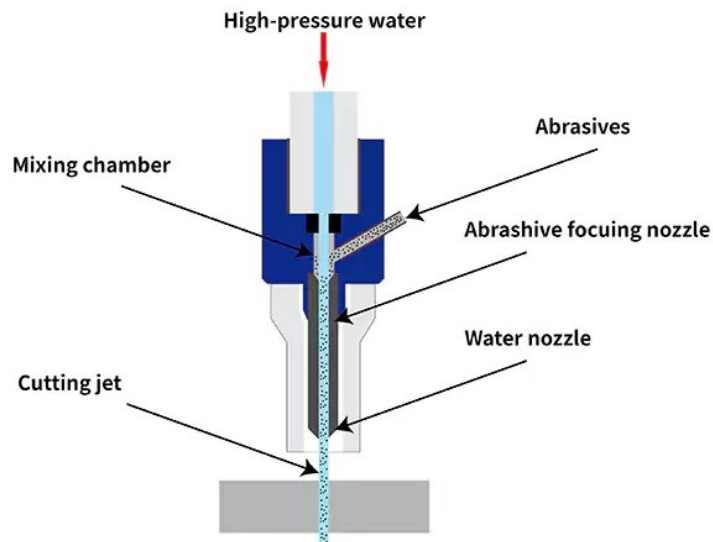
Figură 54 - Soluția constructivă pentru angrenarea sistemului de reglaj

Astfel o serie de fire de oțel împletite a fost folosit pentru a conecta mecanic sistemul de reglaj cu motorul pas cu pas. Această soluție oferă un raport ideal între rigiditatea cuplajului, necesară pentru a transmite constant momentul de rotație de motorul pas cu pas la sistemul de reglaj, și flexibilitatea acestuia, necesară pentru a conferi pedalierului o configurație compactă.

7. FABRICAREA COMPONENTELOR

7.1 DEBITAREA CU JET DE APĂ

Principiul de funcționare este transformarea presiunii în energie cinetică. Astfel jetul de apă la presiune mare este amestecat cu un material abraziv și focusat printr-o duză. Tăierea cu jet de apă este cunoscută pentru puterea mare de debitare, tăind cu ușurință și precizie grosimi mari de semifabricat, și pentru faptul că este o metodă de prelucrare non-invazivă, spre deosebire de laser nu prezintă zone influențate termic.



Figură 55 - Schema de principiu a debitării cu jet de apă

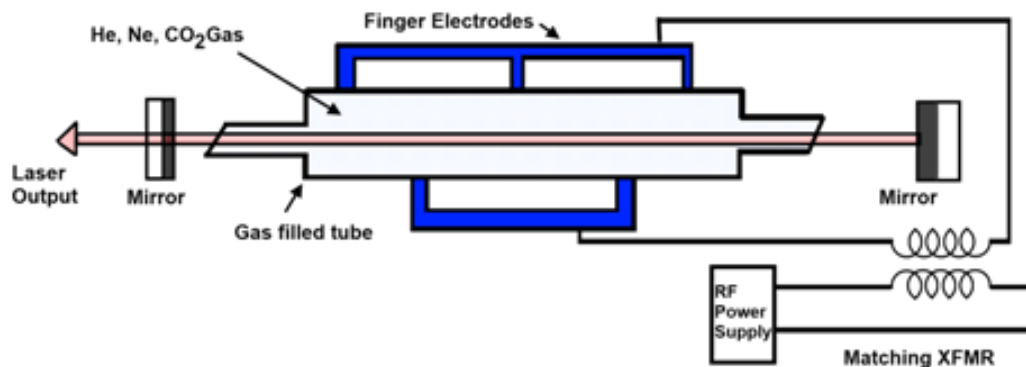
Prin acest proces tehnologic au fost realizate placa principală și contorul principal al pedalelor de frână și accelerație din aluminiu 7075.



Figură 56 - Poză cu conturul pedalier de frână realizat prin debitare cu jet de apă

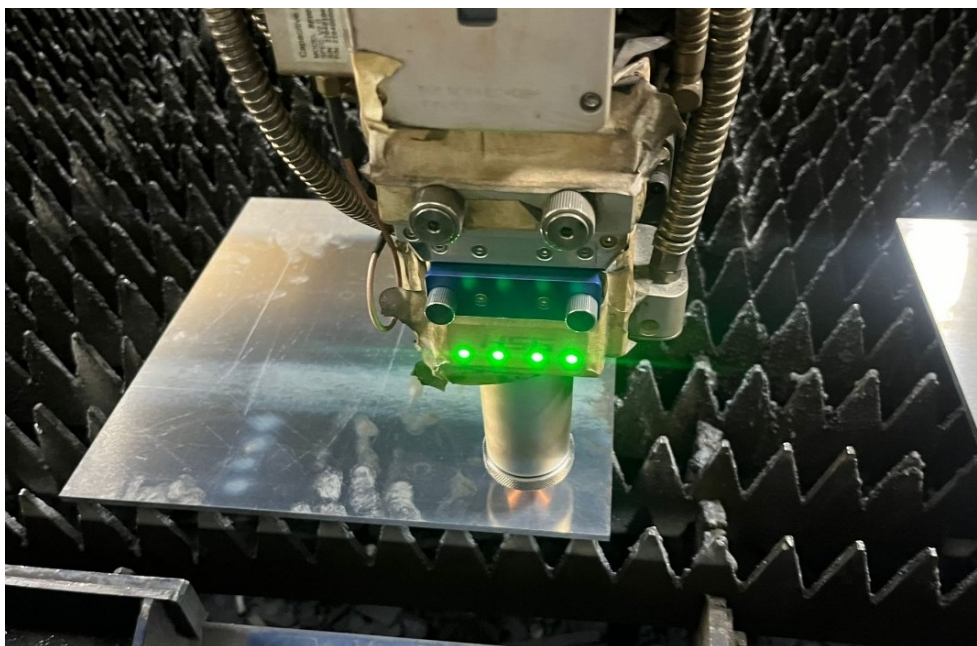
7.2 DEBITAREA CU LASER

Debitarea cu laser folosește un fascicul laser de mare putere pentru a debita materialul lăsând un finisaj neted. Fasciculul laser este creat prin stimularea unui amestec de gaze aflat într-un tub cu oglinzi la ambele capete. Una din aceste oglinzi este o oglindă parțială și permite trecerea fasciculului laser, urmând ca apoi cu o altă serie de oglinzi acesta să fie direcționat în material pentru a efectua debitarea. Spre deosebire de debitarea cu jet de apă o piesă debitată cu laser prezintă o zonă influențată termic.



Figură 57 - Schemă de principiu de debitărie laser

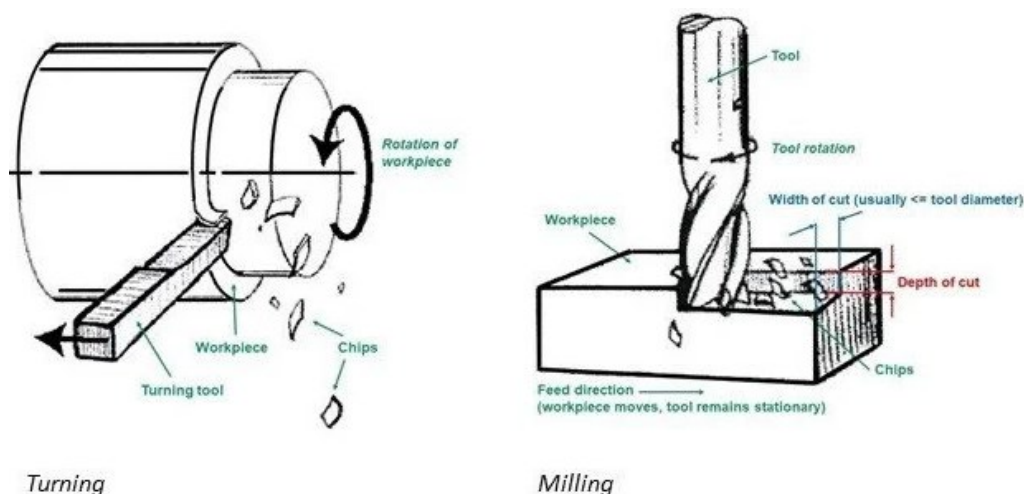
Aluminiul este un foarte bun conductor iar din acest motiv este dificil de debitat cu laser grosimi mari de aluminiu. Din acest motiv debitarea laser a fost utilizată pentru realizarea șinelor indexabile din oțel S355 sau a plăcilor subțiri, grosimi de 2-3 mm, din aluminiu prezente la subsistemul de accelerație.



Figură 58 - Poza cu debitarea laser a plăcilor de aluminiu din subsistemul de accelerație

7.3 FREZAREA ȘI STRUNJIREA

Procesele tehnologice de frezare și de strunjire sunt ambele procese tehnologice de aşchiere sau procese tehnologice prin eliminare de material. Principiul de baza al acestor două procese este că prin viteza relativă, dintre semifabricat și scula aşchietoare, și geometria sculei aşchietoare bucăți de material, denumite şpan, sunt îndepărtate sau forfecate din semifabricatul inițial astfel încât piesa finală să aibă forma, toleranțele și rugozitatea dorită.



Figură 59 - Schema de principiu a strunjirii (Turning) și a frezării (Milling)

Majoritatea pieselor din sistemul de pedalier au fost realizate prin aceste două procese tehnologice.



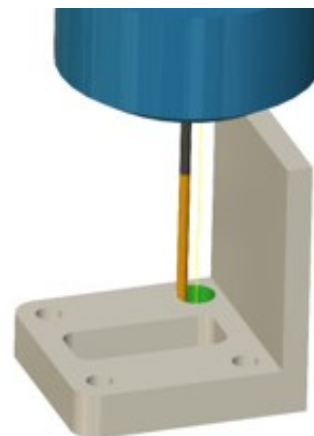
Figură 60 - Poza cu parte din componentele strunjite sau frezate

Datorită geometriilor simple axele și cuplele au fost strunjite pe un strung CNC cu programul NC scris în conversațional. Programarea CNC în mod conversațional este o metodă de programare în care operatorul introduce date direct despre piesă, cum ar fi dimensiuni generale sau număr de găuri, printr-o interfață specială nefiind necesare cunoștințe despre sintaxa codului G.



Figură 61 - Poză cu strunjirea axului pedalei de frână – programare în mod conversațional

Pentru piesele mai complexe cum ar fi suportul pentru motorul pas cu pas s-a optat pentru utilizarea programelor de CAM (Computer-Aided Manufacturing).



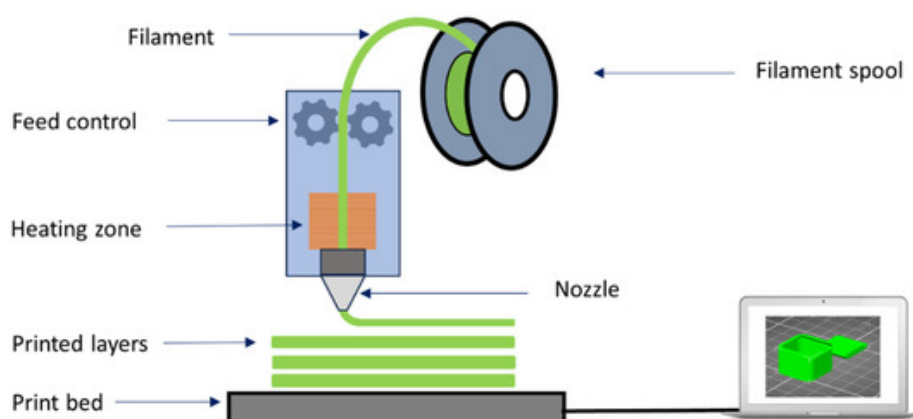
Figură 62 - Poză cu frezarea suportului pentru motorul pas cu pas - programare CAM

În figura de mai sus se poate observa comparația între operațiunea reală de frezare și simularea acesteia în cadrul modului de CAM din Autodesk Fusion 360. Într-un mod similar au fost realizate și celelalte componente ale sistemului pedalier, piesele cu geometrii complexe realizate cu ajutorul programelor CAM iar cele cu geometrii simple prin modul de programare conversațional.

7.4 PRINTAREA 3D

Printarea tridimensională este un procedeu de fabricație aditivă, prin adăugare de material, de obicei în straturi pentru obținerea componentelor. Pentru realizarea diferitelor componente ale ansamblului pedalier 3 tehnologii de printarea au fost folosite: FDM (folosită pentru piesele mari, fără toleranțe sau restricții impuse de regulament), SLA (folosită pentru piesele mici cu toleranțe strânse) și SLM (folosită pentru tălpii pedalelor).

FDM sau Fused Deposition Modeling este cea mai comună tehnologie de printare 3D prin care un fir subțire de plastic este topit și depus strat cu strat pentru a crea component



Figură 63 - Principiul tehnologiei FDM

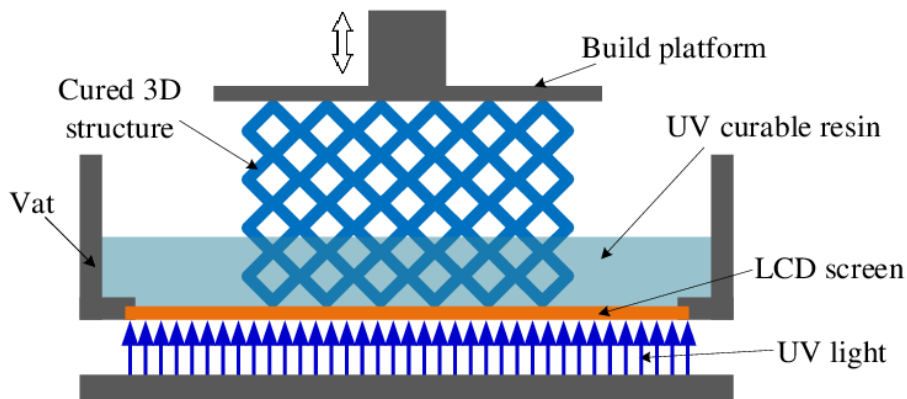
Prin acest procedeu s-au realizat suportul de BOTS și suporturi de călcâie din Nylon 6 ranforsat cu 30% fibră de carbon (PA6-CF30).

Tabel 4 - Comparație între diferitele materiale pentru FDM

Proprietate Mecanică	PLA	Nylon 6 (PA6)	Nylon 6 cu 30% Fibră de Carbon (PA6-CF30)
Rezistență la tracțiune	50–65 MPa	60–80 MPa	80–120 MPa
Modul de elasticitate	3.5 GPa	1.5–2.5 GPa	5–7 GPa
Alungire la rupere	3–10%	5–30%	1.5–3%
Rezistență la impact	16–25 J/m	80–150 J/m	50–90 J/m
Densitate	1.24 g/cm ³	1.14 g/cm ³	1.3–1.4 g/cm ³

Datorită rezistenței la tracțiune ridicate, a rezistenței la impact și a rezistenței chimice ridicate PA6-GF30 (Nylon6 cu 30% fibră de carbon) este materialul ideal pentru componentele prezentate

SLA sau Stereolitografie este o tehnologie de printarea care folosește o rășină fotosensitivă care se întărește la expunerea la raza UV. Printarea se realizează tot strat cu strat dar la o rezoluție mult mai mare decât tehnologia FDM permițând realizarea unor toleranțe mai strânse.



Figură 64 - Principiul tehnologiei SLA

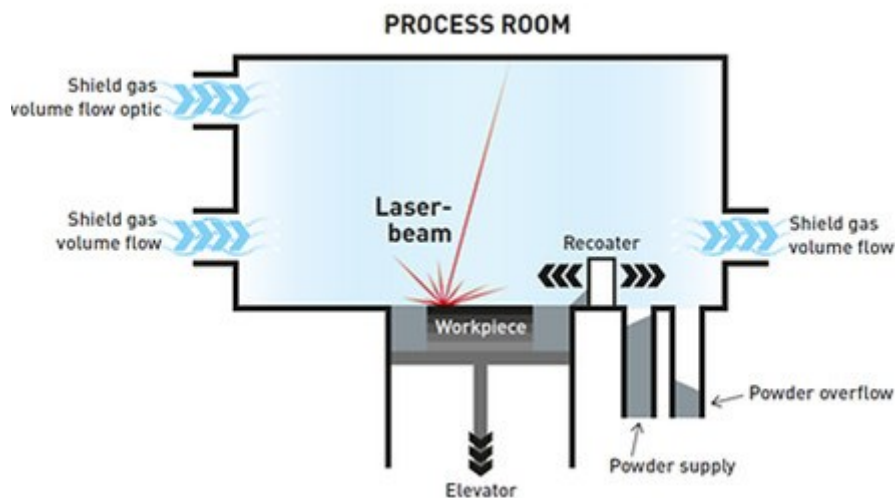
Datorită dimensiunilor mici și a toleranțelor strânse necesare pentru montare, suportul și mecanismul cu bare pentru potențiometrul de poziționare a pedalei de frână au fost printate folosind tehnologia SLA.



Figură 65 - Piese pentru contarea potențiometrului de poziție realizate prin printare SLA

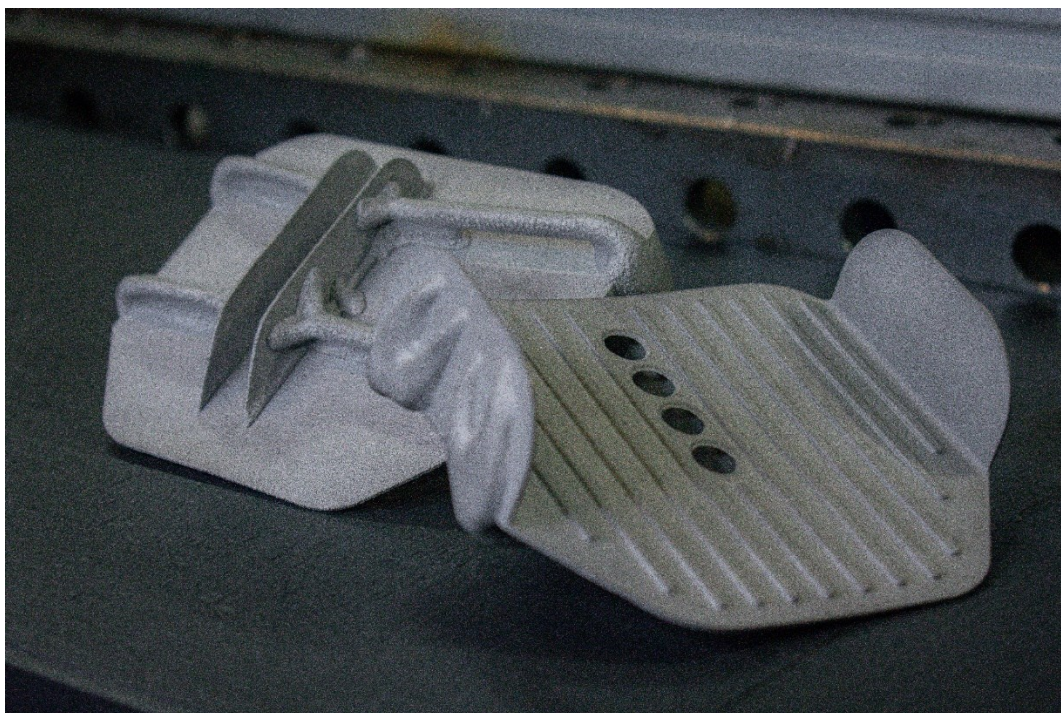
Acestea au fost printate dintr-o rășină PLA specială pentru SLA la o rezoluție de 4K având o dimensiune maximă a stratului de 0.05 mm. După finalizarea printului piesele au fost spălate în alcool izopropilic pentru îndepărtarea surplusului de rășină și ulterior au fost expuse la UV pentru a se putea întări complet.

SLM sau Selective Laser Melting permite realizarea de componente metalice. Această tehnologie folosește un laser de mare putere care topește o pulbere metalică, în mod selectiv, strat cu strat.



Figură 66 - Principiul tehnologiei SLM

Tălpicii pedalelor au fost realizați prin această tehnologie din AlSi10Mg datorită restricțiilor regulamentului și a încărcărilor mari la care aceste componente sunt supuse.



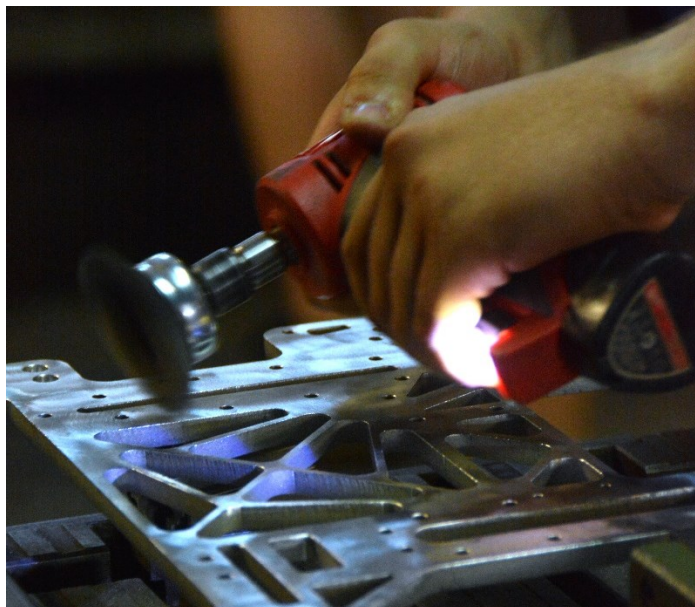
Figură 67 - Tălpicii realizați din AlSi10Mg prin SLM

Folosind tehnologia SLM pentru fabricație și tehnologia de design generativ pentru proiectare tălpicii au fost realizați astfel încât greutatea lor combinată este 153 grame iar fiecare din ele poate rezista la o încărcare de 2000 N.

8. INTEGRAREA SISTEMULUI PEDALIER IN MONOPOST

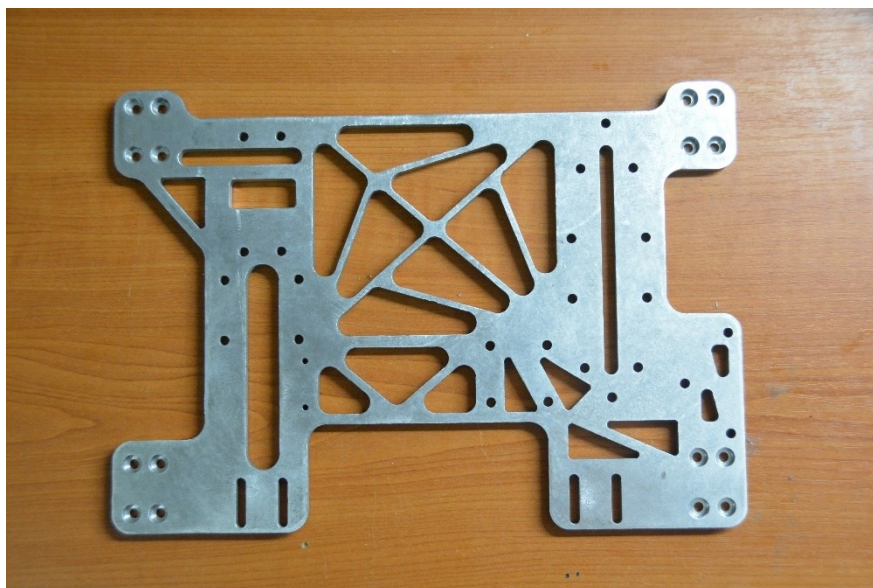
8.1 ASAMBLAREA COMPONENTELOR ȘI MONTAREA IN MONOPOST

Prima etapă a fost curățarea, debavurarea și degresarea componentelor ansamblului pedalier.



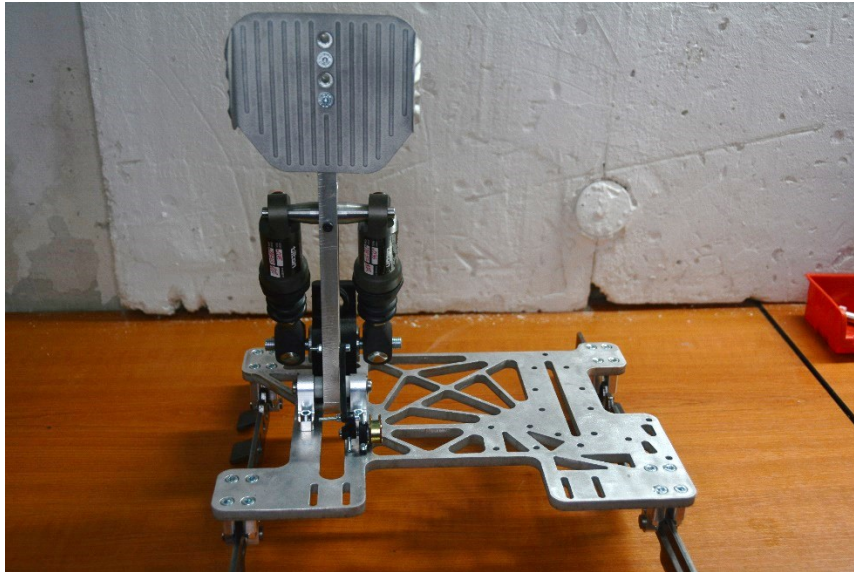
Figură 68 - Curățarea plăcii principale folosind o perie de sârmă rotativă

Procesul de asamblare a început prin organizarea componentelor și a organelor de asamblare astfel încât procesul să fie cât mai eficient și organizat. Placa principală a fost așezată prima deoarece toate celelalte componente și subansamble se montează pe aceasta



Figură 69 - Placa principală (Prima etapă a procesului de asamblare)

Următoarea etapă a fost montarea subsistemului de șine indexabile și a subsistemului de frână pe placa principală. Acest lucru s-a realizat printr-o serie de ajustaje cu strângere și șuruburi M5.



Figură 70 - Placa principală cu subsistemul de frânare și de șine indexabile

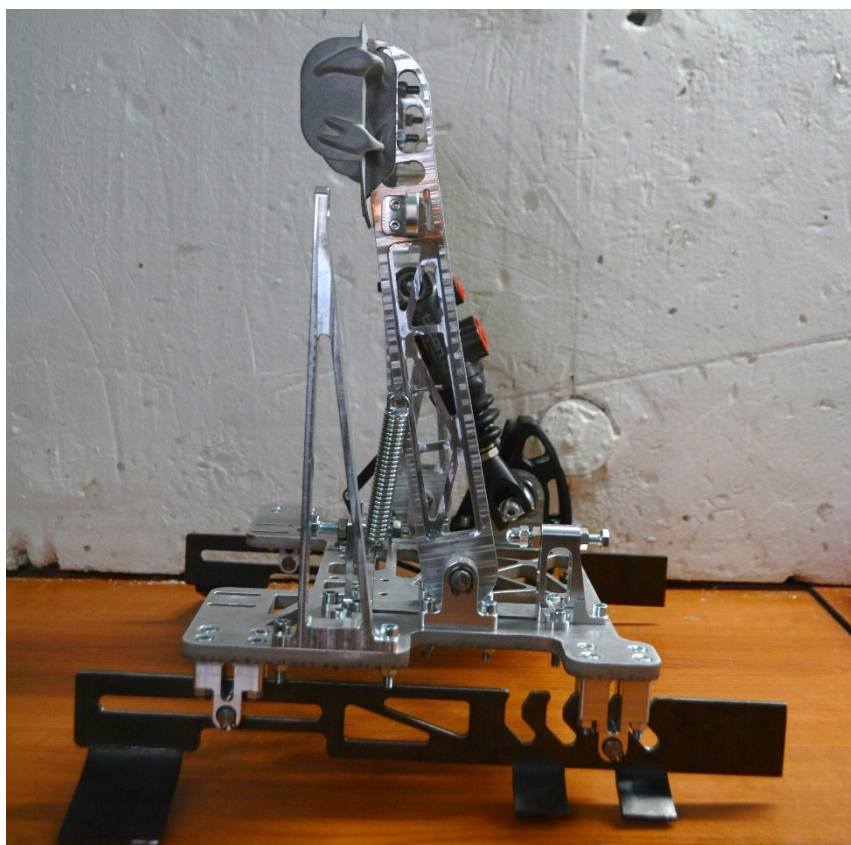


Figură 71 - Vedere laterală a subsistemului de frână

După acesta subsistemul de accelerație a fost montat și el pe placa principală alături de subsistemul de frânare și cel de șine indexabile.



Figură 72 – Sistemul pedalier montat fără subsistemul de confort

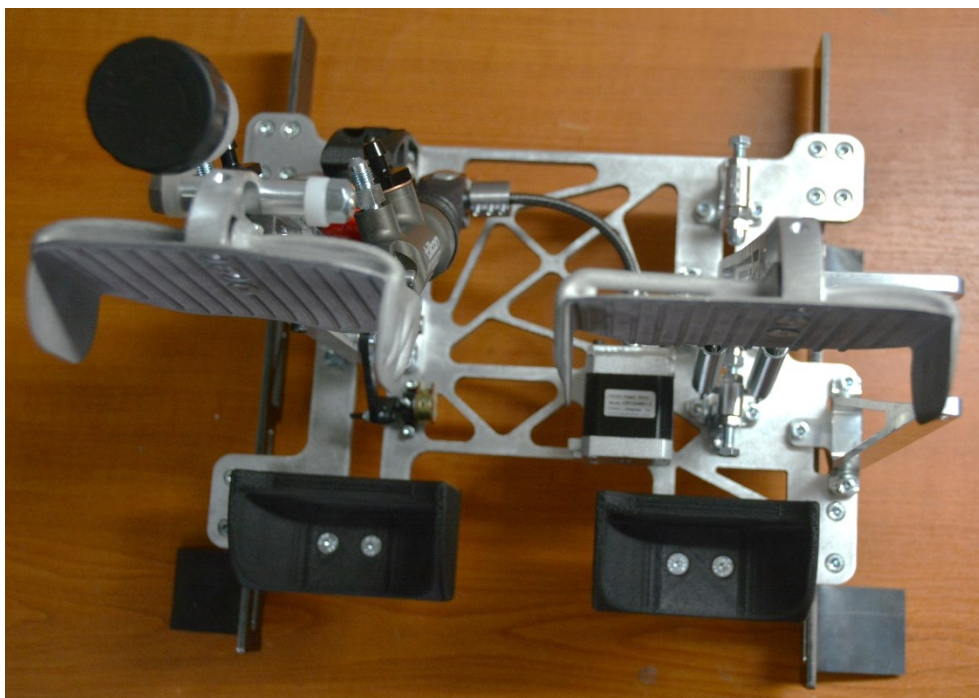


Figură 73 - Vedere laterală a subsistemului de accelerație

Ultima etapă a procesului de asamblare a fost montarea subsistemului de confort format din motorul pas cu pas pentru reglaj și a suporturilor de călcâie.

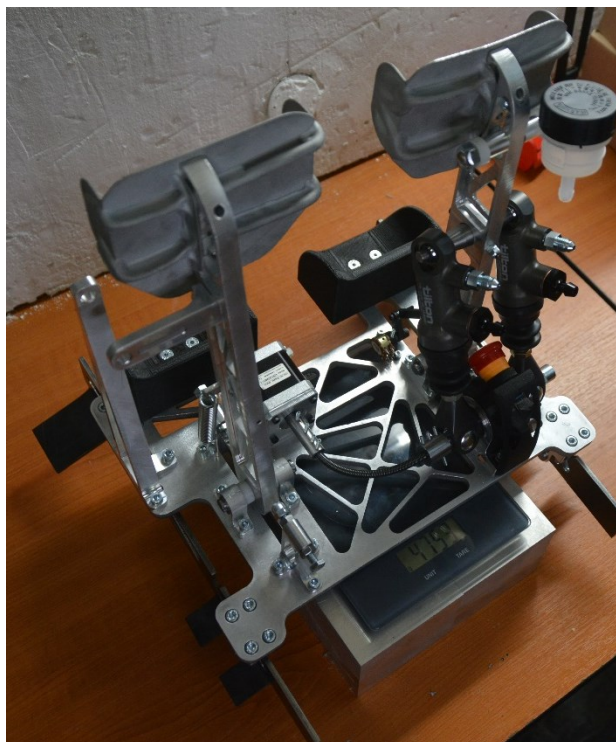


Figură 74 - Vedere frontală a ansamblului pedalier complet



Figură 75 - Vedere de sus a ansamblului pedalier complet

La final ansamblul complet a fost cântărit și piloții echipei au testat pe rând ergonomia ansamblului și diferitele reglaje implementate.



Figură 76 - Cântărirea ansamblului pedalier – rezultatul fiind 4.76 kg



Figură 77 - Testarea ergonomiei ansamblului de către piloți

9. CONCLUZII

În tabelul de mai jos se poate observa o comparație concretă pe obiectivele impuse între versiunea prezentată și versiunea anterioară a ansamblului pedalier.

Tabel 5 - Comparație între versiunile ansamblului pedalier

Cerință / Obiectiv	Versiunea actuală	Versiunea anterioară
Respectarea în totalitate a regulamentului competițiilor	Da, regulamentul este respectat în totalitate	Da, regulamentul este respectat în totalitate
Prezența unui sistem de reglaj al poziției în monopost	Da, sistemul de reglaj funcționează optim, problema versiunii trecute fiind eliminată complet	Parțial, ansamblul pedalier vechi avea momente în care se desprindea de sistemul de șine indexabile vechi
Prezența unui sistem de reglaj al distribuției de forță între puntea față și puntea spate	Da, acesta permițând reglarea, începând de la poziția neutră de 50/50 cu aproximativ 25% atât spre puntea față cât și spre puntea spate	Parțial, sistemul de reglaj vechi permitea reglarea doar spre puntea spate cu aproximativ 30%
Masă totală	4.76 kg (cu 10% mai ușor)	5.24 kg

Luând în calcul că obiectivele au fost atinse iar masa ansamblului a fost redusă semnificativ, chiar dacă componentele de plastic din versiunea anterioară a fost înlocuite de componente metalice și inițial o creștere în masă cu 0.2kg a fost estimată, putem spune că proiectarea, simularea și fabricarea ansamblului pedalier a fost un succes.

În continuare urmează validarea completă a ansamblului, atât din punctul de vedere al fiabilității cât și al performanței, în cadrul competițiilor din acest sezon.

10. BIBLIOGRAFIE

- [1] FS-Rules 2025
- [2] FSAE Zips Electric Racing Brake System Design - Zachary Demetriades – 2020
- [3] Study, design and manufacturing of Formula Student racecar pedalbox - Georgios Symeonidis – 2021
- [4] Proiectarea unui ansamblu pedalier pentru un monopost de Formula Student - Andreca Alexandru – 2021
- [5] Designing a lightweight and ergonomic Formula Student pedal box assembly using finite element analysis – Iridon Robert-Cristian – 2024
- [6] Design and Manufacturing of Formula SAE - Kourouzidis Ioannis - 2018
- [7] Cockpit Design of a Formula Student Race Car: An Ergonomics Study - Arshil Ahmad - 2021
- [8] Research on Brake Pedal and Mounting to Adjust Different Parameters for Maruti Tandem Master Cylinder - Ameya Dabhade – 2020
- [9] Brake Technology Handbook - Bert Breuer - 2008

11. ANEXA

- Desen de ansamblu al ansamblului pedalier
- Desen de ansamblu al subsistemului de frânare
- Desen de ansamblu al organelor de asamblare
- Desen de ansamblu al subsistemului de șinelor indexabile
- Desen de ansamblu al subsistemului de confort
- Desen de ansamblu al subsistemului de accelerație
- Desen de execuție al axului pompelor
- Desen de execuție al axului pentru șinele indexabile
- Desen de execuție al axului pedalelor
- Desen de execuție al bușelor pentru BOTS
- Desen de execuție al bușelor de poliamidă
- Desen de execuție al cuplei sistemului de reglaj a distribuției forței
- Desen de execuție al cuplei motorului pas cu pas
- Desen de execuție al opritorului față a pedalei de accelerație
- Desen de execuție al opritorului spate a pedalei de accelerație
- Desen de execuție al pedalei de accelerație
- Desen de execuție al pedalei de frână
- Desen de execuție al plăcii principale
- Desen de execuție al prinderii pentru arc
- Desen de execuție al prinderii cablului de pedala de accelerație
- Desen de execuție al suportului axului pedalelor
- Desen de execuție al suportului sistemului de reglaj a distribuției forței
- Desen de execuție al suportului motorului pas cu pas
- Desen de execuție al suportului de cablu pentru accelerație
- Desen de execuție al suportului lung pentru axul șinelor indexabile
- Desen de execuție al suportului scurt pentru axul șinelor indexabile
- Schema electrică și de comandă a motorului pas cu pas
- Programul de control al sistemului de reglare a distribuției de forțe

F

E

D

C

B

A

F

E

D

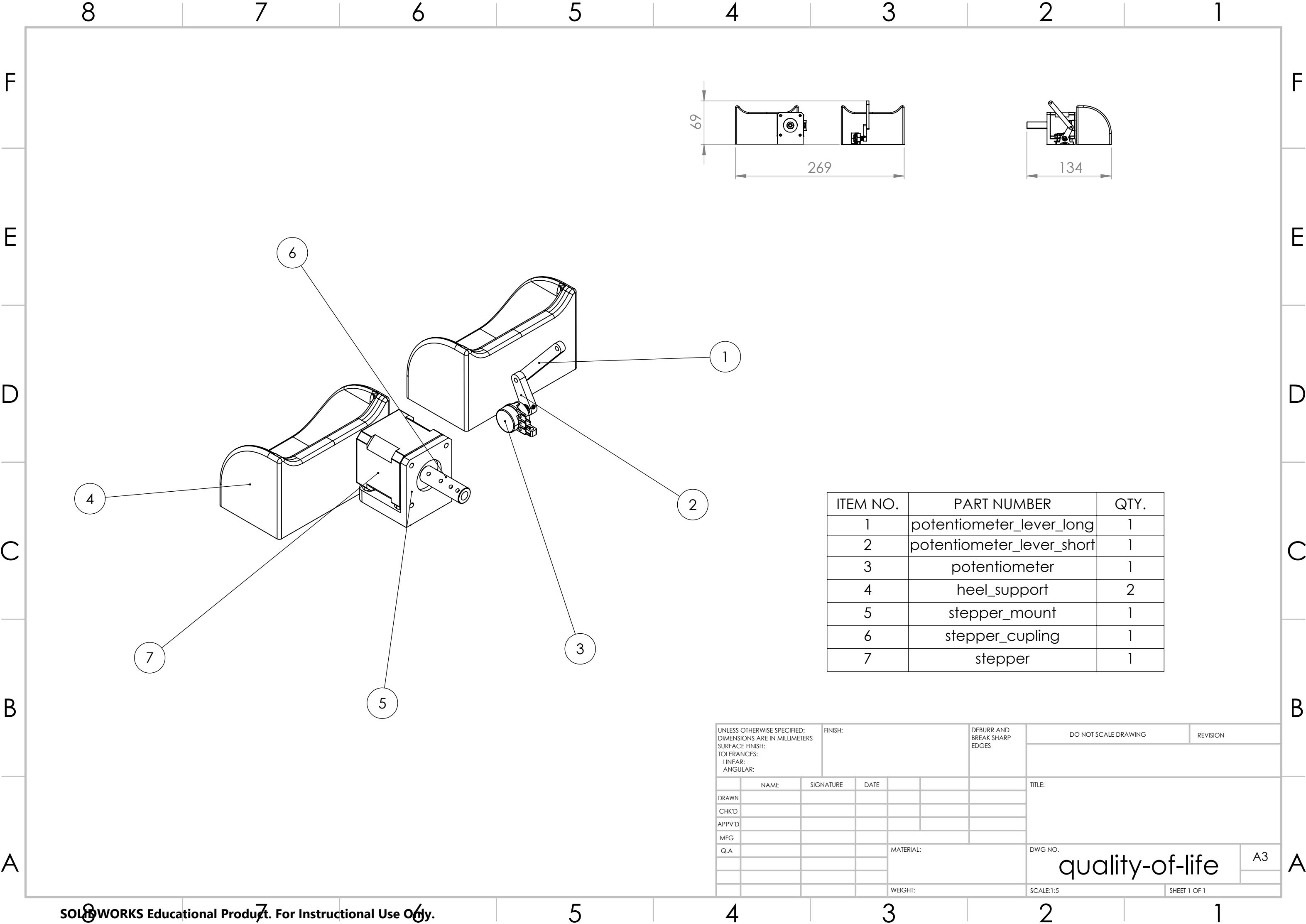
C

B

A

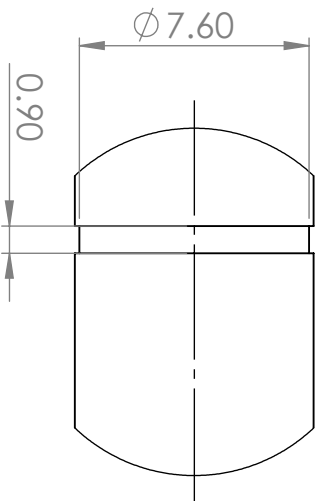
ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	ISO - 4033 - M5 - D - N	49
2	ISO 4762 M5 x 25 - 25N	40
3	socket head cap screw_iso	1
4	ISO 4762 M3 x 16 - 16N	1
5	M3_nut	8
6	ISO 4762 M3 x 20 - 20N	3
7	ISO 4762 M3 x 25 - 18N	4
8	ISO 10642 - M5 x 35 - 35N	4
9	ISO 10642 - M5 x 25 - 25N	4

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								TITLE:			
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								DWG NO. fasteners			
								SCALE:1:5			
								SHEET 1 OF 1			

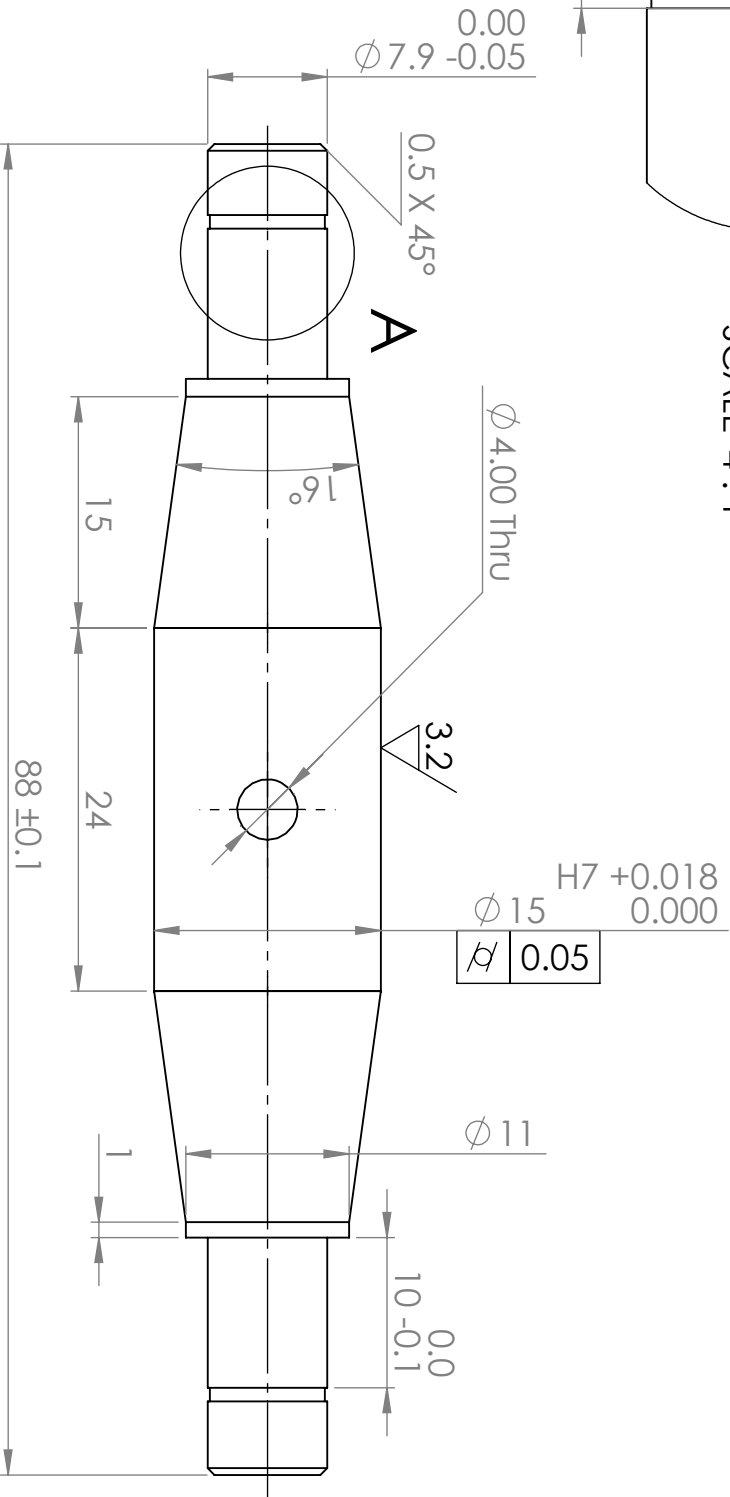


ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	potentiometer_lever_long	1
2	potentiometer_lever_short	1
3	potentiometer	1
4	heel_support	2
5	stepper_mount	1
6	stepper_cupling	1
7	stepper	1

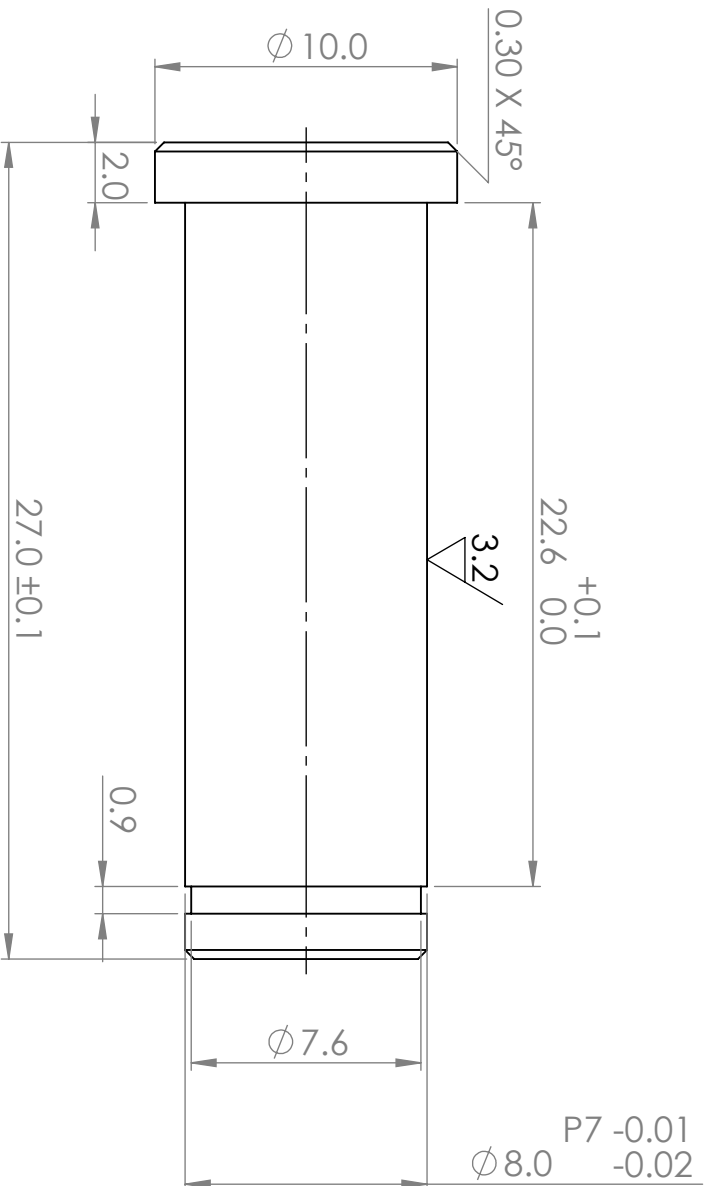
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE:	
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL:		DWG NO.	
								WEIGHT:		SCALE:1:5	
										SHEET 1 OF 1	



DETAIL A
SCALE 4 : 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$										
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										
NAME	SIGNATURE	DATE					TITLE:			
DRAWN										
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$										
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

6

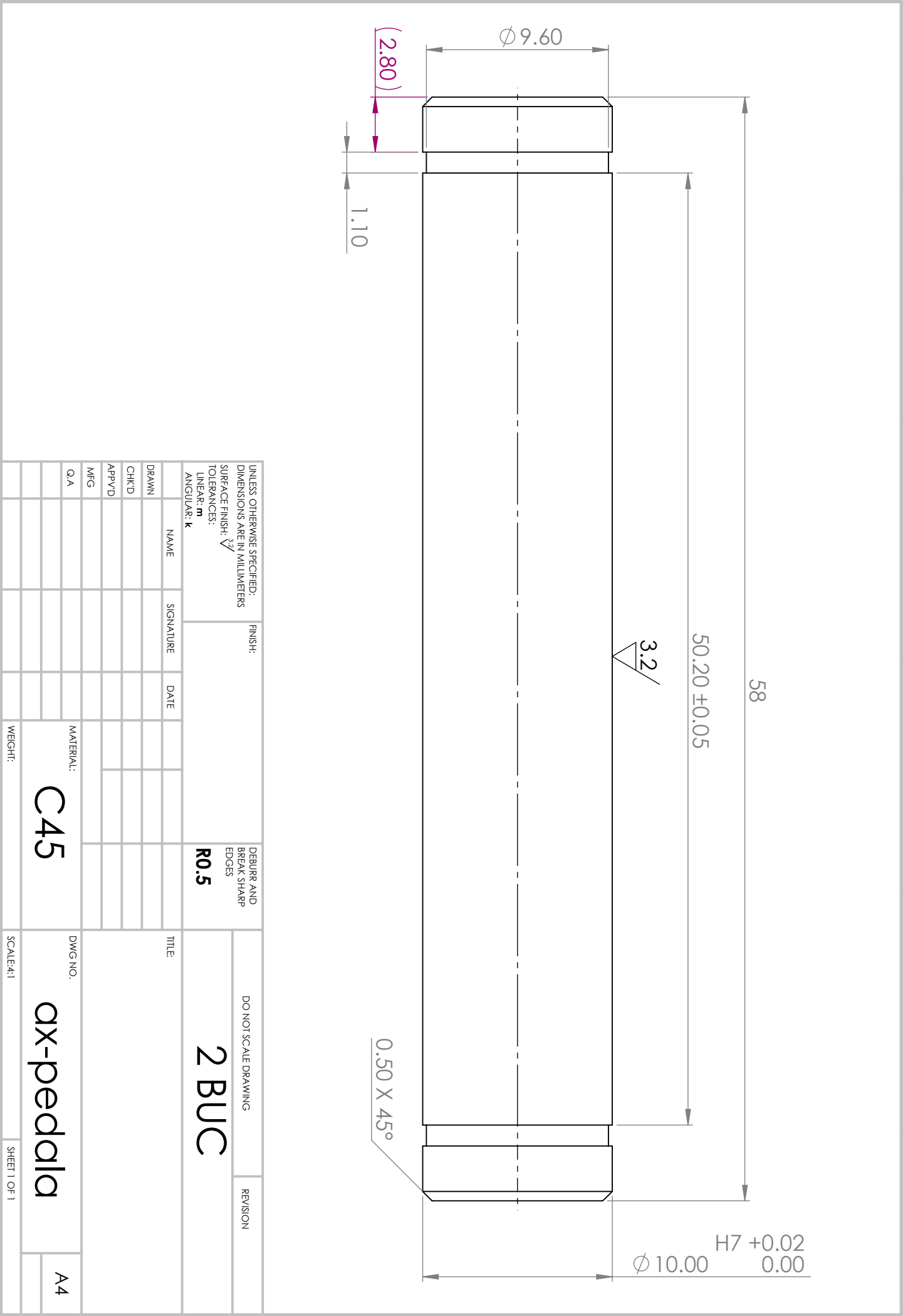
5

4

3

2

1



D

C

B

A

D

C

B

A

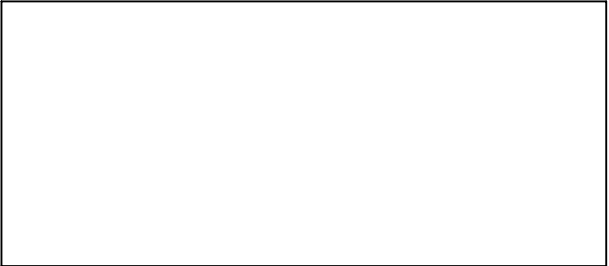
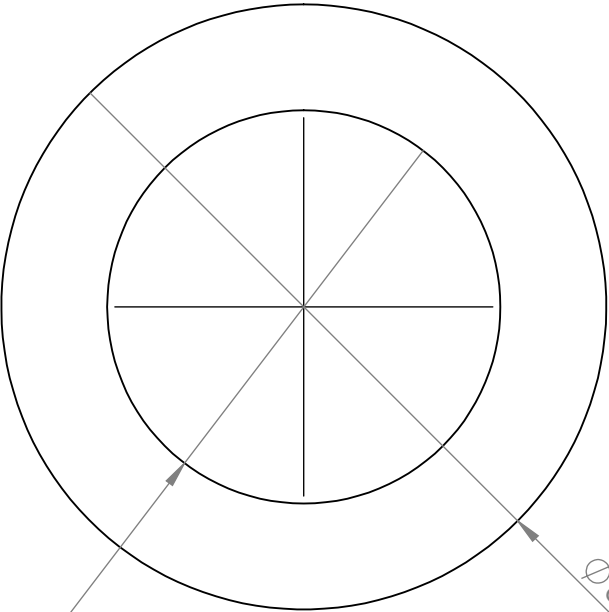
4

3

2

1

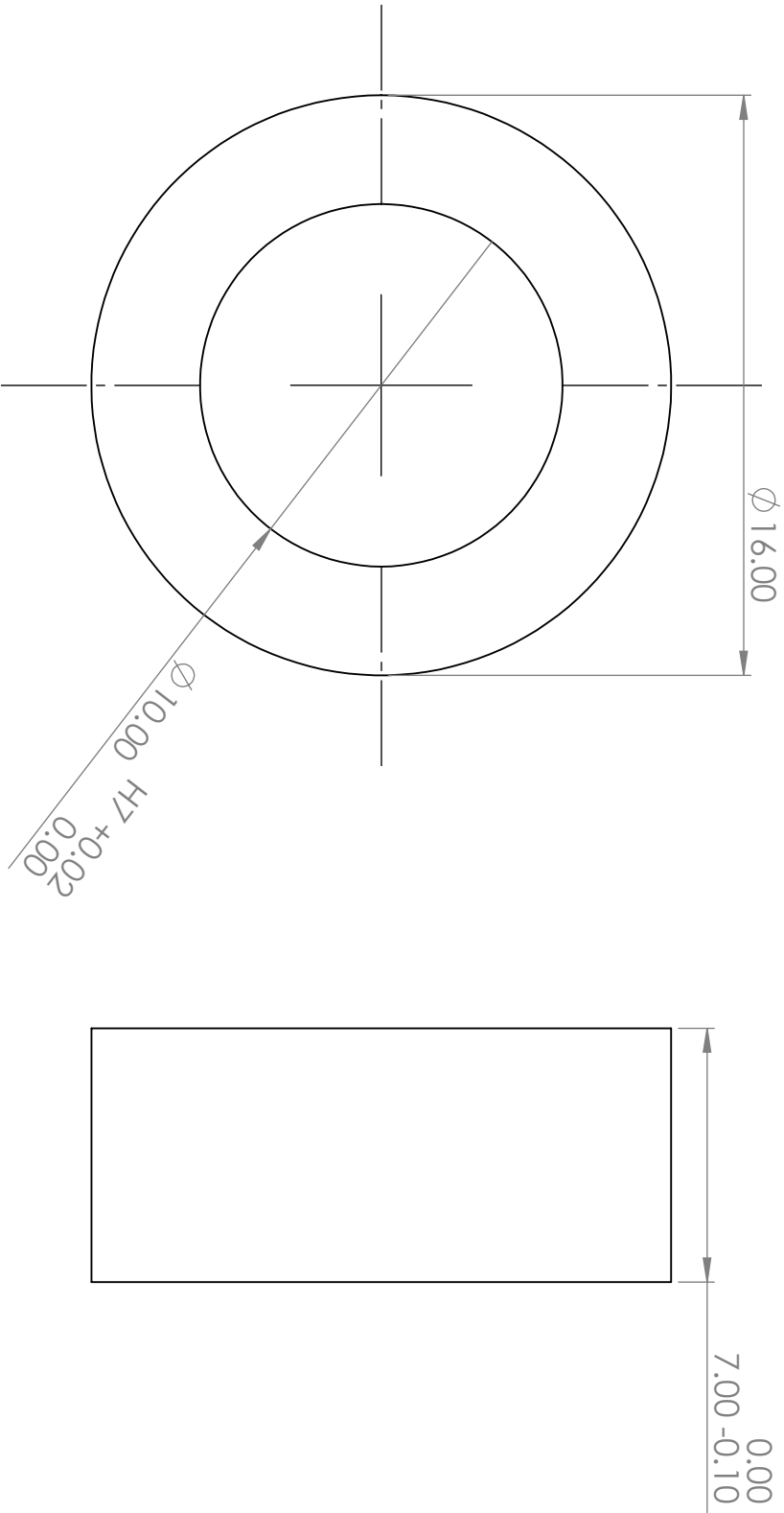
654321



0.00
3.50 -0.05

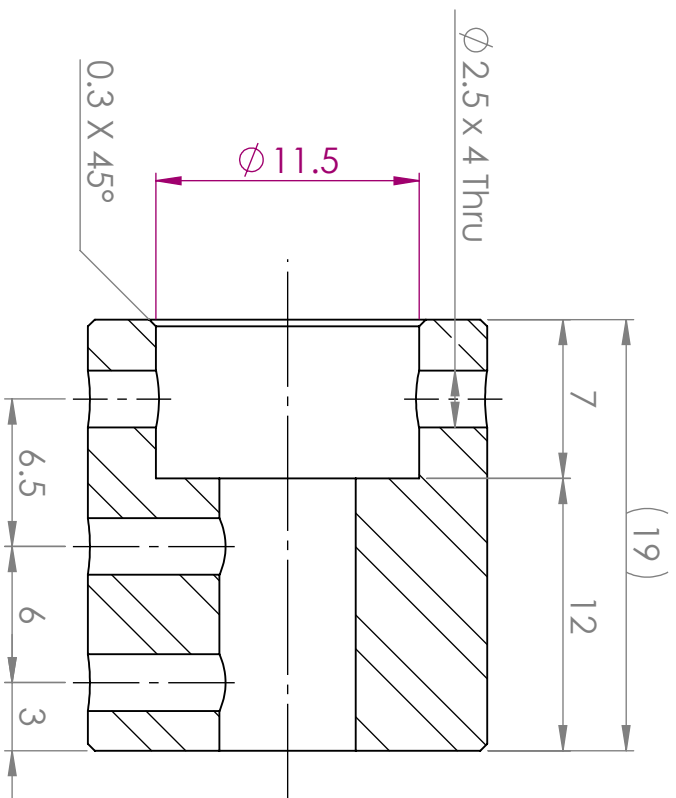
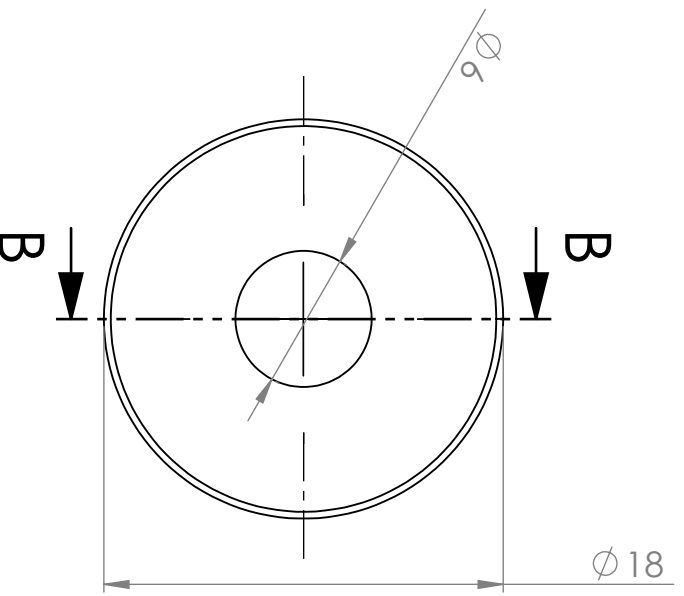
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:	FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING		6 Buc	REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE								
DRAWN										
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										
			MATERIAL:		DWG NO.					
			Alu 6061		bucsa-support-bots				A4	
			WEIGHT:		SCALE:10:1				SHEET 1 OF 1	



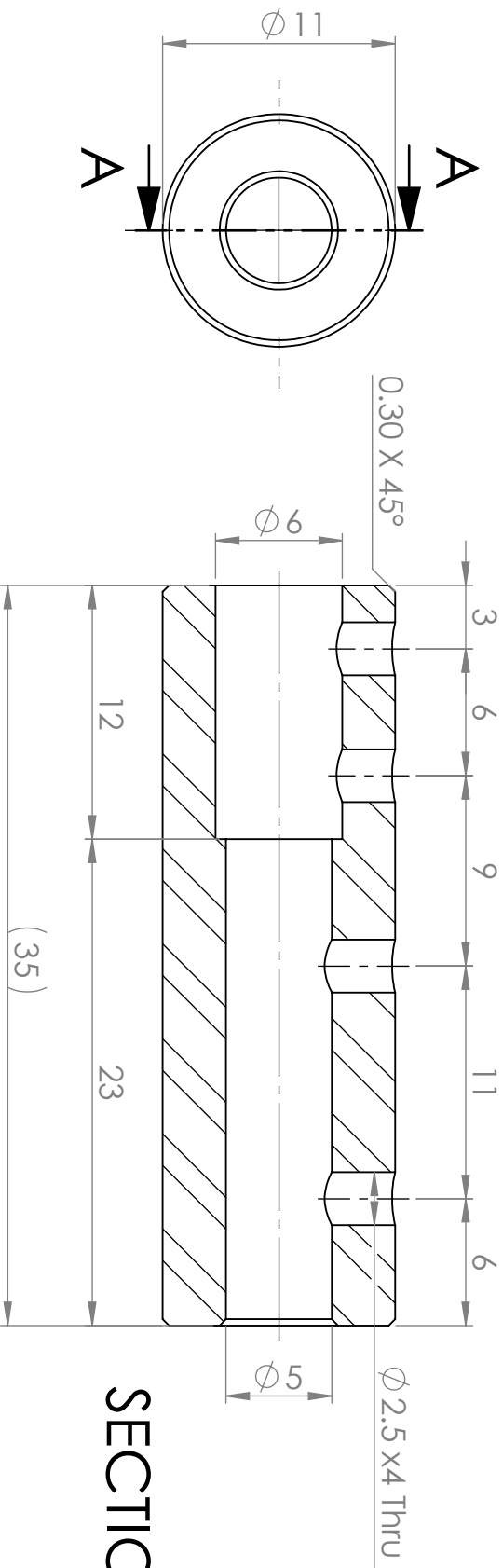
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:										
TOLERANCES:										
LINEAR:										
ANGULAR:										

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN				
CHK'D				
APP'VD				
MFG				
Q.A				
MATERIAL:			DWG NO.	
poliamida			bucsa-poliamida	
WEIGHT:			SCALES:1	
			SHEET 1 OF 1	
			A4	



SECTION B-B

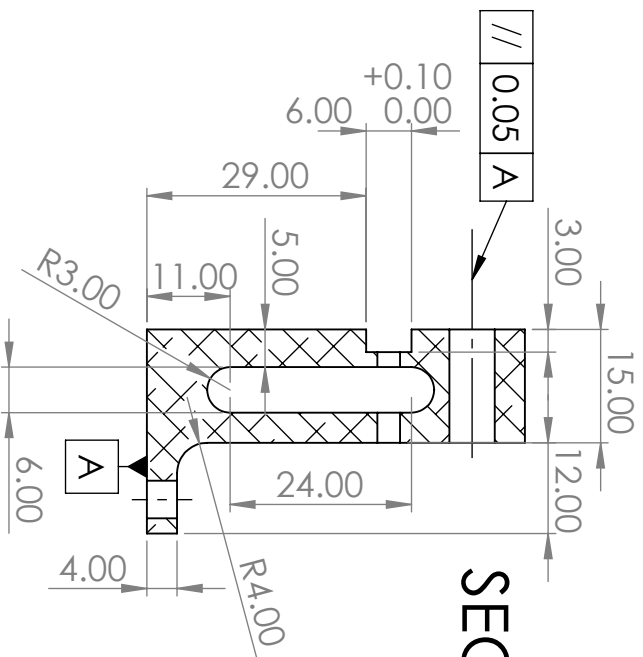
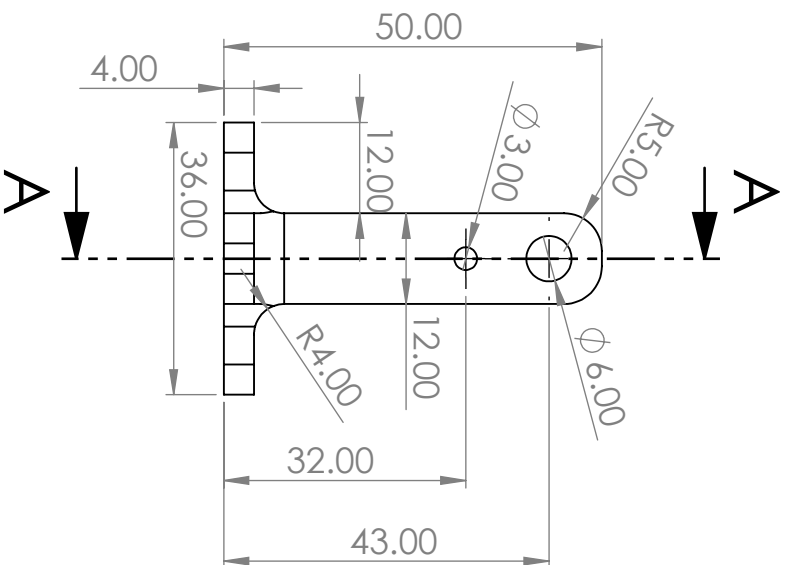
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$									3 Buc	
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										
NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:					
DRAWN										
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										
					MATERIAL:		DWG NO.		A4	
					C45		cupla-balance			
					WEIGHT:		SCALE3:1		SHEET 1 OF 1	



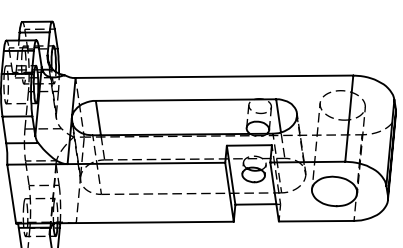
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$					R0.5					
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										
NAME	SIGNATURE	DATE					TITLE:			
DRAWN										
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										
							MATERIAL:		DWG NO.	
							C45		cupla-stepper	
							WEIGHT:		SCALE3:1	
									SHEET 1 OF 1	
									A4	

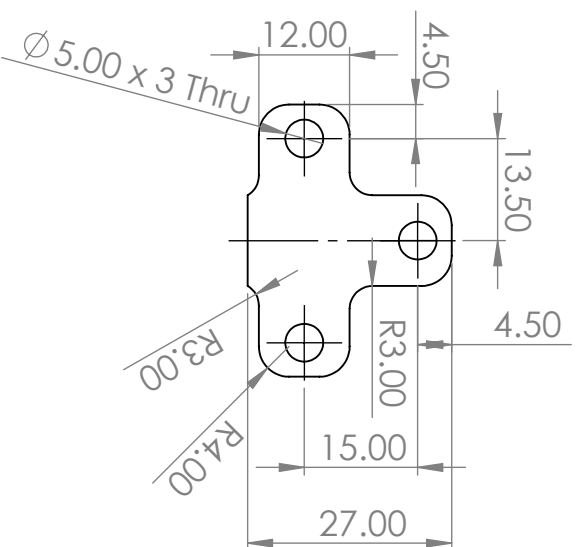
3 Buc



SECTION A-A

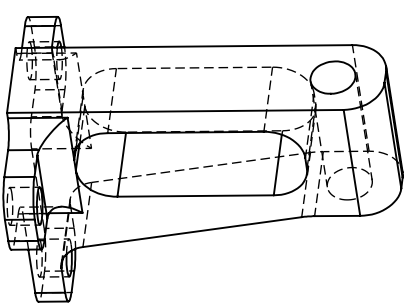
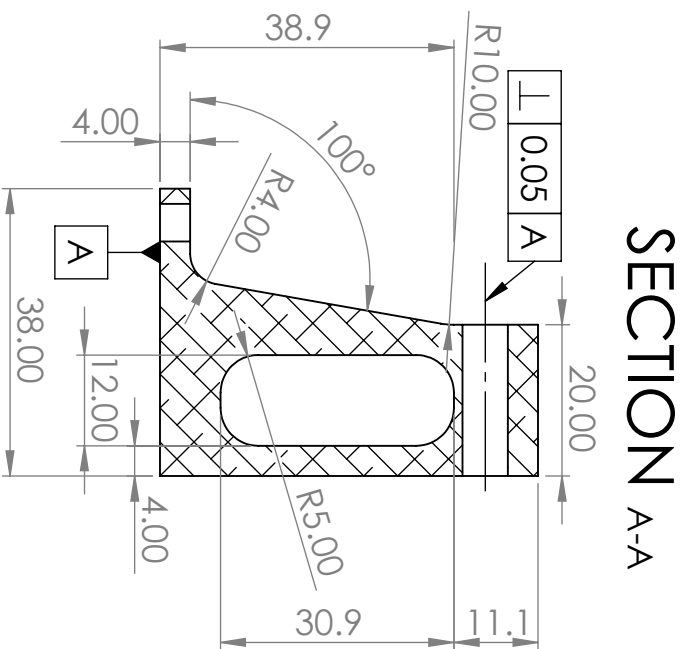
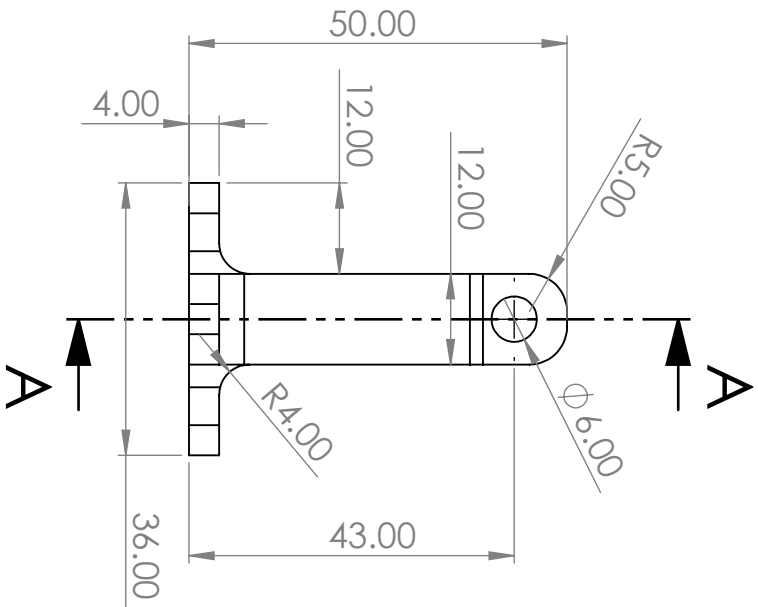


Isometric view

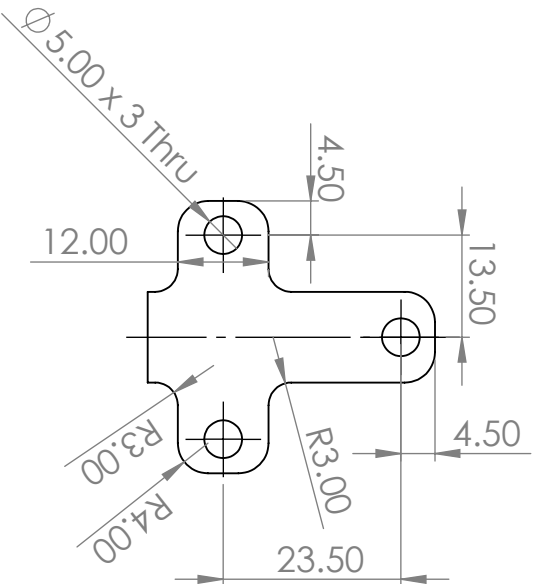


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{}$						R0.5		1 Buc			
TOLERANCES:											
LINEAR: $\pm$ m											
ANGULAR: $\pm$ k											
NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE:			
DRAWN											
CHK'D											
APP'VD											
MFG											
Q.A											

1 Buc



Isometric view



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$			R0.5		1 Buc		
TOLERANCES:							
LINEAR: m							
ANGULAR: k							

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE	DWG NO.	A4
				opritor-padela-spate	
DRAWN					
CHK'D					
APP'VD					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			Alu 6061		
			WEIGHT:	SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

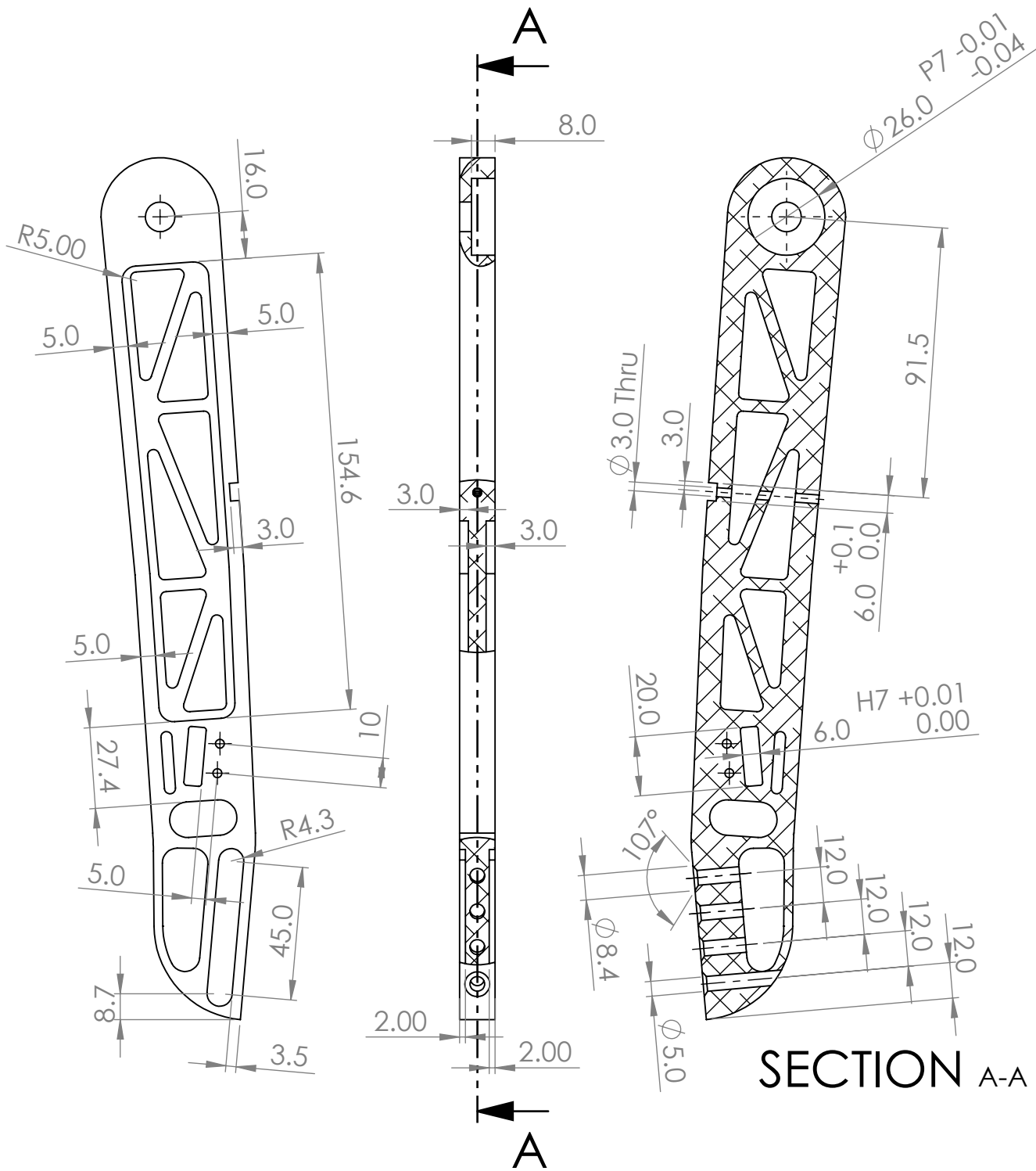
C

B

B

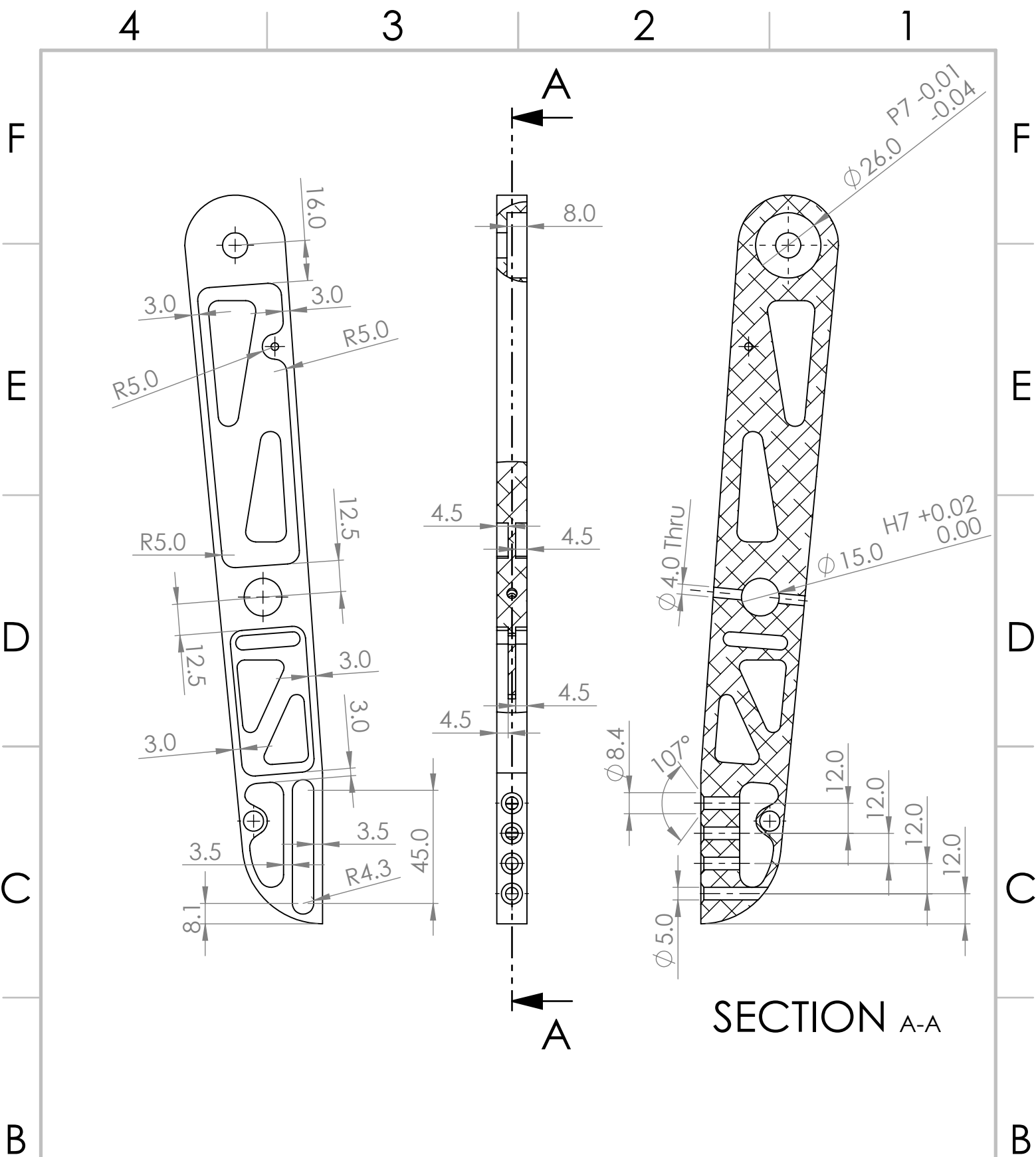
A

A



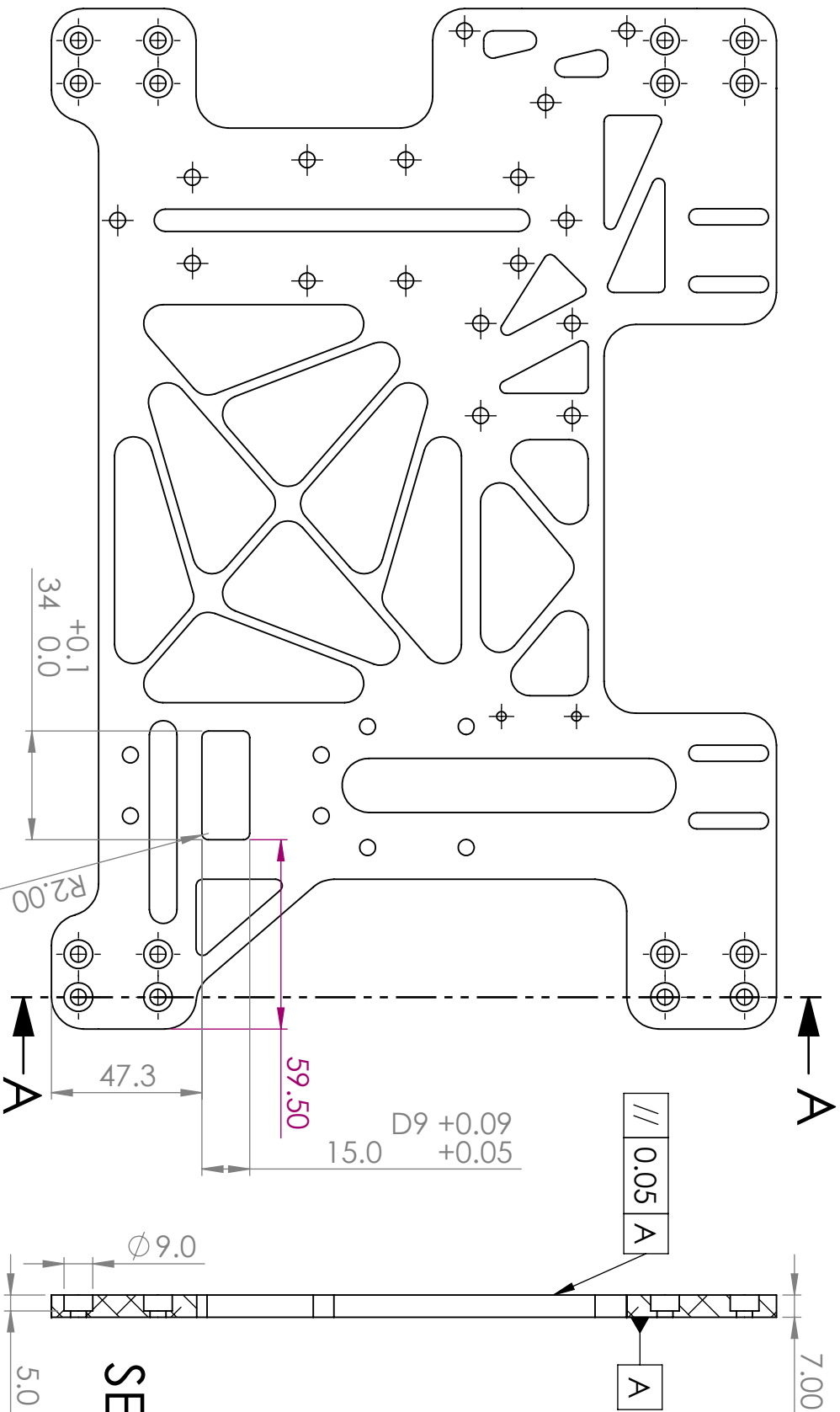
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: $\sqrt{32}$ TOLERANCES: LINEAR: m ANGULAR: k				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES R0.5		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								1 Buc			
								TITLE:			
								DWG NO.			
								pedala-acceleratie			
								A4			
								SCALE:1:2			
								SHEET 1 OF 1			

NAME	SIGNATURE	DATE									
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A											
								MATERIAL:			
								Alu 7075			
								WEIGHT:			



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: $\sqrt{3.2}$ TOLERANCES: LINEAR: m ANGULAR: k				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES R0.5		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								1 Buc			
				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
DRAWN										MATERIAL: Alu 7075	
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A											
								DWG NO.		A4	
								SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	



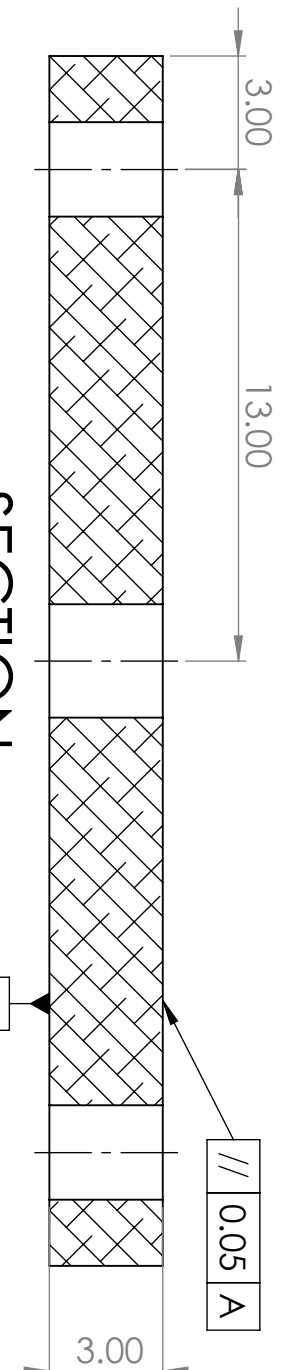
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES R0.5	DO NOT SCALE DRAWING		REVISION
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$							
TOLERANCES:							
LINEAR: m							
ANGULAR: k							

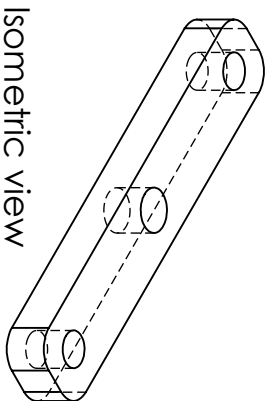
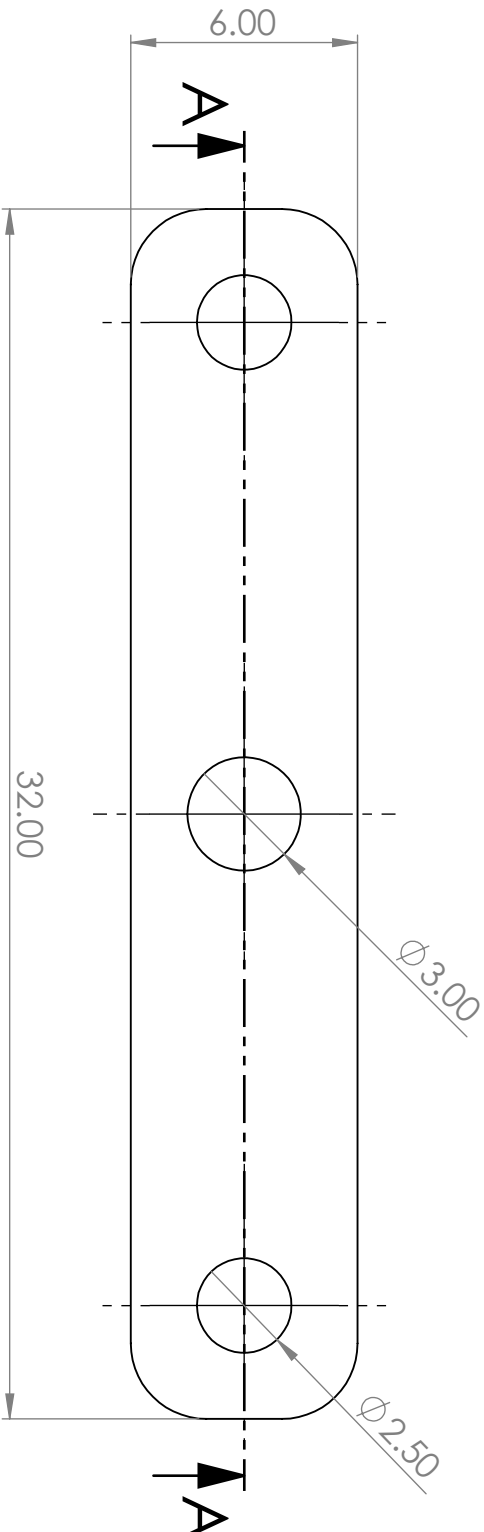
NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN				
CHK'D				
APP'VD				
MFG				
Q.A				
MATERIAL:			DWG NO.	
Alu 7075			placa_principala	
WEIGHT:			SCALE: 1:2	
			SHEET 1 OF 1	

1 Buc

A4

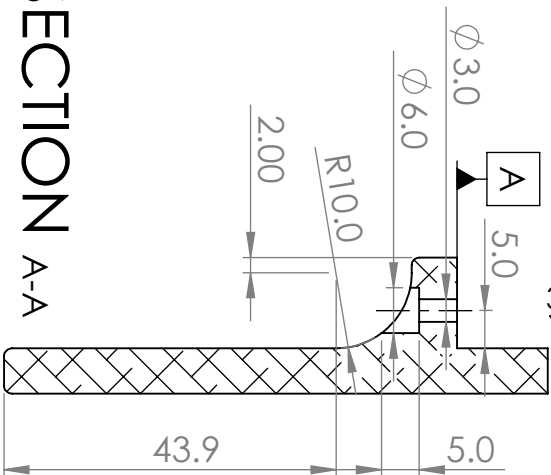
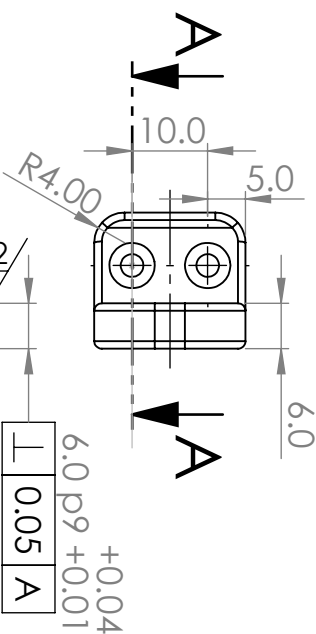
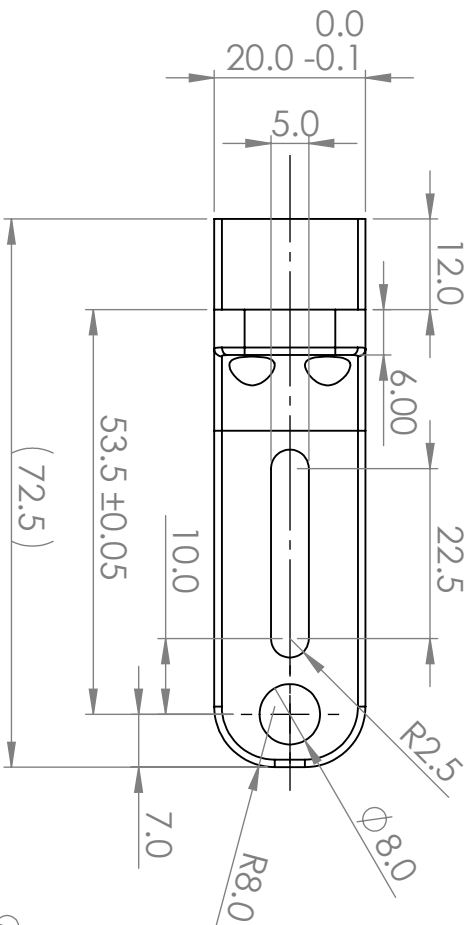


SECTION A-A

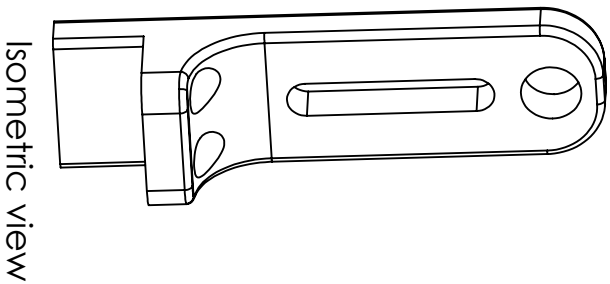


Isometric view

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$					R0.5				6 Buc	
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE					TITLE:		
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										
				MATERIAL:		Alu 7075		DWG NO.		A4
								prindere-arc-pedala		
				WEIGHT:				SCALES:1		SHEET 1 OF 1

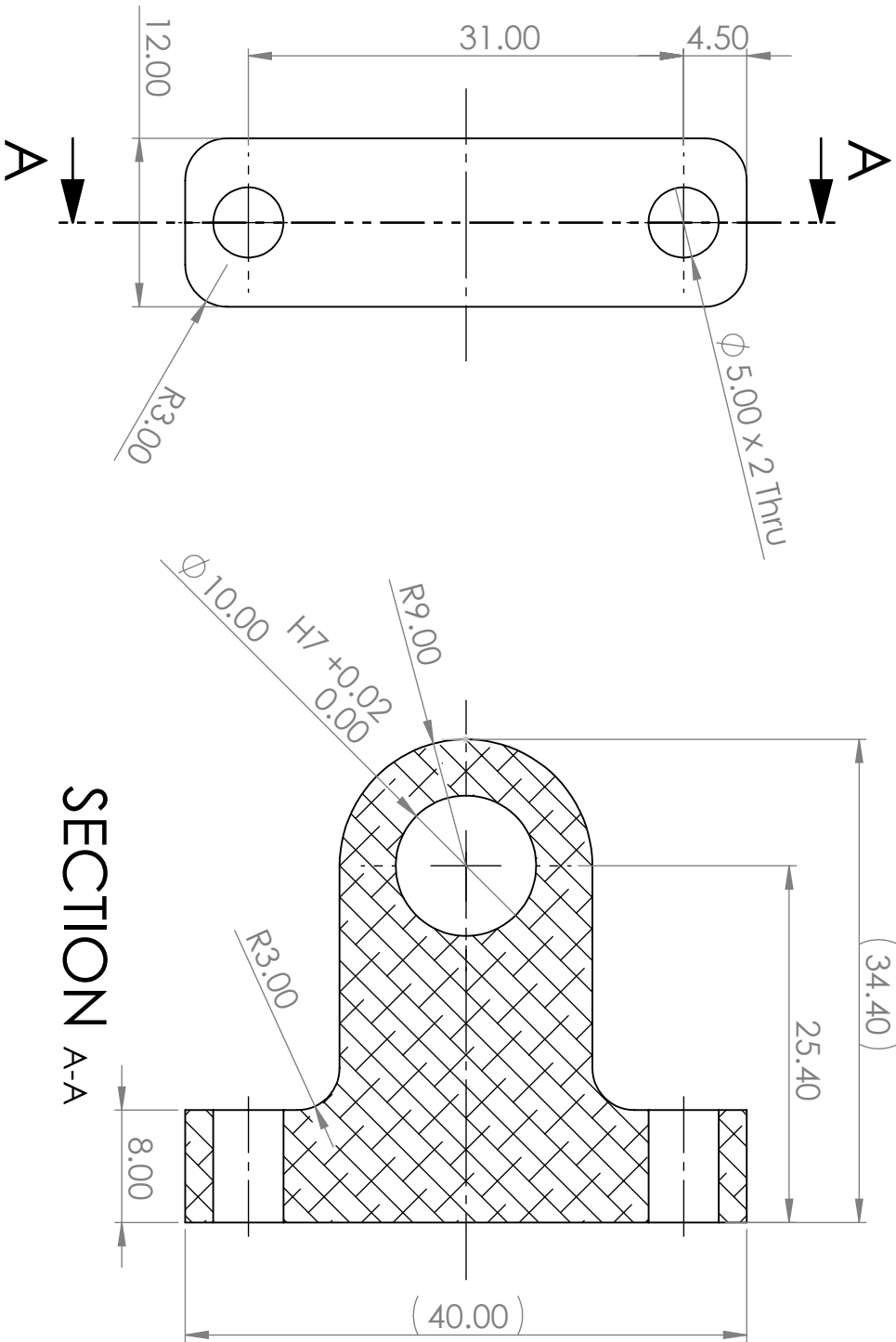


SECTION A-A



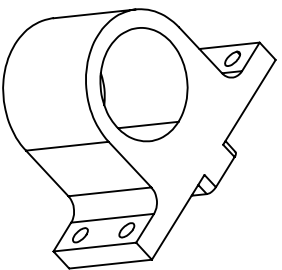
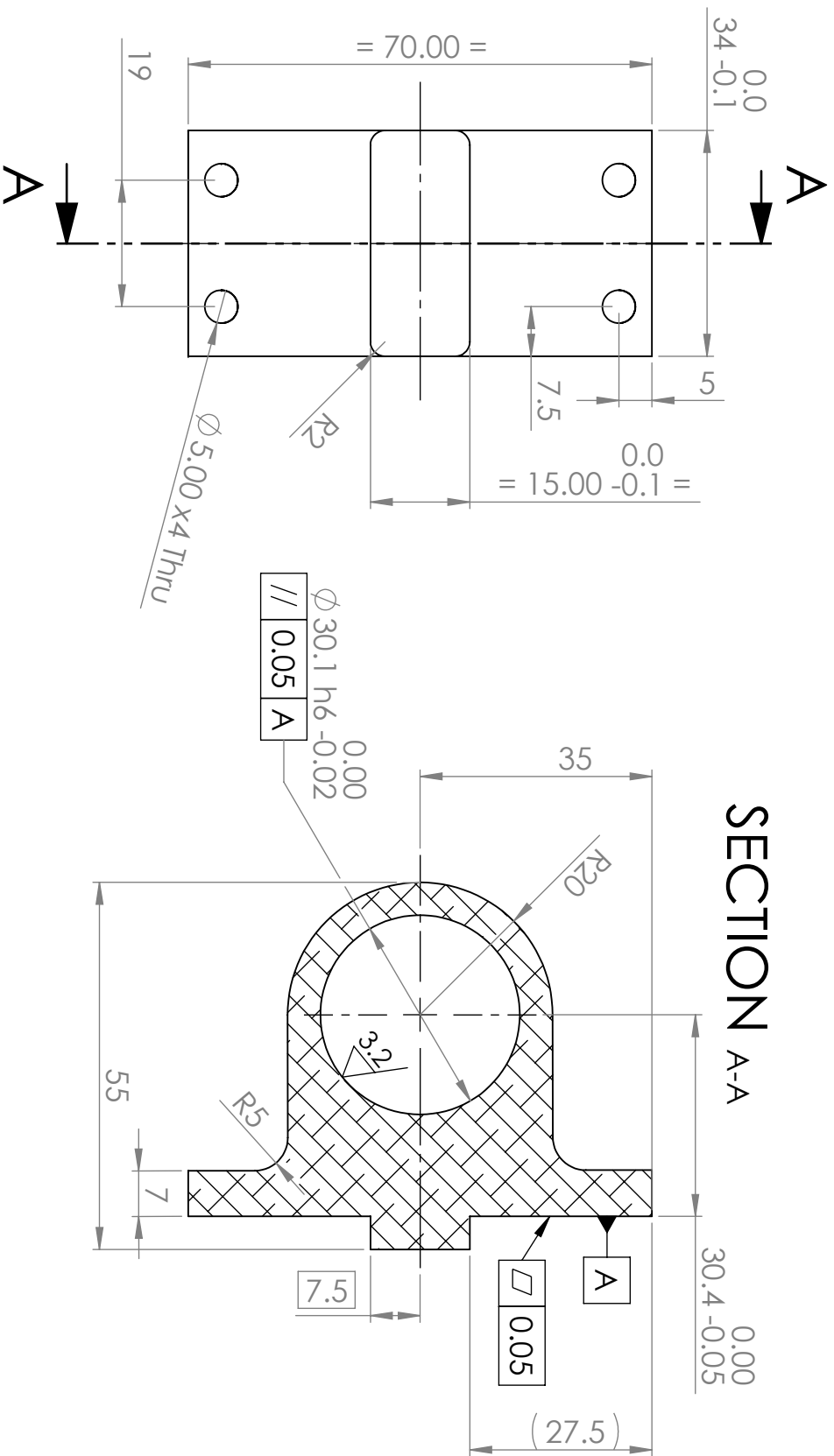
Isometric view

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$					R0.5				1 Buc	
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE					TITLE:		
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										
							MATERIAL:		DWG NO.:	
							Alu 6061		prindere-caplu-pedala	
							WEIGHT:		SCALE: 1:1	
									SHEET 1 OF 1	



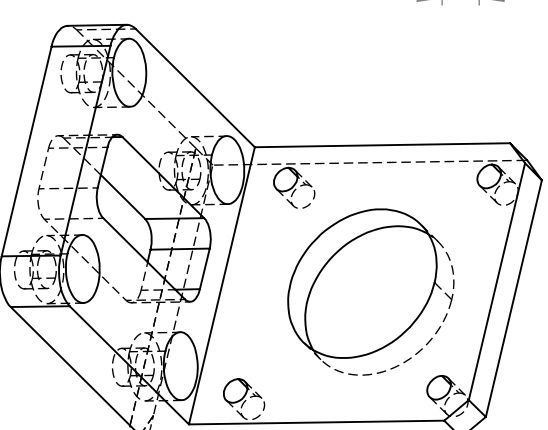
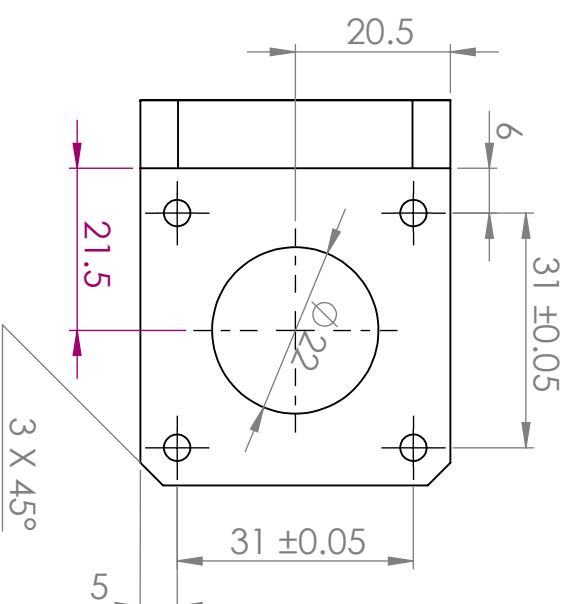
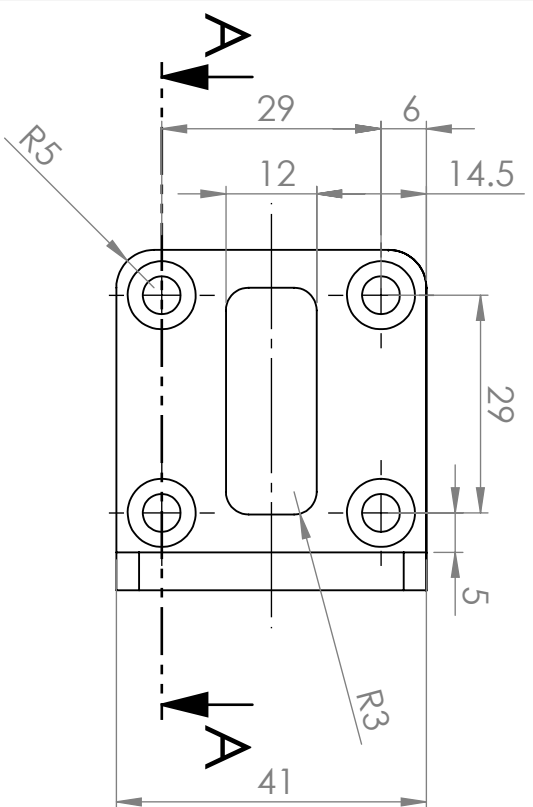
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS										FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION			
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$												R0.5		4 Buc					
TOLERANCES:																			
LINEAR: m																			
ANGULAR: k																			
	NAME		SIGNATURE		DATE								TITLE:						
DRAWN																			
CHK'D																			
APP'VD																			
MFG																			
Q.A													DWG NO.		A4				
										MATERIAL:		suport-ax-pedala							
										Alu 6061									
																		SCALE:2:1	
																		SHEET 1 OF 1	

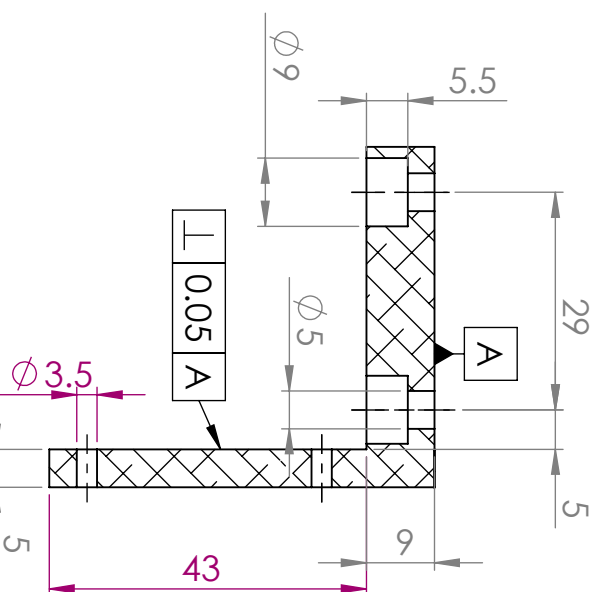


Isometric view
Scale: 1:2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES				DO NOT SCALE DRAWING				REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{3.2}$						R0.5				1 Buc					
TOLERANCES:															
LINEAR: m															
ANGULAR: k															
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE						TITLE:						
CHK'D															
APP'VD															
MFG															
Q.A				MATERIAL:				DWG NO.							
				Alu 6061				support-balance				A4			
				WEIGHT:				SCALE:1:1				SHEET 1 OF 1			

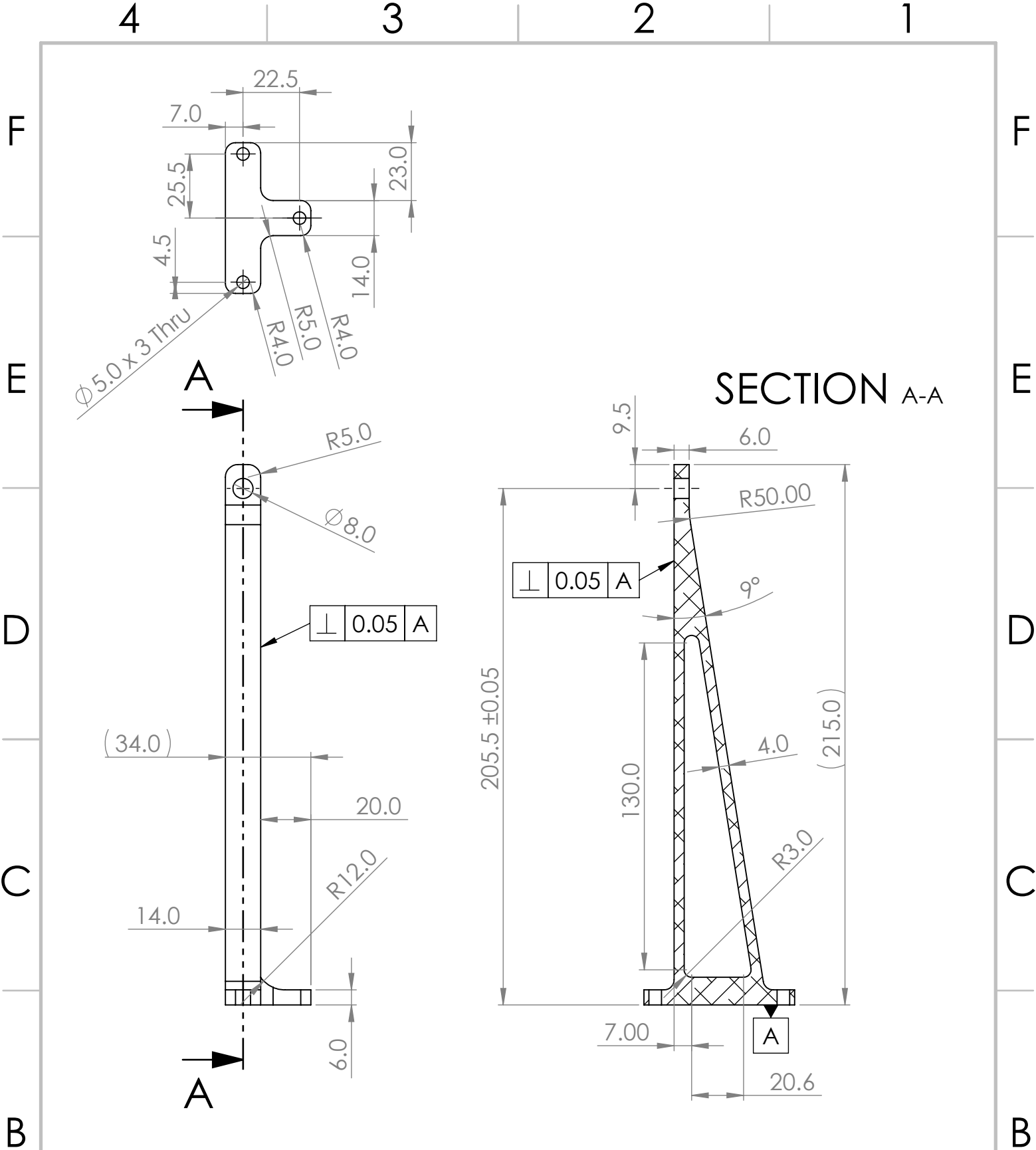


Isometric view

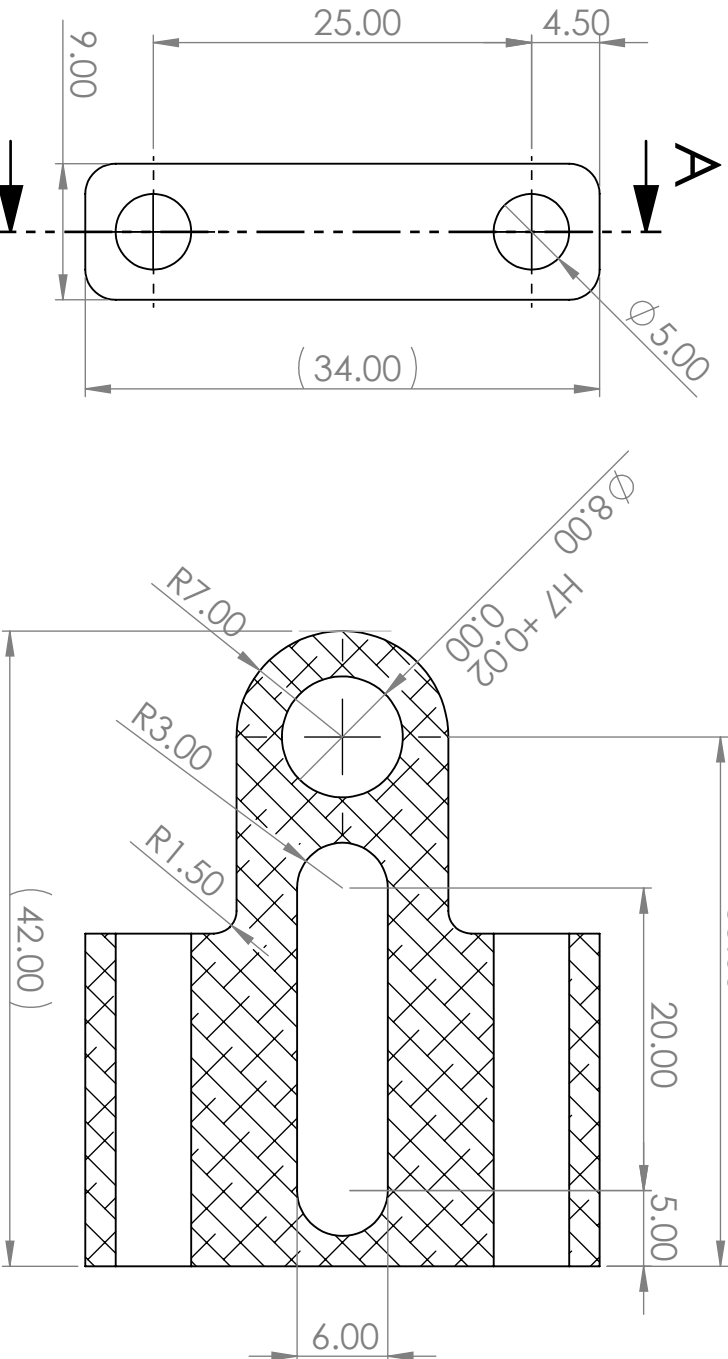


SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:	
SURFACE FINISH: $\sqrt{}$				DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	
TOLERANCES: LINEAR: m ANGULAR: k				R0.5	
NAME		SIGNATURE		DATE	
DRAWN					
CHK'D					
APP'VD					
MFG					
Q.A					
MATERIAL: Alu 6061				DWG NO. support-stepper	
WEIGHT:				SCALE: 1:1	
				SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: $\sqrt{0.05}$ TOLERANCES: LINEAR: m ANGULAR: k		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES R0.5		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
						1 Buc			
NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN						DWG NO. support-cablu			
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A									
				MATERIAL: Alu 6061		SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	
				WEIGHT:				A4	

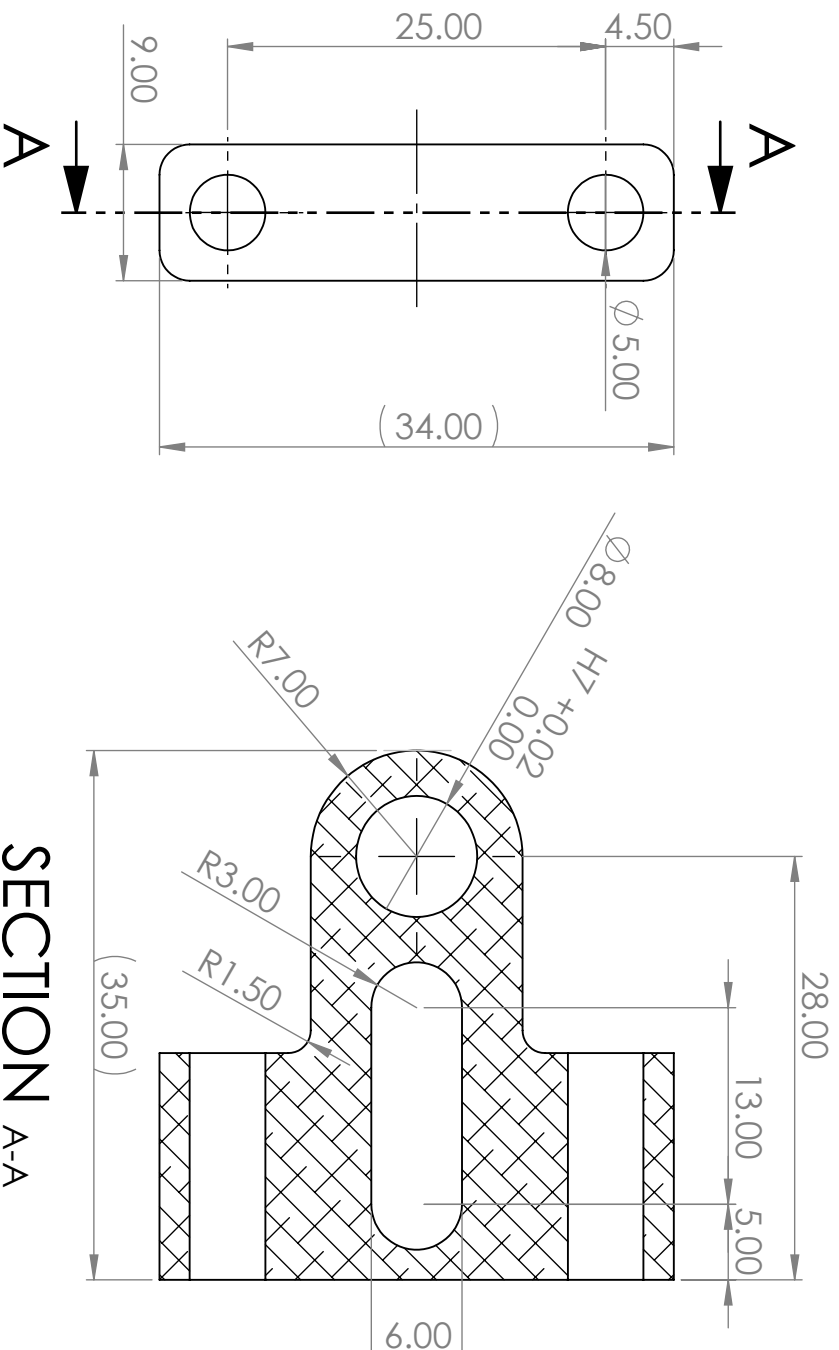


A

A

SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH: $\sqrt{\text{ }}$					R0.5				8 Buc	
TOLERANCES:										
LINEAR: m										
ANGULAR: k										
NAME	SIGNATURE	DATE					TITLE:			
DRAWN										
CHK'D										
APP'VD										
MFG										
Q.A										
							DWG NO.		A4	
							support-pin-sina-lung			
							SCALE:2:1		SHEET 1 OF 1	
							WEIGHT:			
							MATERIAL:			
							Alu 6061			



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS						FINISH:	
SURFACE FINISH: V ^{3/7}							
TOLERANCES:							
LINEAR: m							
ANGULAR: k							
NAME				SIGNATURE	DATE		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DRAWN							R0.5
CHK'D							
APP'VD							
MFG							
Q.A							
MATERIAL:							
Alu 6061							
DWG NO.							
support-pin-sina-scurt							
A4							
SCALE:2:1							
SHEET 1 OF 1							


```
#include <Stepper.h>

// Define the number of steps per revolution for stepper motor
    const int stepsPerRevolution = 200;

// Motor control pins connected to L298N
    const int motorPin1 = 9;
    const int motorPin2 = 8;
    const int motorPin3 = 7;
    const int motorPin4 = 6;

// Define the number of steps to increment or decrement
    const int stepIncrement = 10;

// Button pins connected to Arduino (with internal pull-up resistors)
    const int incrementButtonPin = 11;
    const int decrementButtonPin = 12;

// Initialize the stepper motor object
    Stepper  myStepper(stepsPerRevolution,  motorPin1,  motorPin2,  motorPin3,
motorPin4);

// Variables for debounce
    unsigned long lastDebounceTimeIncrement = 0;
    unsigned long lastDebounceTimeDecrement = 0;
    unsigned long debounceDelay = 50;

void setup() {
    // Set the motor control pins as outputs
    pinMode(motorPin1, OUTPUT);
    pinMode(motorPin2, OUTPUT);
    pinMode(motorPin3, OUTPUT);
    pinMode(motorPin4, OUTPUT);

    // Enable internal pull-up resistors for button pins
    pinMode(incrementButtonPin, INPUT_PULLUP);
    pinMode(decrementButtonPin, INPUT_PULLUP);
}
```

```

// Set up serial communication
    Serial.begin(9600);
    myStepper.setSpeed(20); // Set the speed of the stepper motor
    myStepper.step(0);    // Move to initial position (position 0)
}

void loop() {
    // Check if the increment button is pressed -> increment by 10
    if (digitalRead(incrementButtonPin) == LOW && (millis() - lastDebounceTimeIncrement) >
debounceDelay) {
        lastDebounceTimeIncrement = millis();
        myStepper.step(stepIncrement);
        Serial.println("Increment Button Pressed");
        delay(200); // Debounce delay
    }

    // Check if the decrement button is pressed -> decrement by 10
    if (digitalRead(decrementButtonPin) == LOW && (millis() - lastDebounceTimeDecrement)
> debounceDelay) {
        lastDebounceTimeDecrement = millis();
        myStepper.step(-stepIncrement);
        Serial.println("Decrement Button Pressed");
        delay(200); // Debounce delay
    }
}

```