



Ministerul Educației Naționale
Universitatea POLITEHNICA din București
Școala Doctorală de Inginerie Industrială și Robotică

Decizie Senat UPB nr.864 / 28.06.2022

Teză de doctorat

rezumat

Concepția integrată a unei axe de translație inovatoare specifică mașinilor-unelte în construcție ușoară

Autor: Ing. Sorin-Alexandru BURDUCEA

Coordonator: Prof. univ. Dr. Ing. Miron ZAPCIU

Comisia de doctorat

Președinte	Prof. univ. dr. ing. Nicolae IONESCU	Universitatea POLITEHNICA din București
Conducător de doctorat	Prof. univ. dr. ing. Miron ZAPCIU	Universitatea POLITEHNICA din București
Membri	Prof. univ. dr. ing. Tudor-Ion DEACONESCU	Universitatea TRANSILVANIA din Brașov
	Prof. univ. dr. ing. Mihăiță HORODINĂ	Universitatea tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași
	Prof. univ. dr. ing. Costel-Emil COTEȚ	Universitatea POLITEHNICA din București

Cuprins

1	INTRODUCERE	3
a.	Motivația cercetării	3
b.	Obiectivele tezei	4
1	CAPITOLUL 1 – STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU	5
2	CAPITOL 2 - CONCEPTIA UNUI GHIDAJ LINIAR ÎN CONDIȚII ECONOMICE ȘI CU RESPECTAREA CERINȚELOR DE PRECIZIE	6
2.1	Introducere	6
2.2	Metodologia de studiu	6
2.3	Cerințe ale sistemului liniar	6
2.4	Schița soluției	7
2.5	Cinematica sistemului	7
2.6	Statica sistemului	9
2.7	Dinamica sistemului	10
2.8	Lamele Flexibile	12
2.9	Optimizare braț	14
2.10	Materiale utilizabile pentru brațul axei	14
2.11	Soluție sistem	14
2.12	Concluzii	14
3	CAPITOLUL 3 – CONCEPTIA ȘI DEZVOLTAREA UNUI SISTEM DE COMANDĂ ȘI ACȚIONARE SPECIFIC UNEI AXE DE TRANSLAȚIE CU SERVOACȚIONARE CU MOTOR DE CURENT CONTINUU FĂRĂ PERII	15
3.1	Introducere	15
3.2	Reguli de fabricație	15
3.3	Caracterizare termică	15
3.4	Analiza integrității alimentării	20
3.4.1	Analiza DCIR	20
3.4.2	Impedanța alimentării și zgomot	20
3.4.3	Rezonanțe	21
3.5	Analiza integrității semnalului	21
3.5.1	Analiza semnalelor PWM	22
3.5.2	Analiza câmpurilor	22
3.6	Concluzii	23
4	CAPITOLUL 4 - SISTEM COMPACT DE AMORTIZARE AL VIBRAȚIILOR	24
4.1	Introducere	24
4.2	Studiul compresiei straturilor subțiri de aer la interfața lagărului liniar	24
4.3	Studiul analitic al compresiei straturilor subțiri de lichid magnetoreologic	25
4.4	Schiță soluție	26
4.5	Concluzii	27
5	CAPITOLUL 5- LAGĂRE DE ALUNECARE ȘI MECANISM LINIAR	27
5.1	Exemple experimentale	27
5.1.1	Lagăr mașină unealtă	27
5.1.2	Lagăr axial mașină producție	27
5.2	Schiță soluție axă de translație	27
5.3	Concluzii	30
6	CAPITOLUL 6 – DISEMINAREA REZULTATELOR, CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE, DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE	31
6.1	Diseminarea rezultatelor	31
6.2	Concluzii generale ale tezei	32
6.3	Contribuții originale	34
6.4	Direcții viitoare de cercetare	37
	BIBLIOGRAFIE.....	38

Introducere

„75% dintre toate afacerile eșuează, iar una dintre cele 5 mari cauze este lipsa de flexibilitate”, Investopedia, 10 Ian 2022 -
bazat pe date ale „Bureau of Labor Statistics”, SUA

a. Motivația cercetării

Dorința oricărui client este să aibă acces la produse concepute special pentru dorințele și necesitățile lui. Fiecare are preferințele proprii și dorește să își exprime individualitatea în modul sau unic. În ceea ce privește produsele de mobilier, acestea nu aduc numai utilitate și confort, dar dau și forma mediului în care trăim. A fost dintotdeauna un element cheie al stării noastre de bine, promovând modul nostru de viață, așa cum o face de exemplu și îmbrăcămintea. Hainele individualizate sunt un lucru obișnuit, însă când vine vorba de mobilă, lucrurile stau complet diferit. Fabricile de producție a mobilei au zeci de angajați și mașini de producție clasice, care sunt eficiente dacă urmăresc un plan de producție prestabilit și rigid. Rezultatul acestui proces este producția de masă, care deși este foarte eficientă din punct de vedere al costurilor, nu asigură un grad de individualizare satisfăcător.

Flexibilitatea este principalul atu al noii revoluții industriale și utilizând conceptele, ideile și procesele propuse de aceasta, se poate realiza o restructurare a mediului de producție până la un asemenea nivel încât producția de masă a produselor individualizate devine posibilă. Schimbarea necesită pe lângă introducerea sistemelor ultraperformante din domeniul tehnologiei informației și o nouă generație de mașini de producție. Aceasta trebuie să fie la fel de flexibilă, de deschisă, de inovatoare, de mobilă, de transparentă, de coerentă și de puternică, ca și informația însăși. Literatura în aceasta direcție este foarte săracă. Focusul este aproape în totalitate îndreptat către introducerea și implementarea tehnologiilor informaționale și aproape de loc îndreptat către partea de producție propriu-

zisă. Există chiar ideea conform căreia revoluția industrială curentă are la bază mașini tradiționale. Există un gol în literatură cu precădere în legătură cu modalitățile în care mașinile de producție trebuie să se schimbe odată cu avansul sistemelor de control IT și vasta importanță pe care aceste schimbări o au la nivelul de business. Prin analiza proceselor de producție, a mașinilor și în directă legătură cu comportamentul clienților, această lucrare face uz de beneficiile utilizării unui sistem de producție ultra-flexibil:

- mobil, adică fără locație fixă - producăți tot exact acolo unde este necesar cu ajutorul lanțului de aprovizionare local, reducând costurile de transport și timpul de livrare; un avantaj suplimentar ar fi și oferirea unei amprente mai ecologice
- ultra-portabil – amprentă la sol ultra-mică și ușoară, permițându-i să fie transportat cu ușurință în camioane la locațiile clienților
- complet automată și atomistică - mașina este de fapt o fabrică în miniatură, capabilă să livreze toate procesele de producție într-un singur pachet
- cutie neagră - utilizatorul nu trebuie să cunoască procesele pe care le efectuează mașina, pentru a o opera cu succes și a produce bunuri
- livrează mărfuri unice în fiecare ciclu - fiecare ciclu complet al mașinii poate fi în totalitate diferit de cel anterior sau de cel următor, fără modificări mecanice sau reprogramare a mașinii, împuternicind producția de masă de produse personalizate
- scalabil - paralelizare ușoară a mașinilor, permițând scalabilitate de la o singură mașină la mii
- crește odată cu afacerea - pentru a crește producția trebuie doar să adaugi și să paralelizezi mai multe mașini; puteți începe cu o investiție mică și puteți investi mai mult pe măsură ce creșteți volumul afacerii
- producția ca un serviciu - capacitatea de a aduna mașini în „ferme”, așa cum este descris de paradigma „production as a service” ([1])

- cost și durată de viață reduse (mașină cu ciclu scurt) - prin scăderea duratei de viață a mașinii de la o durată uzuală de douăzeci de ani la doar cinci ani, se poate obține o reducere de zece ori a prețului mașinii
- returnarea rapidă a investiției - o mașină cu durată lungă de viață este costisitoare și nu își va atinge speranța de viață în principal din cauza deprecierei morale. O mașină care propune costuri de achiziție reduse, cu o speranță de viață de doar cinci ani, cu rate de producție ridicate, se va amortiza în câteva luni, va solicita puține investiții și va permite fabricii să țină cu ușurință pasul cu noile tehnologii la fiecare cinci ani
- promovarea cooperării – sistemul poate fi utilizat sub o platformă de cooperare pentru a lega site-urile de producție cu designeri și consumatori
- libertatea de a utiliza cel mai optim model de afaceri ([2]):
 - fabrica clasică - locație fixă, echipă de proiectare internă
 - ferme - proiectează oriunde, produc oriunde: locații distribuite și producția ca serviciu; echipele de proiectare pot fi accesate printr-o platformă de cooperare; echipele de proiectare accesează locurile de producție cele mai apropiate de client sau cele care au capacitate neutilizată
 - mobil - produce la locul clientului, cu lanțul de aprovizionare local; dă putere afacerii să se dezvolte dincolo de granițele locale, naționale, ajungând la un grup de clienți exponențial mai mare
 - închiriere - împrumutați capacități de producție prin împrumutul uneia sau mai multor mașini

Scopul prezentei lucrări este de a studia fezabilitatea realizării unei mașini ultra-flexibile destinate industriei lemnului care să respecte cerințele menționate mai sus, în special în ceea ce privește miniaturizarea și costul plus greutate reduse, prin introducerea unei suite de soluții mecanice și electrice care să o susțină. Ținând cont că mașina este în

principal construită dintr-un aranjament de peste 60 de axe, focusul cercetării se îndreaptă către găsirea unor soluții la acest nivel.

b. Obiectivele tezei

Lucrarea de față prezintă concepția unei axe liniare cu precizie și durabilitate ridicată, dezvoltată pentru a atinge dezideratele unui sistem de producție flexibil ca cel anunțat în capitolul anterior. Cercetarea este orientată către reducerea stringentă a costurilor asociate produsului însuși și al sistemului de producție pe care se bazează. Se cercetează capacitatea axei liniare de a fi utilizată în cadrul unui concept modern al unei mașini de producție dezvoltată pe liniile directoare ale industriei 4.0, capabilă să funcționeze în condiții de mediu puternic contaminat cu pulberi lemnoase fine, așa cum sunt acelea care apar în mod inerent în industria mobilei. Pentru a atinge cerințele de reducere al prețului de achiziție al sistemului de producție din care va face parte, costul final al axei trebuie să fie de 10 ori mai mic decât costul mediu al unei axe disponibile la aceasta oră pe piața și pentru a putea atinge dezideratul de mobilitate al mașinii din care face parte, va trebui să fie de 5 ori mai ușoară.

Cercetarea face uz semnificativ de instrumente software CAD/CAE avansate cum ar fi Siemens NX/Nastran și ANSYS AEDT, Maxwell, SIWAVE, HFSS, IcePak, Nexxim. În primă fază se detaliază elementele constitutive ale problemei, se elaborează un studiu preliminar al soluției, ca apoi să se treacă la analiza de detaliu a sistemelor electric și mecanic.

Partea electronică a axei este formată din sistem servo destinat acționării axei liniare. Aceasta propune un control precis asupra mișcării liniare, necesitând un motor controlat de o manieră foarte exactă. Scopul cercetării și dezvoltării sistemului electric este de a identifica o soluție hardware pe care să poată fi implementat firmware-ul de control al servomotoarelor ODrive. Platforma hardware va primi comenzi de mișcare prin intermediul unei interfețe de tip tren de impulsuri

vehiculate în timp real și va controla mișcarea motoarelor DC fără perii.

În cadrul lucrării, pe lângă cercetarea de soluții noi în cadrul tehnicii liniare, se abordează și domeniul amortizării vibrațiilor, în încercarea de a propune un concept unitar, capabil să facă față unui spectru larg de aplicații cum ar fi: mașini de producție, 3D-printer, mașini Pick-and-place, robot cartezian, mașini unelte, etc. Soluțiile care fac obiectul cercetării sunt trecute în revista în capitolul I, subcapitolul 2, și dintre acestea, datorită volumului mic al dispozitivului raportat la capacitatea de amortizare a vibrațiilor și datorită scalabilității soluției în ceea ce privește capacitatea de a genera soluții relativ apropiate ca funcționare, însă cu și fără aport extern de energie (pasiv, semi-activ și activ), alegerea a înclinat către cercetarea sistemelor bazate pe acțiunea straturilor subțiri de fluide, constrânse între două planuri, sau cum sunt ele denumite în literatură: sisteme „Squeezed-Film”.

Aceste sisteme au la bază curgerea unui fluid care este comprimat între două plăci paralele și care prin curgere se propagă astfel în mod radial. Curgerile generate prin acest procedeu sunt, datorită modificării geometriei, în mod inherent tranzitorii și neomogene. În cadrul acestei teze, este utilizată teoria curgerilor straturilor subțiri pentru a cerceta în ce mod este posibilă utilizarea pierderilor cauzate de frecările între straturile fluidelor, prin compresia și decompresia în regim oscilant a unui fluid cu o vâscozitate dată, pentru a produce amortizarea eficientă a mișcării relative dintre planurile de compresie.

Validarea cercetărilor se va face după construirea unei serii de prototipuri ale căror performanțe statice și dinamice vor fi determinate după interpretarea rezultatelor experimentale prin compararea cu axe de translație în construcție clasică. Cercetarea va putea identifica în ce măsură noul concept este capabil să înlocuiască soluțiile tehnice actuale.

Capitolul 1 – Stadiul actual al cercetărilor în domeniu

Domeniul tehnicii liniare este unul foarte vast și cuprinde totalitatea soluțiilor și abordărilor utilizate în domeniu industrial. Ca element de bază al structurii cinematice prezente în mașinile de producție, în funcție de destinația finală a acestora, se pot identifica câteva grupe majore:

- ghidaje liniare principale ale mașinilor unelte: acestea sunt supuse unor încărcări dinamice mari și trebuie să performeze cu abatere micrometrică sub acțiunea unor multitudini de perturbații ciclice datorate proceselor de așchiere. Cerințele includ rigiditate înaltă, stabilitate termică, precizie, durată mare de viață. Mai mult, ghidajul trebuie să nu permită șpanului să pătrundă în zonele sensibile. Soluțiile care s-au remarcat de-a lungul timpului includ, fără a se limita la acestea: ghidaje liniare cu lagăre de alunecare, cu lagăre hidrodinamice, cu lagăre hidrostatice și ghidaje liniare cu lagăre de rostogolire. Cele mai populare soluții sunt cele bazate pe lagăre de alunecare și cele bazate pe lagăre de rostogolire. În cazul primei categorii, vitezele și accelerațiile maxime sunt puternic limitate, în timp ce amortizarea vibrațiilor este foarte bună datorită suprafeței mari de contact, a frecării și efectului produs de strângerea filmului de lubrifiant. În cazul celui de-al doilea tip, vitezele și accelerațiile mari pot fi atinse ușor, în timp ce amortizarea vibrațiilor în lagăre se afla la cote minime datorită frecării mici și a lipsei efectului filmului de lubrifiant. Ultimele cercetări au ca scop combinarea avantajelor acestor două tipuri de lagăre și anume gradul mare de amortizare al vibrațiilor specifice lagărelor de alunecare cu ușurința în montaj și mentenanță, frecările minime și rigiditatea foarte bună a lagărelor de rostogolire. O altă arie de cercetare o reprezintă gamele noi de soluții bazate pe principii electromagnetice.

- ghidaje liniare ale mașinilor de producție altele decât mașini unelte, cerința principală este rezistența la coroziunea diferiților agenți chimici care apar în procesele tehnologice care sunt deservite și a unui număr mare de cicluri de rulare fără a necesita ajustări

și mentenanță, împreună cu un cost pe cât posibil redus. Aici numărul implementărilor este foarte mare, iar aria mare de aplicații vine însoțită de un spectru divers de soluții, aproape toate bazate fie pe unități liniare cu lagăre simple de alunecare bazate pe compuși polimerici, fie unități liniare cu lagăre de rostogolire. Avansul tehnologic din ultimii ani ai compușilor organici complecși, au avut ca rezultat dezvoltarea fără precedent al polimerilor și a materialelor compozite care încorporează materiale polimerice. Astfel, duranța, coeficienții de frecare, fluajul, absorbția de apă, temperatura maximă de funcționare, și alți parametri importanți au fost optimizați, reușindu-se atingerea unor performanțe deosebite. De mare interes este comportamentul acestor lagăre în condiții de rulare fără lubrifiere, specifică industriilor lemnului, alimentară și farmaceutică. Recent piața tehnicii liniare a avut parte de apariția unor materiale compozite care corespund celor mai înalte standarde din industria farmaceutică și alimentară. Materialele îmbunătățite au avut ca punct de plecare termpolimeri ca polietilena de densitate ultra mare, politetrafluoretilenă, polioximetilena homopolară, poliamida și polieter-eter-cetona. Materialele compozite includ fibre sintetice ca fibra de carbon, kevlar, fibra de sticlă și rășini epoxidice.

În cadrul industriei optice și acolo unde deplasările sunt mici, dar necesită precizii sub micrometrice, cercetările recente au adus în prim plan utilitatea folosirii elementelor flexibile care prin deformare generează o mișcare rectilinie de precizie. Aceasta abordare vine cu o sumă semnificativă de beneficii pe lângă cele deja enumerate, cum ar fi durata de viața foarte bună, lipsa mentenanței, complexitate mecanică redusă, lipsa jocului.

Capitol 2 - Concepția unui ghidaj liniar în condiții economice și cu respectarea cerințelor de precizie

2.1 Introducere

Ghidajele liniare sunt omniprezente în sistemele de producție. Fiecare aplicație are specificul ei și necesită o abordare proprie. În cazul industriei lemnului și a mobilei în special, ghidajele trebuie să reziste expunerii la particule fine de praf și pulberi lemnoase. Aceste pulberi devin greu de gestionat dacă se combină cu lichidele de ungere ale lagărelor. În urma combinării celor două elemente, ia naștere un material foarte vâscos și abraziv care împiedică funcționarea corectă a largului și îi scurtează semnificativ viața. De aceea, sunt de preferat lagărele care nu necesită ungere. Soluțiile cele mai frecvent utilizate sunt cele care se bazează pe tehnologia lagărelor de alunecare. În cadrul acestora, cele mai bune rezultate le oferă utilizarea perechilor de materiale polimer/metal. Polimerii care sunt folosiți cu succes sunt PTFE (teflon), POM (acetal), Poliamida (nylon), UHMWPE (polietilena cu greutate molară foarte mare), iar pentru metale: oțelul și aluminiul.

Lucrarea de față își propune o abordare nouă și diferită, prin aceea că lagărele utilizate nu sunt liniare, ci rotative, iar mișcarea nu se bazează pe tehnologia lagărelor de alunecare ci pe flexarea unor lamele. Lagărele de acest tip sunt denumite „lagăre cu compliantă” și sunt o apariție relativ nouă în peisajul științific, făcându-și debutul la începutul anilor 2000 cu lucrările profesorilor Larry Howell [3] și Jonathan Hopkins [4].

2.2 Metodologia de studiu

Sistemul propus va fi analizat static, prin determinarea parametrilor și proceselor care concură la deformarea sistemului sub acțiunea forțelor invariabile în timp, cinematic prin determinarea parametrilor geometrici care influențează mișcarea ansamblului și dinamic prin studiul vibrațiilor și momentelor de inerție. Valorile vor fi determinate prin calcul teoretic în situații idealizate pentru eficientizarea calculelor și prin calcul cu elemente finite prin utilizarea platformei CAE Nastran.

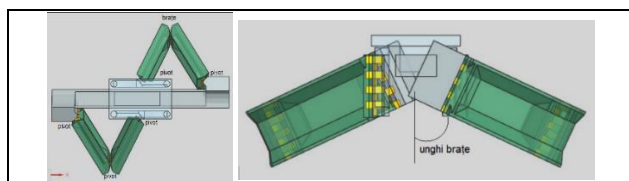
2.3 Cerințe ale sistemului liniar

Cerințele minimale pentru ghidajul liniar sunt cele descrise mai jos:

- $\geq 350\text{mm}$ – lungime activă
- ≥ 40000 de ore de funcționare (5 ani)
- ușor de fabricat: sub 10 procese de fabricație
- abilitatea de a lucra în mediu puternic poluat cu pulberi lemnoase și praf
- Fără mentenanță pe toată perioada de viață: 5 ani
- $< 5000\text{g}$ - Greutate redusă
- $\pm 25\mu\text{m}$ – eroare maximă la o lungime de 350mm
- $1\text{N}/\mu\text{m}$ – rigiditate medie

2.4 Schița soluției

Schema de principiu este prezentată în figura de mai jos. Soluția utilizează doua structuri de brațe aranjate diametral opus, care generează o mișcare cu două grade de libertate. Brațele sunt înclinate față de orizontală eliminând un grad de libertate și astfel generând o mișcare liniară. Extrapolând structura se pot identifica două porțiuni de paralelogram. Sistemul poate fi văzut ca o variantă de pantograf (Figură 2.1).



Figură 2.1 Schița sistem liniar

2.5 Cinematica sistemului

Din punct de vedere cinematic, sistemul este alcătuit din două brațe aranjate diametral opus, care generează fiecare câte o mișcare cu două grade de libertate. Prin înclinarea brațelor față de orizontală, planurile de mișcare generate de brațe se intersectează, eliminând un grad de libertate și astfel se generează o mișcare liniară. Calculul gradelor de libertate utilizând criteriul de mobilitate Gruebler- Kutzbach [5]:

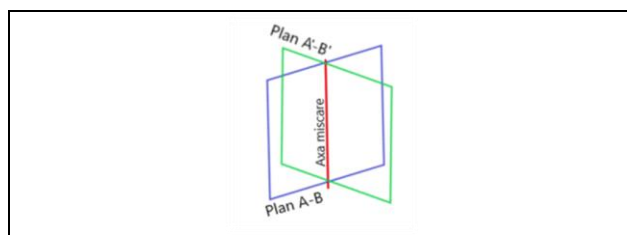
$$M = 6(N - 1) - 5f_1 - 4f_2 - 3f_3 - 2f_4 - f_5 \quad (2.1)$$

Unde: M – numărul gradelor de libertate; N – este numărul corpurilor de legătură; f1 – numărul cuplelor cinematice care permit un grad de libertate (o rotație sau o translație); f2 – numărul cuplelor cinematice care permit două grade de libertate (mișcare în plan sau o rotație și o translație, etc.); f3 – numărul cuplelor cinematice care permit trei grade de libertate (mișcare în plan și o rotație, 3 rotații, etc.); f4 – numărul cuplelor cinematice care permit patru grade de libertate (o

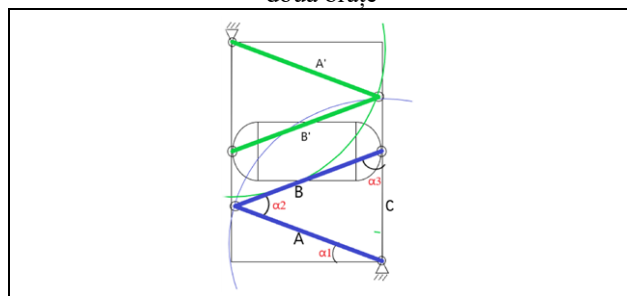
translație și trei rotații, etc); f5 – numărul cuplelor cinematice care permit cinci grade de libertate (trei rotații și două translații, trei translații și două rotații, etc.); Pentru un braț se pot determina gradele de libertate:

$$M = 6 * (3 - 1) - 5 * 2 = 12 - 10 = 2 \quad (2.2)$$

Intersectând planurile celor două brațe (Figură 2.2), se generează un sistem cu un singur grad de libertate de-a lungul axei comune. Planul A-B este generat de brațul cu segmentele A și B, iar planul A'-B' este, în mod analog, determinat de segmentele A' și B'.



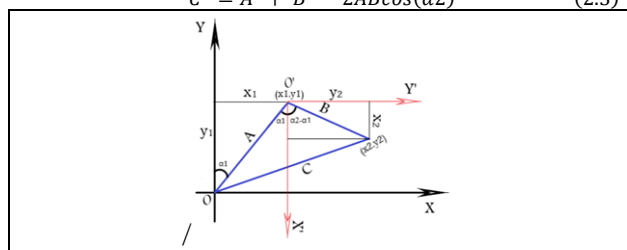
Figură 2.2 Intersecția planurilor de mișcare ale celor două brațe



Figură 2.3 Schiță sistem cinematic

Întrebările la care dorim să găsim răspuns sunt: care este relația cea mai bună între lungimile A și B; ce lungimi sunt optime pentru A și B; relația dintre lungimea cursei C și unghiurile α_1 , α_2 și α_3 . Identificând relațiile geometrice din triunghiul generat de brațele sistemului găsim utilizând teorema cosinusului:

$$C^2 = A^2 + B^2 - 2AB\cos(\alpha_2) \quad (2.3)$$



Figură 2.4 Geometria generalizată a unui braț
Valorile x_1 , y_1 în sistemul de coordonate principal XOY:

$$x_1 = A\sin(\alpha_1) \quad (2.4)$$

$$y_1 = A\cos(\alpha_1) \quad (2.5)$$

Valorile x_2, y_2 în sistemul de coordonate secundar $X'O'Y'$:

$$x_2 = B \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.6)$$

$$y_2 = B \sin(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.7)$$

Valorile x_2, y_2 în sistemul de coordonate principal XOY , notate cu x și y :

$$x = x_1 + y_2 \quad (2.8)$$

$$x = A \sin(\alpha_1) + B \sin(\alpha_2) \quad (2.8)$$

$$y = y_1 - x_2 \quad (2.9)$$

$$y = A \cos(\alpha_1) - B \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.10)$$

Punând condiția că latura C să fie orizontală de-a lungul axei X :

$$y = 0 \quad (2.11)$$

$$A \cos(\alpha_1) - B \cos(\alpha_2 - \alpha_1) = 0 \quad (2.12)$$

deducem relația dintre A, B, α_1 și α_2 :

$$A \cos(\alpha_1) = B \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.13)$$

$$C(A, B) = \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cos(\alpha_2)} \quad (2.14)$$

Cazul 1, $A < B$. $A = U/2$, iar $B = U$.

$$A + B = U/2 + U = 3U/2 = ct. \quad (2.15)$$

$$C\left(\frac{U}{2}, U, \alpha_2\right) = \sqrt{\frac{U^2}{4} + U^2 - 2U \frac{U}{2} \cos(\alpha_2)} \quad (2.16)$$

$$C\left(\frac{U}{2}, U, \alpha_2\right) = \sqrt{\frac{5U^2}{4} - U^2 \cos(\alpha_2)} \quad (2.17)$$

$$\frac{U}{2} \cos(\alpha_1) = U \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.18)$$

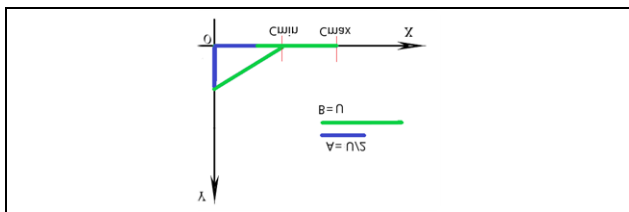
$$\frac{1}{2} \cos(\alpha_1) = \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.19)$$

Știind că unghiul α_1 poate avea valori între 0 și $\pi/2$, iar extensia minimă este la 0 :

$$\frac{1}{2} \cos(0) = \cos(\alpha_2) \quad (2.20)$$

$$\frac{1}{2} = \cos(\alpha_2) \quad (2.21)$$

$$\alpha_2 = \pm \frac{\pi}{3} \quad (2.22)$$



Figură 2.5 Cazul 1 $A < B$

Cum extensia maximă pentru α_2 este π , soluția este $\alpha_2 = \pi/3$. Astfel valoarea lui C este dată de

$$C = C_{max} - C_{min} \quad (2.23)$$

$$C_{max} = C\left(\frac{U}{2}, U, \pi\right) = \sqrt{\frac{5U^2}{4} - U^2 \cos(\pi)} = \sqrt{\frac{9}{4}U^2} = \frac{3}{2}U \quad (2.24)$$

$$C_{min} = C\left(\frac{U}{2}, U, \frac{\pi}{3}\right) = \sqrt{\frac{5U^2}{4} - U^2 \cos\left(\frac{\pi}{3}\right)} = \sqrt{\frac{3}{4}U^2} = \frac{\sqrt{3}}{2}U \quad (2.25)$$

$$C = \frac{3}{2}U - \frac{\sqrt{3}}{2}U \cong 1.27U \quad (2.26)$$

Cazul 2, $A > B$. $A = U$, iar $B = U/2$.

$$A + B = U + U/2 = 3U/2 = ct. \quad (2.27)$$

$$C\left(\frac{U}{2}, U, \alpha_2\right) = \sqrt{U^2 + \frac{U^2}{4} - 2 \frac{U}{2} U \cos(\alpha_2)} \quad (2.28)$$

$$C\left(\frac{U}{2}, U, \alpha_2\right) = \sqrt{\frac{5U^2}{4} - U^2 \cos(\alpha_2)} \quad (2.29)$$

$$U \cos(\alpha_1) = \frac{U}{2} \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.30)$$

$$\cos(\alpha_1) = \frac{1}{2} \cos(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (2.31)$$

În cazul de față unghiul α_1 nu mai poate lua valoarea 0 , deoarece latura A este mai mare decât latura B , iar ecuația (2.13) nu mai poate fi îndeplinită:

$$A \cos(0) = B \cos(\alpha_2) \quad (2.32)$$

$$U = \frac{U}{2} \cos(\alpha_2) \quad (2.33)$$

$$1 = \frac{1}{2} \cos(\alpha_2) \quad (2.34)$$

$2 = \cos(\alpha_2)$; imposibil pentru orice unghi α_2 (2.35)

Dacă triunghiul ABC poate fi dreptunghic, cu unghi drept $\sphericalangle ACB$, atunci latura B se poate plia sub latura A , iar lungimea minimă C_{min} va fi $A - B$. Verificăm dacă triunghiul ABC poate fi dreptunghic pentru cazul studiat $A = U/2$ și $B = U$:

$$C^2 = A^2 + B^2 \quad (2.36)$$

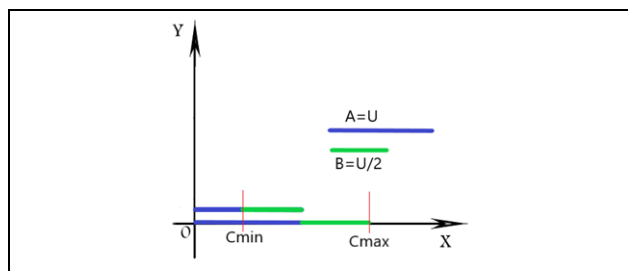
$$C^2 = \frac{U^2}{4} + U^2 \quad (2.37)$$

$$C = \frac{\sqrt{5}}{2}U \quad (2.38)$$

Ecuațiile de mai sus demonstrează că poate exista un triunghi dreptunghic ABC cu unghi drept $\sphericalangle ACB$ și deci C_{min} poate fi

$$C_{min} = A - B \quad (2.39)$$

$$C_{min} = U - \frac{U}{2} = \frac{1}{2}U \quad (2.40)$$



Figură 2.6 Cazul 2 $A < B$

$$C = C_{max} - C_{min} \quad (2.41)$$

$$C_{max} = C\left(\frac{U}{2}, U, \pi\right) = \sqrt{\frac{5U^2}{4} - U^2 \cos(\pi)} = \sqrt{\frac{9}{4}U^2} = \frac{3}{2}U \quad (2.43)$$

$$C = \frac{3}{2}U - \frac{1}{2}U = U \quad (2.44)$$

Cazul 3, $A = B$. $A = 3U/4$, iar $B = 3U/4$.

$$A + B = 3U/4 + 3U/4 = 3U/2 = ct.$$

$$C\left(\frac{3}{4}U, \frac{3}{4}U, \alpha_2\right) = \sqrt{\frac{9}{16}U^2 + \frac{9}{16}U^2 - 2 \frac{9}{16}U^2 \cos(\alpha_2)} \quad (2.45)$$

$$c\left(\frac{3}{4}U, \frac{3}{4}U, \alpha 2\right) = \sqrt{\frac{18U^2}{16}(1 - \cos(\alpha 2))} \quad (2.46)$$

$$c\left(\frac{3}{4}U, \frac{3}{4}U, \alpha 2\right) = \frac{3}{4}U\sqrt{2(1 - \cos(\alpha 2))} \quad (2.47)$$

Pentru a determina C, vom da valorile minime și maxime unghiului $\alpha 2$. Cea mai mare valoare pentru $\alpha 2$ este π , atunci când $\alpha 1$ este $\pi/2$, iar brațele formează o singură dreaptă și extensia lor este maximă, la fel ca în cazurile precedente. Valoarea minimă pe care o poate avea $\alpha 2$ este 0 grade, astfel:

$$C = C_{max} - C_{min} \quad (2.48)$$

$$C_{max} = \frac{3}{2}U \quad (2.49)$$

$$C_{min} = 0 \quad (2.50)$$

$$C = \frac{3}{2}U \quad (2.51)$$

Comparând cele 3 cazuri, avem

$$\text{Caz1: } C = 1.27U ; \text{Caz2: } C = 1.12U ; \text{Caz3: } C = 1.5U \quad (2.52)$$

Cazul cu cea mai mare extensie a brațului este cazul 3, în care

$$A = B \quad (2.53)$$

Condiția este satisfăcută pentru:

$$A \cos(\alpha 1) = B \cos(\alpha 2 - \alpha 1) \quad (2.54)$$

$$\cos(\alpha 1) = \cos(\alpha 2 - \alpha 1) \quad (2.55)$$

$$\alpha 1 = \alpha 2 - \alpha 1 \quad (2.56)$$

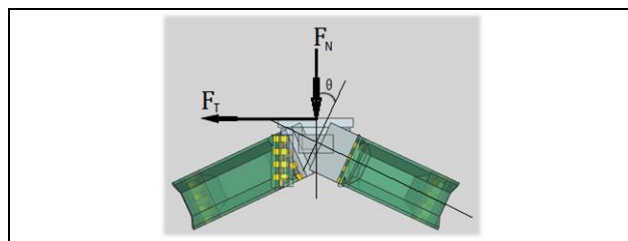
$$\alpha 2 = 2\alpha \quad (2.57)$$

În urma studiului s-au identificat relațiile cele mai optime dintre lungimile segmentelor brațelor A și B, relația dintre unghiurile $\alpha 1$ și $\alpha 2$ astfel încât cursa axei să fie maximă.

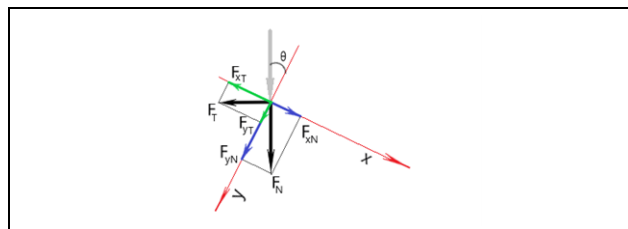
2.6 Statica sistemului

Pentru a atinge dezideratele impuse de cerințele tehnice ale axei, este important să se determine parametrii constructivi care sunt implicați în definirea performanțelor acesteia. Rigiditatea sistemului ține de capacitatea elementelor constructive de a susține încărcări fără a depăși deformațiile elastice maxime impuse. Pentru determinarea acestora utilizând metode de calcul teoretic, vom considera brațele că având secțiune dreptunghiulară și că aceasta nu variază cu lungimea. De asemenea, considerăm cazul unui material omogen al cărui rigiditate este constantă pe toată lungimea ei. Acest mod de lucru ne permite să privim sistemul dintr-un punct de vedere idealizat, și care poate fi determinat prin utilizarea formulelor de calcul teoretic uzuale. De asemenea, ne permite să identificăm

parametrii care au impactul cel mai mare în minimizarea deformațiilor, ca mai apoi, în pasul doi să elaborăm o structură mai optimă și mai complexă ca și geometrie și dimensiuni, care va fi modelată și analizată utilizând metode de calcul finit.

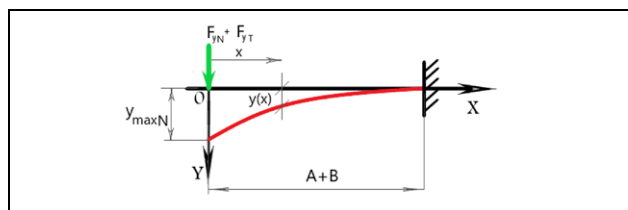


Figură 2.7 Schița încărcării pe direcție normală și tangențială



Figură 2.8 Forțele normală și tangențială descompuse în sistemul de axe al brațelor

Studiul forței normale F_{yN} derivată din forța F_N și forței F_{yT} derivată din F_T , care acționează asupra brațelor A și B este indicată grafic în Figură 2.9.

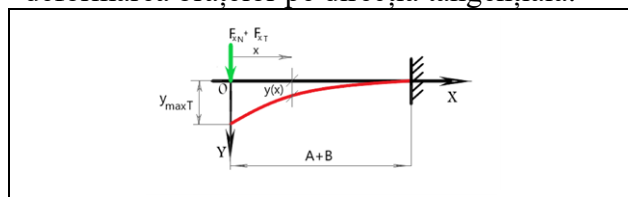


Figură 2.9 Grinda încadrată la un capăt și încărcată cu o forțe normale F_{yN} și F_{yT}

Conform [6]-cap.11, deformarea y_{max} este:

$$y_{maxN} = \frac{(F_{yN} + F_{yNT})(A + B)^3}{3EI} \quad (2.58)$$

În mod analog cu cazul precedent, se pot determina parametrii care concură la deformarea brațelor pe direcția tangențială:



Figură 2.10 Grinda încadrată la un capăt și încărcată cu forțele tangențiale F_{xN} și F_{xT}

$$y_{maxT} = \frac{(Fx_N + Fx_{NT})(A + B)^3}{3EI} \quad (2.59)$$

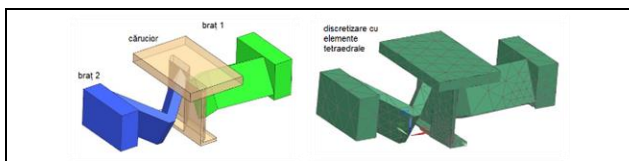
Unde:

FyN, FyT, FxN, FxT sunt forțele deformatoare

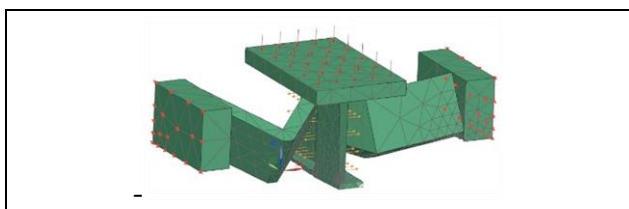
A,B – sunt lungimile segmentelor brațului

EI – rigiditatea grinzii exprimată prin E – modulul de elasticitate longitudinal (datorită condițiilor ideale considerate și deformării mici, se poate considera egalitatea cu modulul de elasticitate Young) și I – momentul de inerție axial al secțiunii grinzii

În Figură 2.11 se reprezintă sistemul supus analizei FEM și discretizarea aplicată.

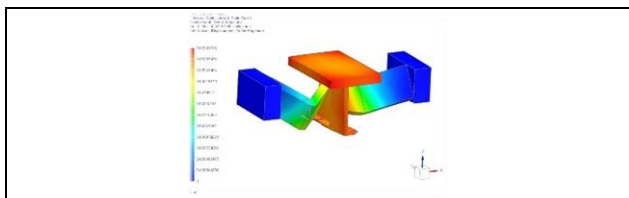


Figură 2.11 Sistem supus analizei FEM, cu și fără discretizare



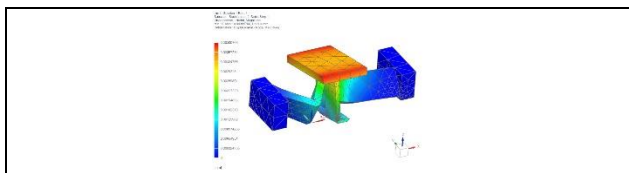
Figură 2.12 Analiza FEM - condiții la limită

Soluția FEM este prezentată în Figură 2.13



Figură 2.13 Soluția FEM - încărcare statică normală 250N

Condițiile la limită în al doilea caz Figură 2.14, sunt: încastrare la margini și aplicarea unei încărcări de 100N tangențial la suprafața cărușului mobil.

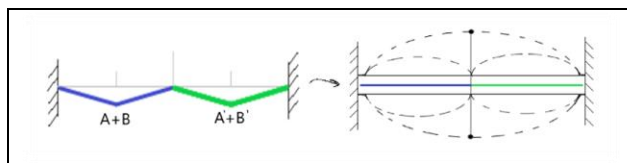


Figură 2.14 Soluția FEM - încărcare statică tangențială 100N

2.7 Dinamica sistemului

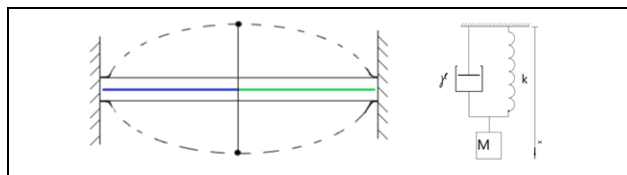
Calculul analitic pleacă de la un sistem idealizat, care are la bază comportamentul dinamic al unei bare de secțiune și densitate

uniforme, încastrată fix la capete. Acest model reprezintă o abstractizare la nivel geometric al axei și permite determinarea directă a primelor două moduri de vibrație.



Figură 2.15 Idealizarea structurii geometrice pentru calculul modal

Modelul idealizat analizează axa din perspectiva unui singur grad de libertate, și luând în calcul caracteristici liniare pentru forța elastică și cea de amortizare, așa cum este arătat în Figură 2.15. Acest model este cunoscut în principal în denumirea sa de origine anglo-saxona: „lump model”.



Figură 2.16 Schema sistemului echivalent cu masa concentrată pentru primul mod de vibrație

Sistemul construit pentru analiza primului mod de vibrație este alcătuit din masa M, constanta elastică k și coeficientul de amortizare γ , Figură 2.16. Ecuația mișcării, în cazul deformării arcului prin deplasarea masei din poziția de echilibru:

$$M\ddot{x} + \gamma\dot{x} + kx = 0 \quad (2.60)$$

Ținând cont că dorim să aflăm ecuația de mișcare în cazul ei general, nu vom lua în considerare forța de amortizare. Ecuația devine:

$$M\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.61)$$

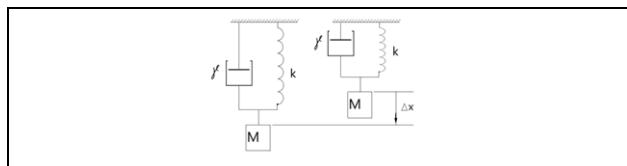
care este o ecuație diferențială omogenă de gradul 2. Soluția unei astfel de ecuații este data de:

$$x = A_m \sin(\omega_n t + \varphi) \quad (2.62)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (2.63)$$

$$A_m = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.64)$$

$$\varphi = \arctg \frac{\omega_n x_0}{v_0} \quad (2.65)$$



Figură 2.17 Sistemul modelat sub forma de masă concentrată scoasă din poziția de echilibru

$$T = \frac{1}{f_n} = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad (2.66)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta x}} \quad (2.67)$$

Conform [7], în cazul unei bare încastrate la ambele capete, constanta elastică este:

$$k = \frac{192EI}{(A+B)^3} \quad (2.68)$$

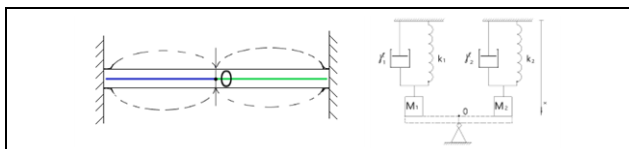
$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{192EI}{(A+B)^3} \frac{1}{M}} \quad (2.69)$$

așadar, lungimea brațelor, materialul și secțiunea acestora au impactul cel mai mare. Masa are doar un rol secundar. În ceea ce privește săgeata maximă, aceasta depinde de:

$$A_{max} = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0 M}{k}\right)^2} = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0 M}{\frac{192EI}{(A+B)^3}}\right)^2} \quad (2.70)$$

Și în cazul amplitudinii, cel mai mare impact îl au lungimile brațelor, materialul și forma barei.

Sistemul construit pentru determinarea celui de-al doilea mod de vibrație este compus din două mase suspendate prin arcuri și amortizoare ca în Figură 2.18.



Figură 2.18 Mod 2 de vibrație (stânga) și sistem echivalent bazat pe tehnica maselor concentrate

$$M1\ddot{x}_1 + \gamma_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = 0 \quad (2.71)$$

$$M2\ddot{x}_2 + \gamma_2\dot{x}_2 + k_2x_2 = 0 \quad (2.72)$$

Deoarece sistemul trebuie să fie în echilibru în punctul staționar $M1=M2=M/2$. Forțele de amortizare pot fi considerate zero și în acest caz, deci $\gamma = 0$. Astfel ecuațiile de mișcare se pot scrie:

$$\frac{M}{2}\ddot{x}_1 + k_1x_1 = 0 \quad (2.73)$$

$$\frac{M}{2}\ddot{x}_2 + k_2x_2 = 0 \quad (2.74)$$

Ecuațiile sunt independente și permit soluțiile disponibile pentru sistemele cu un grad de libertate de forma:

$$x_1 = A_{m1} \sin(\omega_{N1} + \varphi_1) \quad (2.75)$$

și respectiv

$$x_2 = A_{m2} \sin(\omega_{N2} + \varphi_2) \quad (2.76)$$

Știind că cele două mase se mișcă cu aceeași pulsație, în sensuri diametral opuse dar cu

aceeași amplitudine, putem scrie: $\omega_N = \omega_{N1} = \omega_{N2}$, $\varphi_1 = \frac{\pi}{2} + \varphi_2$ și $A_{m1} = A_{m2} = A_m$. Ecuațiile devin

$$x_1 = A_m \sin(\omega_N + \varphi) \quad (2.77)$$

și respectiv

$$x_2 = A_m \sin\left(\omega_N + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.78)$$

sau, știind că $\sin\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) = \cos \alpha$, pentru orice unghi α

$$x_2 = A \cos(\omega_N + \varphi) \quad (2.79)$$

Pulsația este $\omega_n = \sqrt{\frac{2k}{M}}$. Știind că punctul O,

Figură 2.18 este punct nodal și de aceea fix, îl putem considera încastrat. Astfel:

$$k_1 = \frac{192EI}{A^3} \quad (2.80)$$

$$k_2 = \frac{192EI}{B^3} \quad (2.81)$$

$$x_1 = A_m \sin\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \frac{192EI}{A^3}}{M}} + \varphi\right) \quad (2.82)$$

$$x_2 = A_m \cos\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \frac{192EI}{B^3}}{M}} + \varphi\right) \quad (2.83)$$

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_1}{M}} = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \sqrt{\frac{192EI}{A^3}} \quad (2.84)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_2}{M}} = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \sqrt{\frac{192EI}{B^3}} \quad (2.85)$$

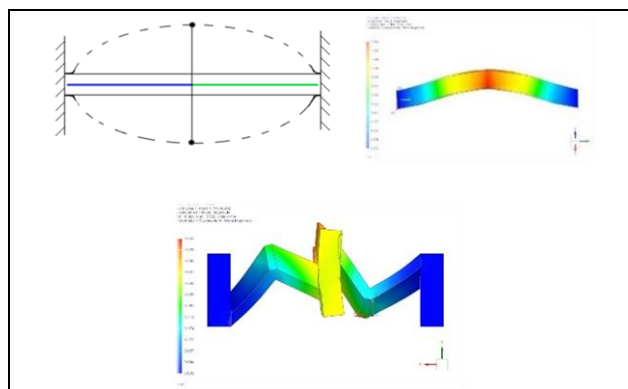
iar $f_1 = f_2$, deoarece oscilațiile au doar fazele diferite, nu pot avea și frecvența diferită. În ceea ce privește amplitudinea maximă, considerând x_{01} , x_{02} și v_0 ca fiind condițiile inițiale, cu $x_{01} = -x_{02}$ față de punctul de echilibru static O, găsim:

$$A_{m1-max} = \sqrt{x_{01}^2 + \left(\frac{v_0 M}{2k_1}\right)^2} = \sqrt{x_{01}^2 + \left(\frac{v_0 M}{\frac{384EI}{A^3}}\right)^2} \quad (2.86)$$

$$A_{m2-max} = \sqrt{x_{02}^2 + \left(\frac{v_0 M}{2k_2}\right)^2} = \sqrt{x_{02}^2 + \left(\frac{v_0 M}{\frac{384EI}{B^3}}\right)^2} \quad (2.87)$$

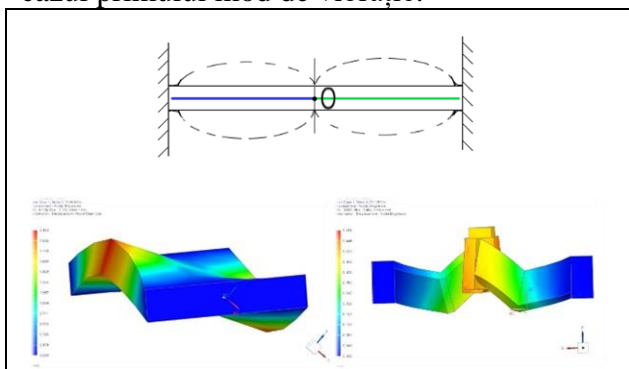
Deoarece $x_{01}^2 = x_{02}^2$ și $A = B$, rezultă bineînțeles că $A_{m1-max} = A_{m2-max}$, iar

$$\varphi = \arctg \frac{\omega_n x_{01}}{v_0} = \arctg \frac{\omega_n x_{02}}{v_0} \quad (2.88)$$



Figură 2.19 Analiza modală: modul 1 de vibrație. Stânga sus modelul analitic, dreapta sus modelul de legătura, jos simularea modelului real

Sistemul ideal dezvoltat pentru studiul analitic al modurilor de vibrație este validat cu modelul CAD/CAE. Ambele modele pleacă de la ideea discretizării sistemului prin împărțirea lui într-un număr finit de elemente. Modurile calculate corespund frecvențelor naturale ale corpului. Figură 2.19 aduce laolaltă cele trei modele în cazul primului mod de vibrație.



Figură 2.20 Analiza modală: modul 2 de vibrație. Stânga sus modelul analitic, dreapta sus modelul de legătura, jos simularea modelului real

În cazul primului mod de vibrație analizele numerice sunt în acord cu reprezentarea analitică. Diferențele sunt mici și sunt reprezentate în cazul simulării modelului real de o componentă de torsiune, prezentă între prizele brațelor pe căruțul mobil. Acest mod de torsiune poate fi micșorat sau chiar eliminat prin reproiectarea căruțului și a modului de conexiune al brațelor.

Figură 2.20 prezintă modul 2 de vibrație. Se poate identifica un acord direct între reprezentarea analitică și simularea FEM a modelului de legătură.

2.8 Lamelle Flexibile

Lagărele brațelor sunt formate din pivoți construiți cu elemente flexibile care conform [4], asigură anduranță ridicată, lipsa jocurilor, imunitate la particule de praf și șpan lemnos și au performanțe economice deosebite. Fiecare element are 51mm lungime (l), 20mm lățime (u) și 0.4mm grosime (t). Dacă considerăm lățimea bazei ca fiind w și r distanța dintre două bare, conform [8], sistemul poate fi determinat de:

$$l = w \sqrt{1 + \left(\frac{r}{w}\right)^2} \quad (2.89)$$

Rezistența la îndoire a pivotului poate fi modelată ca un arc de torsiune:

$$K = \frac{kEI}{2l} \quad (2.90)$$

unde E este modulul Young, l este lungimea elementului flexibil, I este momentul de inerție al ariei elementului flexibil, iar k este coeficientul de rigiditate, care conform [8], este:

$$k = 5.300185 - 1.6866\frac{r}{w} + 0.88536\left(\frac{r}{w}\right)^2 - 0.2094\left(\frac{r}{w}\right)^3 + 0.018385\left(\frac{r}{w}\right)^4 \quad (2.91)$$

Durata de viață a pivotului este direct proporțională cu stresul din elementul flexibil (lamela) [9], și conform [8], valoarea maximă este exprimată ca:

$$\sigma = \frac{S\theta EI}{2r} \quad (2.92)$$

unde θ este unghiul maxim al lamelei în timpul pivotării și S este coeficientul de stres definit ca:

$$S = 0.062998 + 1.884218\frac{r}{w} - 1.43653\left(\frac{r}{w}\right)^2 + 0.551786\left(\frac{r}{w}\right)^3 - 0.10523\left(\frac{r}{w}\right)^4 + 0.007889\left(\frac{r}{w}\right)^5 \quad (2.93)$$

Utilizând metoda elementelor finite, solverul Nastran și solutia SOL 101, putem identifica modul în care se comportă lamelele în funcție de w și l, atunci când r este menținut constant.

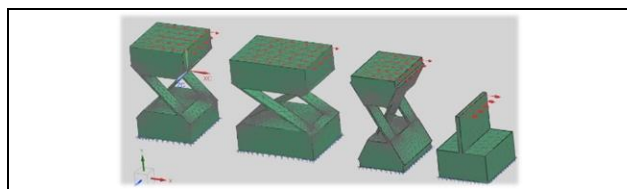


Figura 2.21 Meșă pivotilor cu diferiți w și l

Figura 2.21 arată discretizarea și încărcările aplicate modelului. Acesta este format din mai multe specimene de test care au dimensiuni diferite ale bazei barelor și lungimi diferite ale lamelelor.

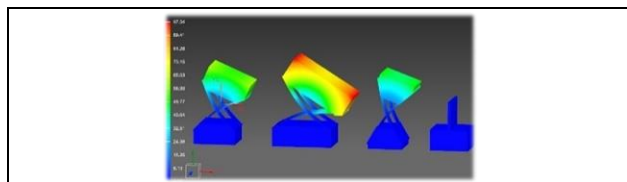


Figura 2.22 Analiza FEM a celor 4 specimene – săgeata maxima

Figura 2.22 indică deplasarea maximă a speciemenelor de test. Se poate observa cu ușurință că odată cu creșterea unghiului între lamele, crește unghiul atins.

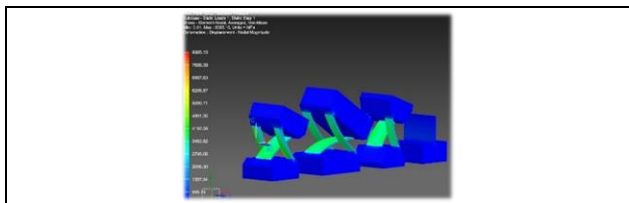


Figura 2.23 Analiza FEM a celor 4 specimene – stresul sub încărcare orizontală

Figura 2.23 indică faptul că stresul în lamele este aproape același în toate cazurile. În acest caz, durata de viață a lamelelor poate fi considerată egală, în cazul îndoirii sub aceeași forță orizontală. Deoarece specimenul cu 120 de grade între lamele are unghiul cel mai mare, pare să fie cea mai bună alegere.

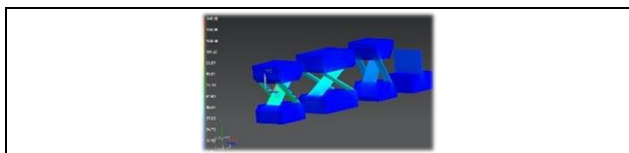


Figura 2.24 Analiza FEM a celor patru specimene sub încărcare verticală

Totuși, așa cum indică Figura 2.24 stresul în cazul încărcării verticale nu mai este identic. Cu cât este mai mare unghiul dintre lamele, cu atât mai mare este stresul cauzat de încărcare.

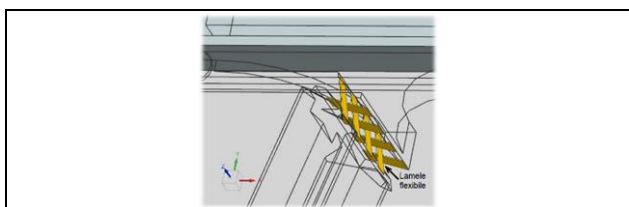


Figura 2.25 Articulație pivotantă cu patru perechi de lamele

Un rezultat favorabil poate fi atins cu minim patru perechi de lamele per pivot, așa cum este indicat în Figura 2.25. În ceea ce privește asamblarea lamelelor, prinderea cu ajutorul șuruburilor poate produce precizii nanometrice dacă se respectă câteva reguli importante: conurile de presiune ale șuruburilor se suprapun, iar părțile exterioare evită generarea concentrării stresului prin rotunjirea muchiilor în apropierea lamelelor, Figura 2.26.

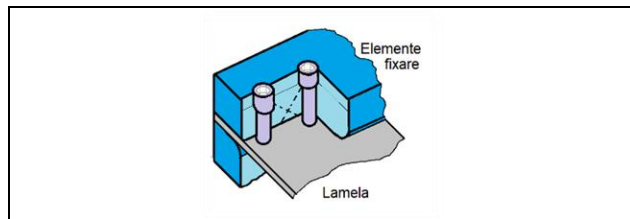


Figura 2.26 Prindere lamela flexibilă prin intermediul șuruburilor

O altă metodă de fixare a lamelelor este generată de posibilitatea utilizării sudurii ca element de fixare. Doar sudura cu arc electric poate oferi rezultate satisfăcătoare. Decuparea lamelelor din oțel arc se face cu ajutorul mașinilor cu electroeroziune sau a celor cu jet de apă. După cum s-a arătat anterior, montarea lamelelor este un proces care poate produce erori și care necesită elemente speciale de prindere. Pentru eliminarea acestor inconveniente, lucrarea de față introduce două noi soluții de realizare a elementelor cu complianță, și anume: lamele flexibile realizate prin prelucrarea mecanică a barelor filetate și utilizarea directă a barelor filetate ca elemente generatoare de complianță (Figura 2.27).

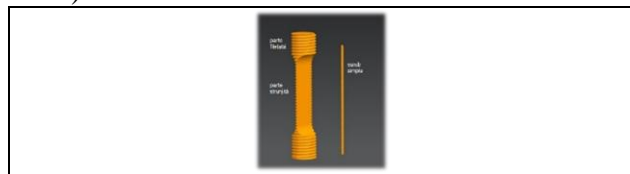


Figura 2.27 Lamelă Flexibilă obținută prin strunjirea unui șurub M30-stânga; șurub simplu M3-dreapta. În primul caz, fixarea lamelei este mult simplificată deoarece filetul face corp comun cu lamela. Fixarea se poate face direct, prin utilizarea organelor de asamblare filetate, fără a exista posibilitatea de răsucire a lamelei, de producerea unui stres mecanic prin strângere sau de inadaptarea conurilor de presiune ale șuruburilor de prindere.

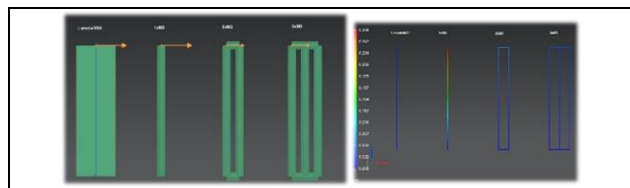


Figura 2.28 Meșa și analiza FEM în cazul încărcării laterale pentru speciamentele: șurub M30 strunjit, șurub M3 simplu, dublu șurub M3 și triplu șurub M3

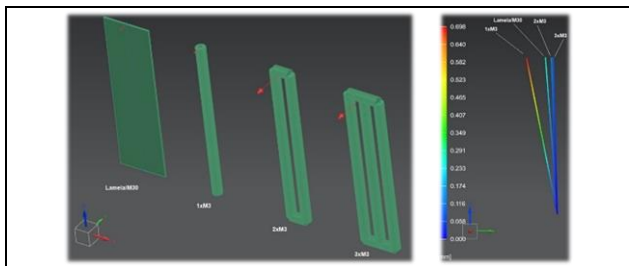


Figura 2.29 Meșă și analiza FEM în cazul încărcării frontale pentru specișenele: șurub M30 strunjit, șurub M3 simplu, dublu șurub M3 și triplu șurub M3

2.9 Optimizare braț

Forma și materialele de fabricație ale brațelor sunt de o importanță semnificativă. Pentru a crește rigiditatea la încovoiere și cea torsională, s-a elaborat structura din figura de mai jos:

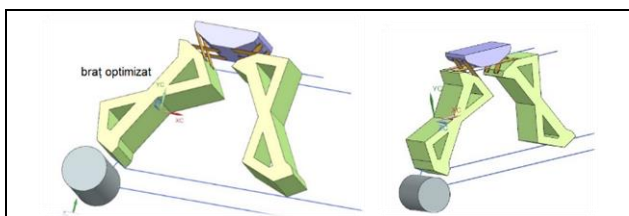


Figura 2.30 Sistem de brațe optimizate pentru creșterea rigidității la încovoiere și torsiune

2.10 Materiale utilizabile pentru brațul axei

Brațele axei pot fi realizate în funcție de aplicație din trei tipuri de materiale: polimeri (Figura 2.32), profile metalice sau materiale compozite. Rezultatul cel mai satisfăcător care a rezultat după încercări succesive, a reprezentat-o combinația: 1/3 din volum rășină epoxidică, compusă la rândul ei din 1/2 întăritor și 1/2 rășină, iar material granular în proporție de 2/3 din volum. Testele au condus la specișenul din Figura 2.31.



Figura 2.31 Specișen de test din granit epoxidic

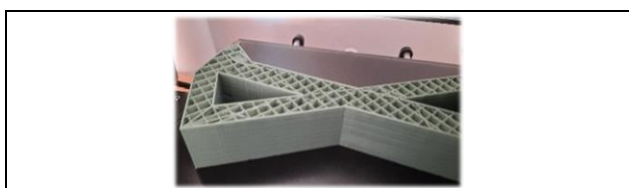


Figura 2.32 Specișen de test din material polimeric

2.11 Soluție sistem

Sistemul cu brațe analizat poate fi integrat unei soluții cu 2 sau patru brațe. În Figura 2.33 este dat un sistem cu 4 brațe.

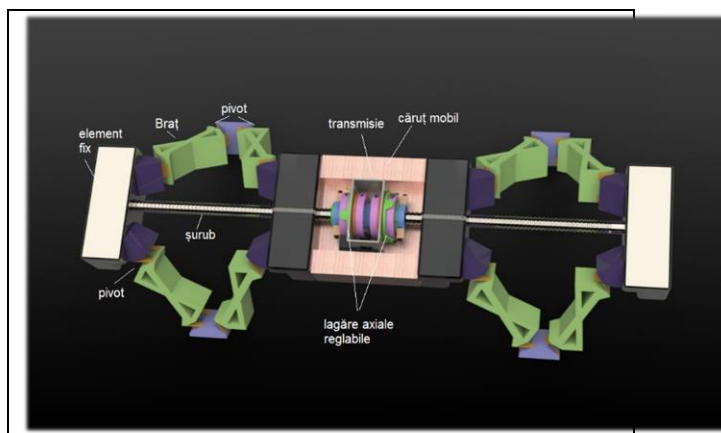


Figura 2.33 Sistem linear cu patru brațe

2.12 Concluzii

În ceea ce privește sistemul de ghidare lineară, acceptând premiza unui sistem puternic axat pe costuri reduse, acuratețe, masă și mentenanță reduse, cercetările au condus la crearea unui sistem inovator compus din mai multe brațe unite de articulații unghiulare. Performanțele atinse sunt:

- Cost redus: ~35E pentru varianta din polimeri, ~45E pentru varianta din profile de metal, ~120E pentru varianta din granit epoxidic
- Acuratețe: precizia și repetabilitatea sunt direct legate de diferențele de rigiditate la încovoiere a lamelelor care formează articulațiile; prin simpla ajustare a lățimii lamelelor mai dure prin polizare, după montare, se poate atinge performanța de precizie dorită; abaterile unghiulare se pot verifica ușor cu ajutorul unui pointer laser contra unui perete la distanță de câțiva metri
- Masa ghidajului variază în funcție de construcție astfel: construcție din polimeri: 1.4kg, construcție din profile metalice: 2.1kg, construcție din granit epoxidic: 9.7kg. Pentru referință, un ghidaj de tip clasic din fontă cu caracteristici similare, cântărește ~17kg

- Sistemul nu conține elemente care necesită mentenanță; pentru referință, un sistem clasic poate necesita mentenanța lagărelor lunar
- Durata de viață este de aproximativ 150000 ore de funcționare, dacă se utilizează pentru lamele otel de arcuri; durata de viață ține de capacitatea lamelor de a susține flexări repetate.

Capitolul 3 – Concepția și dezvoltarea unui sistem de comandă și acționare specific unei axe de translație cu servoacționare cu motor de curent continuu fără perii

3.1 Introducere

Acest capitol are ca scop dezvoltarea unui sistem servo destinat acționării unei axe liniare care va fi utilizată la construirea unei mașini de producție dezvoltată pe baza conceptelor industriei 4.0.

Partea principală a acestei lucrări este dedicată proiectării plăcii PCB aparținând sistemului servomotor. Proiectarea urmează calea cea mai economică, menținând în același timp calitatea necesară pentru a obține un control bun al motorului. Schemele au fost concepute urmând instrucțiunile producătorului, schema ODrive 3.5 și cerințele proprii ale axei. Proiectarea plăcii electronice s-a făcut de la zero.

3.2 Reguli de fabricație

Elementele plăcii electronice trebuie să respecte posibilitățile de producție ale fabricii care o va produce. Deoarece proiectul vizează costuri optimizate, constrângerile trebuie îndeplinite de majoritatea producătorilor în cadrul proceselor normale de producție. Există multe constrângeri de producție care trebuie îndeplinite. Cele mai importante sunt descrise în continuare:

- Spații degajare



Figura 3.1 – Degajări

- Lățimi linii



Figura 3.2 - Lățimi

- Conectori



Figura 3.3 - Via dimensiuni

- Perechi diferențiale



Figura 3.4 – Dimensiuni perechi diferențiale

- Degajare verticală

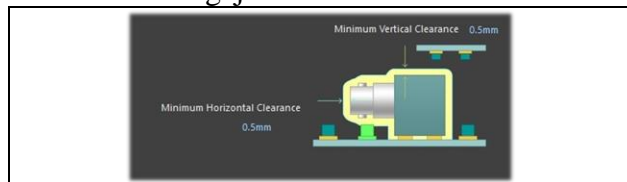


Figura 3.5 – Degajări poziționare componente

3.3 Caracterizare termică

Efectele termice au un impact remarcabil asupra performanței componentelor electronice. Fiecare componentă IC de pe placă este un bun candidat pentru analiza termică, împreună cu unele componente pasive care fac parte din etajul de putere:

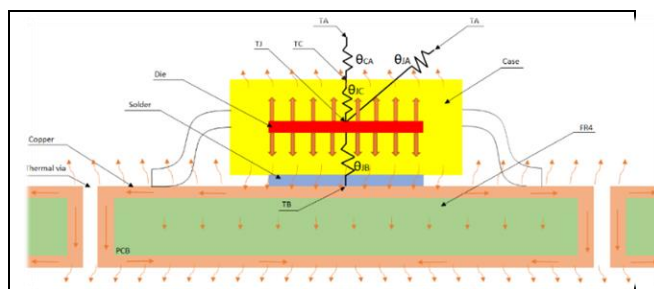


Figura 3.6 - SMD component caracterizare termică

Caracteristica termică a componentelor este descrisă în principal de rezistențele termice găsite în interiorul acestora și în cadrul straturilor de joncțiune. În primul rând, acestea sunt θ_{JC} - rezistența termică între substrat și pachet (carcasa), θ_{CA} - rezistența termică între ambalaj și aerul din jurul pachetului, θ_{JB} - rezistența termică între substrat și PCB pe care este montat IC-ul, θ_{JA} - rezistența termică între substrat și aerul din jurul pachetului substratului. Temperaturile de interes sunt T_J – temperatura joncțiunii, T_C – temperatura ambalajului, T_A – temperatura ambiantă (aerul din jurul pachetului), T_B – temperatura plăcii lângă componentă.

STM32F405 are, conform fișei sale tehnice [1], un P_D (maximum power disipation) de 435mW și o temperatură maximă de joncțiune T_J de doar 105°C. Pentru a înțelege mărimea suprafeței PCB care va fi necesară pentru a menține dispozitivul la o temperatură sigură sub 80°C, Ansys IcePak va fi folosit pentru a simula un PCB FR4 cu două fețe, cu 1 oz. strat de cupru și 50% cupru pe ambele părți pentru a compensa traseele de sub și în jurul cipului.

Property	Value	Unit
Thermal Conductivity	0.33703125	W/mK
T_{JC}	0.33703125	°C/W
T_{CA}	0.33703125	°C/W
T_{JB}	0.33703125	°C/W
Mass Density	1.400461875	g/cm ³
Specific Heat	1.291375625	J/kg°C
Thermal Expansion Coefficient	0	1/°C

Figura 3.7 - PCB caracterizare termică

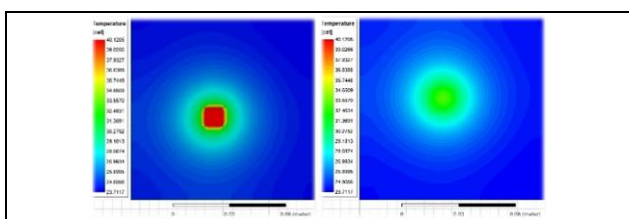


Figura 3.8 - STM32F405 Distribuția termică pe un PCB cu 2 straturi - Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

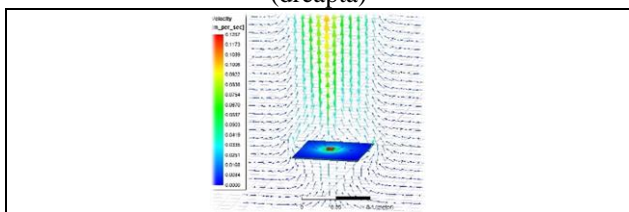


Figura 3.9 - STM32F405 vectorii viteza – convecție naturală

Simularea indică o temperatură a cipului de aproximativ 40°C și o suprafață de

aproximativ 4 centimetri pătrați în partea de sus și de jos a PCB-ului.

DRV8301 este un circuit complex. Pentru a obține o estimare, accentul se va pune pe calcularea pierderii de putere, în regim teoretic a componentelor majore ale cipului: intrări, buffer de ieșire, regulator buck, LDO-uri, logica internă. Datele pentru calcule vor fi furnizate de fișa tehnică a dispozitivului [2]. Deoarece este necesară doar o estimare rezonabilă în acest moment și deoarece pierderea de putere este direct proporțională cu eficiența regulatorului, o soluție simplă ar putea fi găsită prin estimarea eficienței regulatorului, raportând-o la puterea de ieșire generată prin utilizarea formulei de eficiență:

$$\eta = \frac{P_{OUT}}{P_D + P_{OUT}} \quad (3.1)$$

P_D este atunci:

$$P_D = P_{OUT} \left(\frac{1 - \eta}{\eta} \right) \quad (3.2)$$

Eficiența regulatorilor buck, cum ar fi cel găsit în DRV8301, este de obicei între 90% și 95%. Pentru a avea o marjă de eroare sigură, vom folosi o eficiență de 90%. Regulatorul va furniza maxim 1A la 5V, deci P_{OUT} este în jur de 5W. P_D este atunci

$$P_D = 5W * \left(\frac{1 - 0.90}{0.90} \right) = 0.56W \quad (3.3)$$

DRV8301 are două LDO's, A_{VDD} and D_{VDD} , ale căror puteri disipate pot fi calculate considerând curentul de ieșire și căderea de tensiune:

$$P_D = I * (V_{IN} - V_{OUT}) \quad (3.4)$$

Pentru A_{VDD} , tensiune de ieșire este 6.5V, și curentul pus la dispoziție este estimat la 2mA.

$$A_{VDD} = (24V - 6.5V) * 0.002A = 0.035W \quad (3.5)$$

Pentru D_{VDD} , tensiune de ieșire este 3.3V, și curentul pus la dispoziție este estimat la 5mA.

$$D_{VDD} = (24V - 3.3V) * 0.005A = 0.15W \quad (3.6)$$

Pentru logica internă a DRV putem estima doar un consum de energie de 0,1 W.

Calcularea pierderii totale de putere:

$$0.06W + 0.01W + 0.56W + 0.035W + 0.1W = 0.765W \quad (3.7)$$

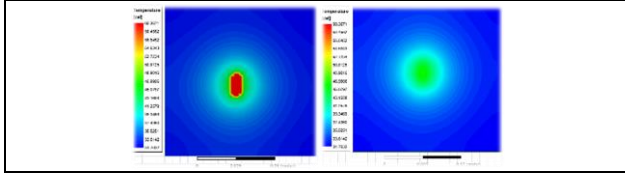


Figura 3.10 - DRV8301 Distribuție termică fără via termice – Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

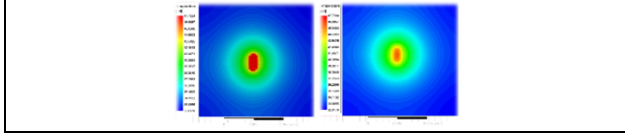


Figura 3.11 - DRV8301 Distribuție termica cu via termice - Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

Impactul cailor termice devine imediat evident când se compară Figura 3.10 și Figura 3.11.

AZ1117EH este un regulator LDO simplu a cărui disipare a puterii poate fi obținută cu ușurință prin utilizarea căderii de tensiune și a curentului maxim de ieșire.

$$P_D = I * (V_{IN} - V_{OUT}) \quad (3.8)$$

$$P_D = 0.270A * (5V - 3.3V) = 0.459W \quad (3.9)$$

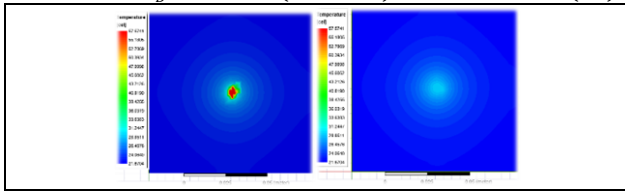


Figura 3.12 - AZ1117EZ Distribuție termica - Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

Simularea indică o temperatură maximă pe placă de aproximativ 58°C (Fig. 3.12).

Condensatoare bulk

Durata de viață a unui condensator electrolitic este direct legată de temperatura sa internă. Fiecare creștere cu 10 grade C a temperaturii interne înjumătățește durata de viață a componentei.

Conform [5], pierderile dielectrice (P_{dielectric}) sunt după cum urmează:

$$P_{dielectric} = \hat{u}_{ac}^2 * \pi * f_0 * C * \tan \delta_0 \quad (3.10)$$

\hat{u}_{ac} - valoarea de vârf a tensiunii CA, simetrică, aplicată condensatorului [V]

f_0 - frecvența fundamentală HZ a tensiunii undulatorii

C - capacitate

$\tan \delta_0$ - factorul de disipare al dielectricului

$$P_{dielectric} = 2^2V * \pi * 120Hz * 470 * 10^{-6}F * 0.12 = 0.085W \quad (3.13)$$

Pierderile rezistive sunt conform [6]:

$$P_{resistive} = I_{rms}^2 * ESR \quad (3.14)$$

I_{rms} - Valoarea medie pătrată a curentului condensatorului

ESR - rezistență în serie echivalentă Ω

Equivalent Series Resistance (ESR) este suma pierderilor ohmice ale dielectricului, materialelor și conexiunilor utilizate în construcția condensatorului și poate fi determinată cu ușurință pe baza $\tan \delta_0$.

$$ESR = \tan \delta_0 * X_C = \frac{\tan \delta_0}{2 * \pi * f_0 * C} \quad (3.15)$$

$$ESR = \frac{0.12}{2 * 3.1415 * 120Hz * 470 * 10^{-6}F} = 0.338ohm \quad (3.16)$$

Valoarea efectivă a curentului de undulare nu este la fel de ușor de determinat. Depinde de inductanța (L) și rezistența (R) înfășurărilor motorului, constanta de timp a înfășurării ($\tau = L/R$), starea în care se află motorul, tensiunea aplicată (V_{DCBUS}), perioada PWM (T), EMF (E) și ciclul de lucru (D).

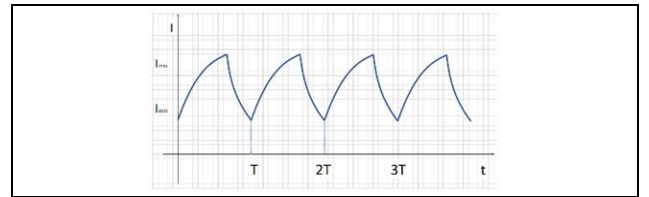


Figura 3.13- Curent ondulatoriu PWM

$$P_{resistive} = I^2 * ESR \quad (3.17)$$

$$I_{ON}(t) = I_{min} e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{V_{DCBUS} - E}{R} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (3.18)$$

$$I_{OFF}(t) = I_{max} e^{-\frac{(t-DT)}{\tau}} - \frac{E}{R} \left(1 - e^{-\frac{(t-DT)}{\tau}}\right) \quad (3.19)$$

Alegând I_{min} și I_{max} pe curbele I_{ON} și respectiv I_{OFF} obținem:

$$I_{ON}(DT) = I_{max} \quad \text{and} \quad I_{OFF}(T) = I_{min} \quad (3.20)$$

Rezolvarea în aceste puncte:

$$I_{min} = -\frac{E}{R} + \frac{V_{DCBUS}}{R} * \left(\frac{e^{\frac{(1-D)T}{\tau}} - e^{\frac{T}{\tau}}}{1 - e^{-\frac{T}{\tau}}}\right) \quad (3.21)$$

$$I_{max} = -\frac{E}{R} + \frac{V_{DCBUS}}{R} * \left(\frac{1 - e^{-\frac{DT}{\tau}}}{1 - e^{-\frac{T}{\tau}}}\right) \quad (3.22)$$

obținem curentul de undulare

$$I_{max} - I_{min} = \frac{V_{DCBUS}}{R} * \frac{\left(1 - e^{-\frac{T}{2\tau}}\right)^2}{1 - e^{-\frac{T}{\tau}}} \quad (3.23)$$

$$V_{DCBUS} = 20V; \quad R = 150 * 10^{-3}Ohm; \quad \tau = 0.167 * 10^{-3}s; \quad T = 4.2 * 10^{-5}Hz \quad (3.24)$$

$$I_{max} - I_{min} = \frac{V_{DCBUS}}{R} * \frac{\left(1 - e^{-\frac{T}{2\tau}}\right)^2}{1 - e^{-\frac{T}{\tau}}} \cong 8.5 A \quad (3.25)$$

$$I_{rms} = \frac{I_{ripple}}{\sqrt{3}} \cong 4.8A \quad (3.26)$$

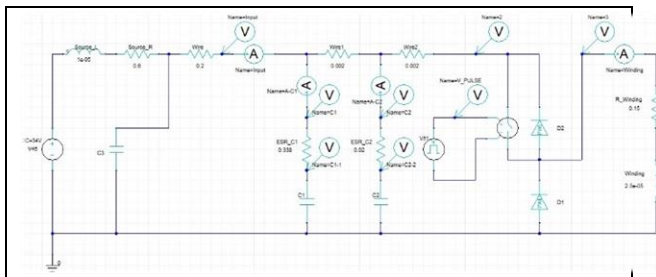


Figura 3.14 – Simulare condensatoare în Ansys Nexxim

Curentul din condensatoarele bulk împreună cu curentul total din înfășurare sunt reprezentați grafic în Figura 3.15.

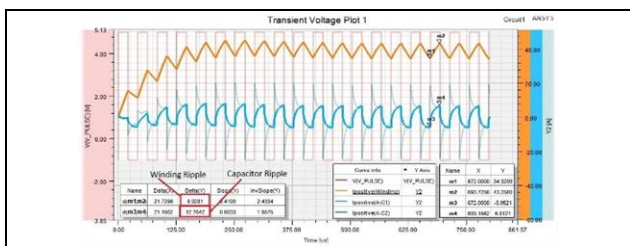


Figura 3.15 – Curenții circuitului: Curentul înfășurării în oranj, curentul în capacitorul de 470uF în albastru, curentul pe capacitorul de 10uF în albastru închis și tensiunea tăiată în roșu

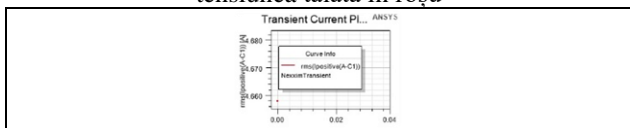


Figura 3.16- capacitor 470uF valoare rms

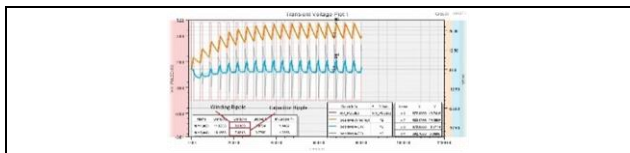


Figura 3.17- Simulare cu “duty cycle” 23% și un curent maxim în înfășurare de 30A

Figura 3.18 arată noua valoare rms calculată după reluarea simulării. Este indicată o valoare de 2,6A, care este cu 40% mai mică decât cea anterioară.

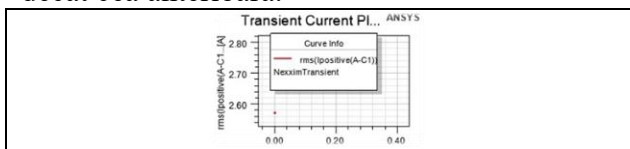


Figura 3.18 Valoare Rms a capacitorului 470uF pentru al doilea caz

$$P_{resistive} = I_{rms}^2 * ESR = 1^2 A * 0.338ohm \cong 0.4W \quad (3.27)$$

La pierderea de putere rezistivă se adaugă pierderea dielectrică:

$$P_{tot} = 0.085W + 0.4W = 0.485W \quad (3.28)$$

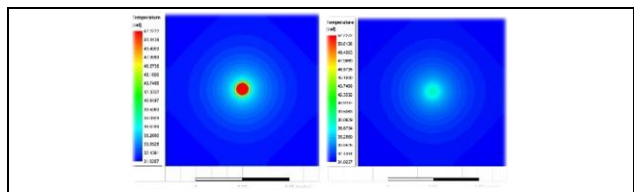


Figura 3.19 Capacitoarele Bulk - Distribuția tensiunii - Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

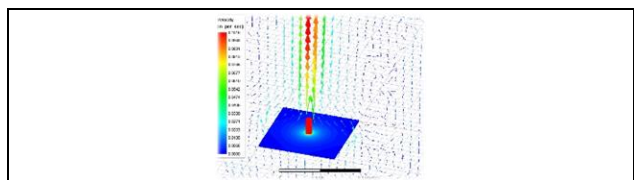


Figura 3.20 Capacitoarele Bulk -convecție naturală – vectorii vitezei

Rezistori de detectare a curentului și transistori MOSFET

Rezistoarele de detectare a curentului au o valoare de 2mOhm și vor avea un curent de vârf de maxim 30A care curge prin ele. Putem estima o valoare rms de 22A ținând cont de faptul că forma de undă curentă este o sinusoidă compusă dintr-o frecvență de bază de 24 kHz și a treia armonică la 72 kHz. Puterea disipată prin căldură este atunci de 0,96 W. Aceste dispozitive sunt amplasate în imediata apropiere a tranzistoarelor de putere și, prin urmare, vor fi simulate împreună cu acestea.

$$P_D = P_{RDS} + P_{switch} + P_{diode} \quad (3.29)$$

Puterea disipată în timpul stărilor ON este relativ simplu de estimat:

$$P_{RDS} = R_{DS(ON)} * I_{rms}^2 \quad (3.30)$$

$$R_{DS(ON)} = 1.7mohm * 1.65 = 2.8mohm \quad (3.31)$$

$$P_{RDS} = (22A)^2 * 2.8mohm = 1.36W$$

Conform [9], pierderile de comutare sunt:

$$P_{switch} = P_{rise} + P_{fall} \quad (3.33)$$

$$P_{rise} = \frac{V_M * I_{rms} * f_{switch} * t_{rise}}{2} \quad (3.34)$$

$$P_{fall} = \frac{V_M * I_{rms} * f_{switch} * t_{fall}}{2} \quad (3.35)$$

Putem calcula creșterea și scăderea pe baza ecuațiilor găsite în [10]:

$$t_{rise} = \frac{Q_{GD}}{I_{source}} = \frac{4.7nC}{0.7A} = 6.7ns \quad (3.36)$$

$$t_{fall} = \frac{Q_{GD}}{I_{sink}} = \frac{4.7nC}{0.7A} = 6.7ns \quad (3.37)$$

$$P_{rise} = \frac{20V * 22A * 24000Hz * 6.7 * 10^{-9}s}{2} = 0.035W \quad (3.38)$$

$$P_{fall} = \frac{20V * 22A * 24000Hz * 6.7 * 10^{-9}s}{2} = 0.035W \quad (3.39)$$

Pierderea de putere în interiorul diodei este:

$$P_{diode} = R_{diode} * I_{rms}^2 * duty \quad (3.40)$$

$$P_{diode} = 7.5mohm * (22A)^2 * 0.01 = 0.036W \quad (3.41)$$

Puterea totală disipată în interiorul cipului tranzistorului:

$$P_D = P_{RDS} + P_{switch} + P_{diode} = 1.36W + 0.035W + 0.035W + 0.036W \cong 1.5W \quad (3.42)$$

Figura 3.21 arată distribuția căldurii în cazul unui MOSFET și a rezistenței sale de feedback corespunzătoare.

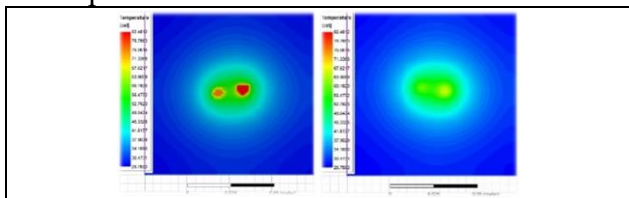


Figura 3.21 MOSFET(dreapta în fiecare figura) și rezistențele de feedback (stânga în fiecare figură) – Distribuție termică cu 1 via termic per 4mm²- Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

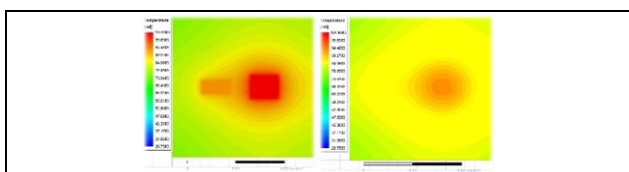


Figura MOSFET(dreapta în fiecare figură) și rezistențele de feedback (stânga în fiecare figură) – Distribuție termică PCB 30x30mm cu 1 via termic per 4mm²- Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

Aranjarea componentelor

Fiecare dispozitiv are o anumită cantitate de spațiu pe PCB de care are nevoie pentru a primi o răcire adecvată. Au fost încercate câteva aranjamente bazate pe încercare și eroare.

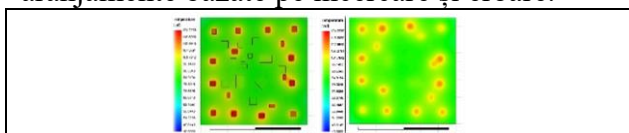


Figura 3.22- Toate componentele pe PCB cu 1 via termic per 4mm²- Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

În aceste circumstanțe, soluția la problema menționată mai sus ar putea fi o mărire a plăcii, un flux de aer forțat peste placă, montarea radiatoarelor peste tranzistori sau o combinație a celor anterioare. Figura 3.23 și Figura 3.24 arată rezultatele simulării în cazul în care un flux de aer de 0,25 m/s este suflat peste placă.

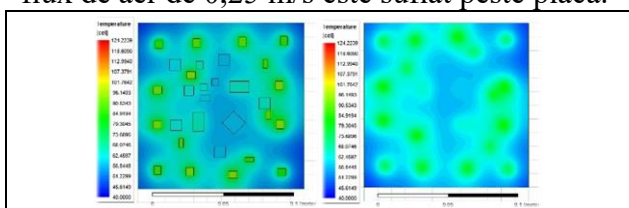


Figura 3.23 Toate componentele poziționate pe PCB cu 1 via termic per 4mm² și convecție forțată de 0.25m/s perpendicular pe fața plăcii- Top view (stânga) and Bottom view (dreapta)

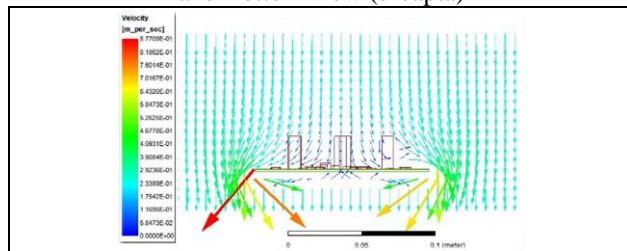


Figura 3.24 – Vectorii convecției forțate

Montarea radiatoarelor pe tranzistoare aduce placa într-o zonă sigură de funcționare în ceea ce privește temperaturile. Primele simulări sunt realizate cu un singur tranzistor cu radiator atașat și rezistor de detectare a curentului pe un PCB de 3cmx3cm cu acoperire de 90% de 1 oz. placare din cupru pe fiecare parte și cu câte o cale termică la fiecare 4 mm². Radiatorul are o bază de 14mmx14mm, o înălțime de 6mm și are 7 aripioare. Temperatura ambiantă este setată la 20 de grade C.

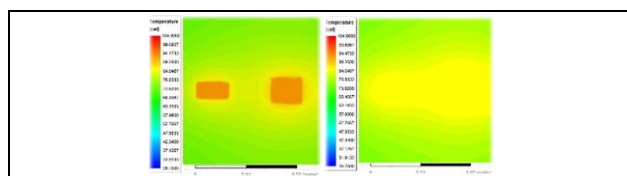


Figura 3.25 MOSFET(dreapta în fiecare figură) și rezistențele de feedback (stânga în fiecare figură) – Distribuție termică PCB 30x30mm cu 1 via termică per 4mm² cu radiator poziționat pe transistor- Top view (stânga) și Bottom view (dreapta)

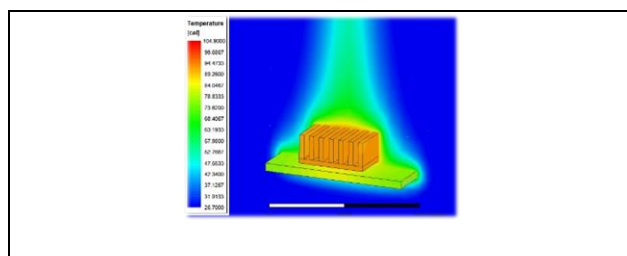


Figura 3.26 Distribuția termică pe radiatorul tranzistorului

Amplasarea finală a componentelor se bazează pe analiza distribuției căldurii făcută până acum și trebuie să încorporeze și soluții pentru constrângerile electrice ale proiectării

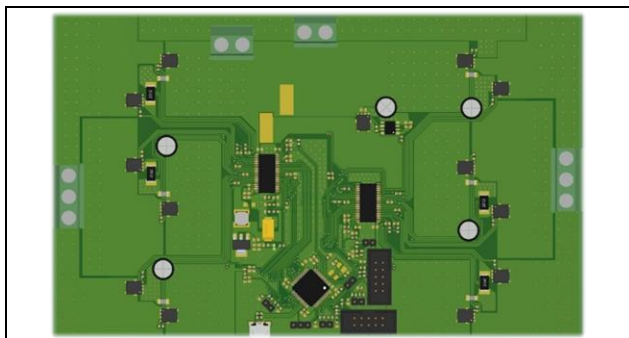


Figura 3.27 PCB - Schiță Layout

Figura 3.28 arată rezultatele simulării pentru partea de sus și de jos a schiței de amplasare. Primim aceleași rezultate ca și în simularea anterioară (vezi Figura 3.28). După cum era de așteptat, pentru a atinge obiectivul nostru de temperatură maximă de 100 °C, sunt necesare mijloace externe de îndepărtare a căldurii: aer forțat extern, radiatoare sau ambele.

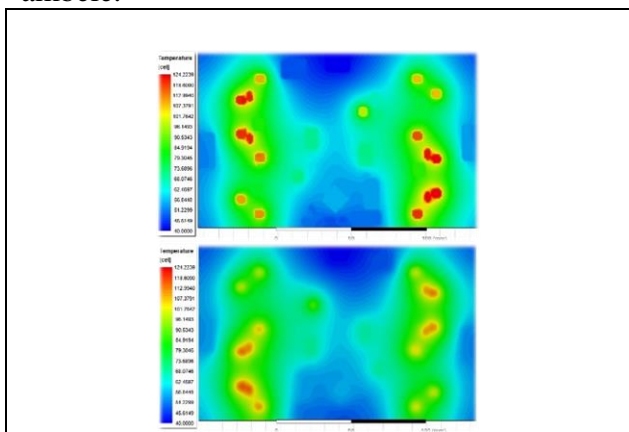


Figura 3.28 PCB Harta termică pe un PCB dublu strat cu 1 via termică per 4mm² - Top view (stânga) și Bottom view (dreapta)

3.4 Analiza integrității alimentării

Sursa de alimentare a plăcii trebuie în esență să furnizeze tuturor dispozitivelor logice energie electrică adecvată și o referință stabilă de tensiune pentru schimbul de informații sub formă de semnale atât digitale, cât și analogice.

3.4.1 Analiza DCIR

O primă analiză de bază se referă la cantitatea de energie care se pierde în traseele de cupru.

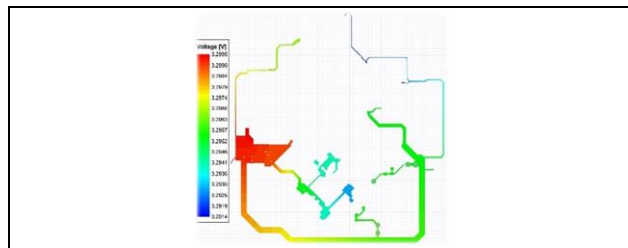


Figura 3.29 Analiza DCIR a tensiunii de 3.3VDC

Diferența maximă de tensiune pe placă este de 8,1 mV, iar valorile minime și maxime sunt de 3,2914V și, respectiv, 3,2999V. Aceste valori permit tuturor sistemelor să funcționeze corect (Fig 3.29).

3.4.2 Impedanța alimentării și zgomot

Fronturile de undă generează fluctuații de curent și, prin urmare, fluctuații de tensiune între inductanțele pe care le întâlnește de-a lungul traseului său, exprimate ca:

$$V_{fluctuation} = L \times di/dt \text{ raise/fall} \quad (3.43)$$

Ca regulă generală, se poate calcula rapid spectrul utilizând formula de mai jos [10]:

$$f_{knee} = 0.5/t \text{ raise/fall} \quad (3.44)$$

$$f_{knee} = 100\text{MHz, for } t \text{ raise/fall of } 5\text{ns} \quad (3.45)$$

Putem folosi această formulă pentru a înțelege unde se concentrează cea mai mare energie a impulsurilor digitale.

$$V_{noise} = Z_{PDN}(f) \cdot I_{noise} \quad (3.46)$$

Unde ZPDN este impedanța PDN-ului și I_{noise} este sarcina tranzitorie maximă.

$$Z_{PDN} = 100\text{mV}/150\text{mA} = 0.67\text{ohm, pentru partea digitală și}$$

$$Z_{PDN} = 16.5\text{mV}/150\text{mA} = 0.11\text{ohm, pentru partea analogică}$$

Pentru a atinge impedanța țintă, trebuie să calculăm impedanța sistemului pe întregul spectrul.

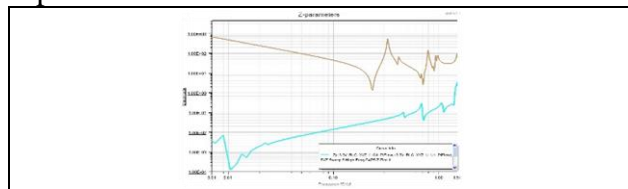


Figura 3.30 Impedanța PDN la MCU fără VRM: bare board (maro); cu capacitoare (albastru)

$$Z_{VRM} \approx 2\pi f L_{VRM} < 0.01 \text{ ohm} \quad (3.47)$$

De la un interval în kHz până la zeci de kHz, inductanța VRM și a cablurilor/traseelor încep să fie semnificative. O estimare a valorii necesare la acest nivel este oferită de următoarea formulă [11]:

$$C_{bulk} \geq \frac{1}{2\pi f \sqrt{Z_T^2 - ESR^2}} \quad (3.48)$$

unde f este frecvența minimă a intervalului, Z_T este impedanța țintă pe care o urmărim și ESR este rezistența totală a condensatorului, având de obicei valori mai mici de 50 mohm.

$$C_{bulk} \geq \frac{1}{2\pi * 50000 \sqrt{0.67^2 - 0.005^2}} \sim 4.7 * 10^{-6} F \quad (3.49)$$

$$f_{high} = \frac{\sqrt{Z_T^2 - ESR^2}}{2\pi ESL} \quad (3.50)$$

unde ESL este inductanța condensatorului. În mod normal, ESL pentru un astfel de condensator ar avea o valoare de aproximativ jumătate dintr-un Nanohenry (nH).

$$f_{high} = \frac{\sqrt{0.67^2 - 0.005^2}}{2\pi * 4 * 10^{-10}} \sim 270 * 10^6 Hz \quad (3.51)$$

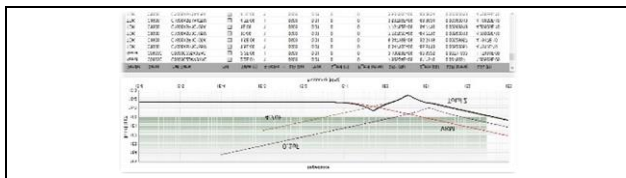


Figura 3.31 Impedanța VRM, capacitoare și Z total – fără placa

Figura 3.31 arată o posibilă soluție pentru o zona de stocare de energie.

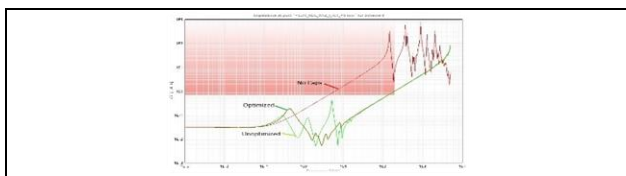


Figura 3.32 PDN la alimentarea MCU cu VRM și placa- fără capacitore (rosu), neoptimizat (verde), optimizat (maro)

Figura 3.32 arată că soluția noastră inițială, Figura 3.33 oferă soluția optimizată.

Capacitor	Value (F)	Vendor	Part
C3	4.7E-07	Murata	LLL185C70G47M4A01
C4	1E-06	Murata	LLL185C70G109ME01
C5	1E-06	Murata	LLL185C70G109ME01
C10	1E-06	Murata	LLL185C70G109ME01
C11	1E-06	Murata	LLL185C70G109ME01
C17	1E-06	Murata	LLL185C70J109ME14
C18	1E-07	Murata	LLL189R71A109MA11
C28	1E-06	Murata	LLL185C70G109ME01
C29	1E-06	Murata	LLL185C70J109ME14

Figura 3.33 PDN soluție optimizată a capacitoarelor

3.4.3 Rezonanțe

Figura 3.34 prezintă modurile și frecvențele de rezonanță relevante.

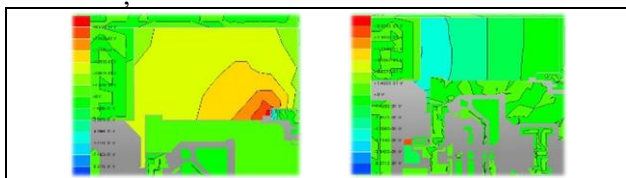


Figura 3.34 Moduri rezonante pentru tensiune și retur pe o porțiune mică a plăcii unde acestea apar ca planuri de alimentare - 126kHz stânga și 296MHz dreapta

3.5 Analiza integrității semnalului

Analiza integrității semnalului (SI) se ocupă de calitatea informațiilor transmise și primite sub formă de mărimi electrice analogice.

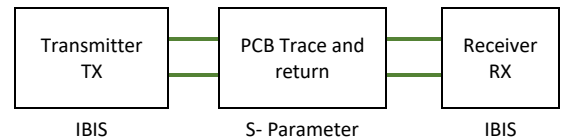


Figura 3.35 Simulare în domeniul timp utilizând IBIS și parametri – S

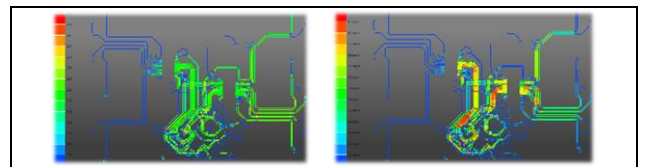


Figura 3.36 Interferența la nivelul plăcii - NEXT (Near End Crosstalk)-stânga; FEXT (Far End Crosstalk) – dreapta

Locurile în care are loc crosstalk-ul semnificativ sunt evidențiate cu roșu.

Analiza semnalelor analogice

Feedback-ul curentului motorului sunt semnale analogice de primă importanță pentru buna funcționare a dispozitivului electronic, așa că rutarea corectă este obligatorie. Feedback-ul analogic trimis de la cele două DRV8301 către MCU este analizat mai întâi (Fig 3.37).

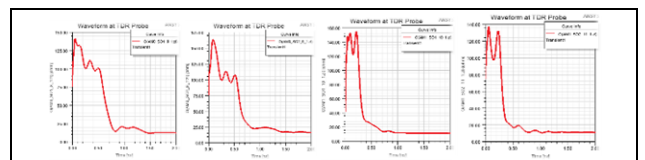


Figura 3.37 Analiza TDR a feedback-urilor curentilor procesați; de la stânga la dreapta – M0_SO1, M0_SO2, M1_SO1, M1_SO2

Liniile oscilatoruluiș Figura 3.38 prezintă diagrama și layout-ul.

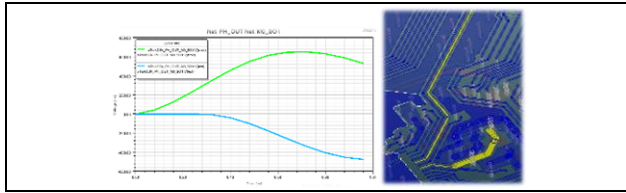


Figura 3.38 Crosstalk: Liniile oscilatorului vs feedback curent (M0_SO1)-stânga; layout – dreapta

Analiza arată un impact moderat asupra liniei analogice. În continuare, vom verifica impactul semnalului PWM asupra liniilor analogice. Rezultatul este prezentat în Figura 3.39.

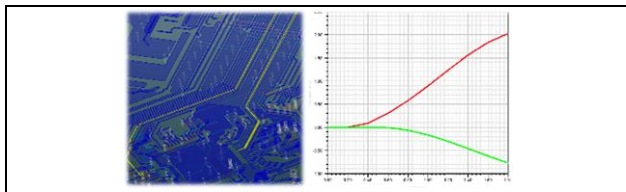


Figura 3.39 Interferența între traseele PWM și traseele analogice M0

Analiza *crosstalk*-ului indică aproximativ 2 mili volți de tensiune indusă.

3.5.1 Analiza semnalelor PWM

Semnalele PWM transportă informațiile de comutare către driverul motorului.

Layer	Type	Length (mm)	Delay (ps)	Z0 (ohms)	Top Ref. Layer
Net: M0_AH					
Path: Pin_RLC_XYZ_1_K141_1 -> Pin_RLC_XYZ_1_K31_17_1 (Length: 78.0173 mm)					
Top_Layer	Microstrip	2.41198	14.3883	137.314	N/A
Top_Layer	Microstrip	0.2029	1.21017	137.314	N/A
Top_Layer	Microstrip	0.75903	34.3487	137.314	N/A
Top_Layer	Routing	1.71126	10.1916	140.762	N/A
Top_Layer	Microstrip	23.4534	139.908	137.314	N/A
Top_Layer	Microstrip	17.5568	104.733	137.314	N/A
Top_Layer	Routing	2.99645	17.6457	140.762	N/A
Bottom_Layer	Routing	2.33189	11.5626	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	0.45002	41.9021	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	0.399517	1.90113	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	1.26562	6.25087	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	2.53763	12.5036	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	1.63366	8.10103	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	0.56246	2.70914	74.7051	N/A
Bottom_Layer	Routing	2.31319	11.4707	74.7051	N/A
Top_Layer	Routing	0.129662	0.736482	140.762	N/A
Top_Layer	Routing	0.526595	3.13614	140.762	N/A
Top_Layer	Routing	0.685678	4.08364	140.762	N/A
Top_Layer	Routing	0.0262484	0.156325	140.762	N/A

Figura 3.40 M0_AH – Caracterizarea traseelor în formă tabelară

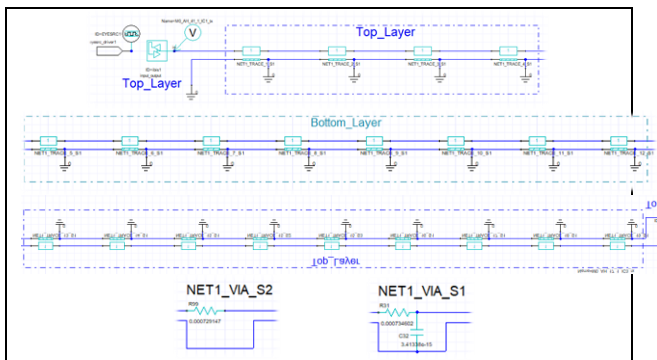


Figura 3.41 Traseu PWM (M0_AH) - caracterizare

Figura 3.41 prezintă caracterizarea liniei de transmisie a semnalului M0_AH. Atât Figura 3.42, cât și Figura 3.43 oferă indicii vitale

pentru proiectant, în ceea ce privește caracteristicile electrice ale căii semnalului.

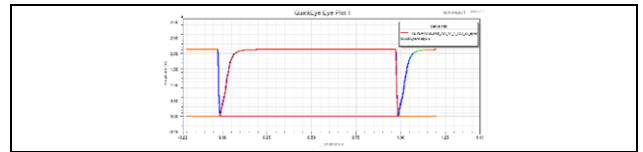


Figura 3.42 M0_AH – analiza Quick Eye

Figura 3.42 ajută la identificarea posibilei degradări a semnalului la capătul receptorilor.

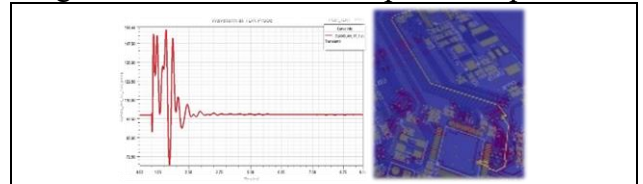


Figura 3.43 Traseele PWM M0_AH PWM analiza TDR (stânga), trasee (dreapta)

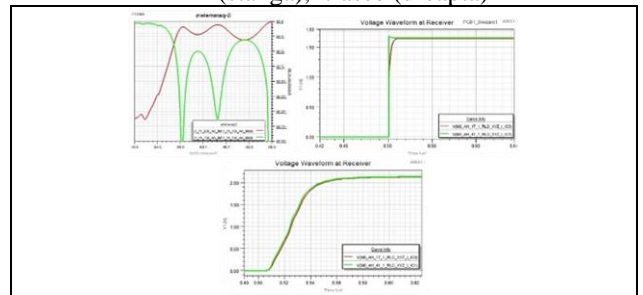


Figura 3.44 S-Parameter (stânga), semnal cu front rapid (mijloc), semnal cu front lent (dreapta)

Cele două cazuri prezentate, sunt cazuri extreme: cel mai rapid și cel mai lent timp de creștere programabil pe ieșiri, folosind date IBIS (Fig. 3.44).

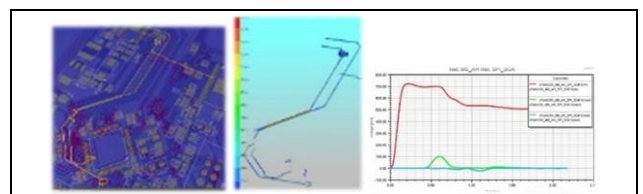


Figura 3.45 Crosstalk linie PWM - trasee (stânga), crosstalk overlay (mijloc), tensiune indusă (dreapta)

3.5.2 Analiza câmpurilor

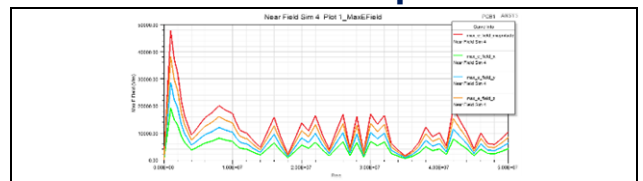


Figura 3.46 M0_AH – câmpul E

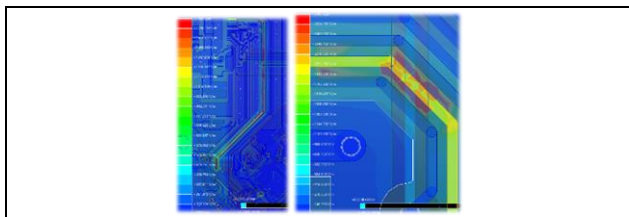


Figura 3.47 M0_AH câmpul E – reprezentare grafică și detaliu

Studiul semnalelor nu ar fi complet fără înțelegerea mărimii și distribuției câmpurilor electrice și magnetice. Graficul din Figura 3,46 arată câmpul E total alături de distribuția câmpului pe direcțiile X, Y și Z. Figura 3.47 oferă alte indicii vizuale cu privire la distribuția și mărimea câmpului electric la valoarea sa de vârf de-a lungul căii semnalului.

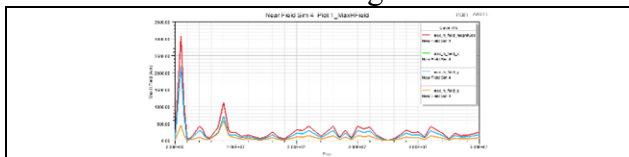


Figura 3.48 M0_AH – câmpul H

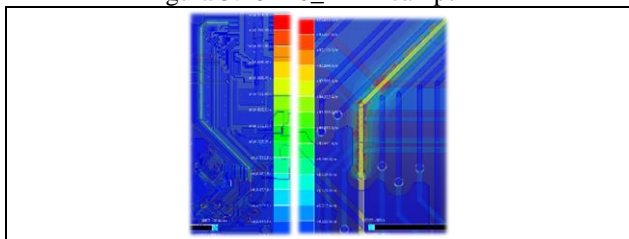


Figura 3.49 M0_AH câmpul H reprezentare grafică și detaliu

Figura 3.48 și Figura 3.49 arată într-un mod vizual puternic, câmpul magnetic generat în jurul M0_AH la 1MHz.

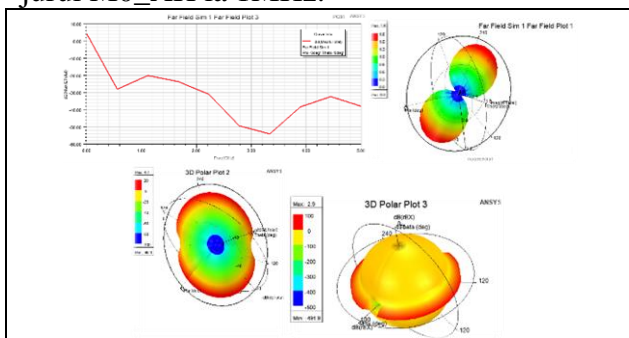


Figura 3.50 M0_AH Electromagnetic Far Field – mărime vs Frecvența (sus stânga); mărimea totală a câmpului (sus dreapta); mărimea totală polară (jos stânga); mărime polară X (jos dreapta)

Figura 3.50 prezintă mărimea de-a lungul axelor spațiale.

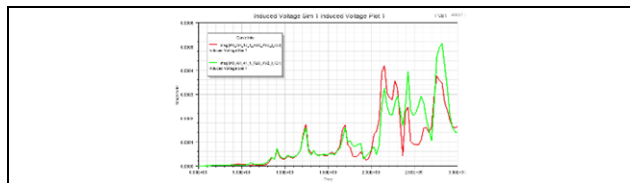


Figura 3.51 Impactul EMI extern asupra semnalului M0_AH

Figura 3.51 identifica grafic tensiunea indusă cauzată de un câmp electromagnetic cu o singură incidență dată de $\Phi=0^\circ$, $\Theta=90^\circ$ și polarizarea $E_{\Phi=0}$ și $E_{\Theta=1}$.

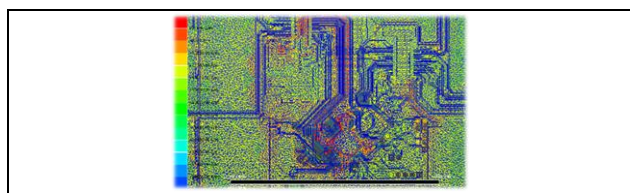


Figura 3.52 Câmpul J la 1MHz

Figura 3.52 oferă un indiciu vizual asupra densității și orientării căilor de curent.

3.6 Concluzii

Capitolul actual a tratat pașii principali pe care îi face un proiectant pentru a dezvolta o placă de circuit imprimat. Componentele au fost plasate mai întâi ghidate de caracteristicile termice ale componentelor majore consumatoare de energie folosind Ansys IcePak. Apoi a fost analizată rețeaua de alimentare, condensatorii de decuplare și bypass au fost dimensionați corespunzător, iar pierderile din trasee și planurile de alimentare au fost determinate folosind SiWave PI Advisor și SiWave DC Analyzer. Integritatea semnalului a fost studiată folosind SiWave TDR Analyzer, S-Parameter Analyzer, Crosstalk Analyzer și cu ajutorul Ansys AEDT au fost determinate și Eye Diagrams și Transmission Line Characterization. Câmpurile Near și Far au fost reprezentate la cele mai semnificative frecvențe împreună cu Câmpul J, precum și tensiunile induse datorate câmpurilor externe folosind Ansys SiWave în combinație cu AEDT.

Analiza prezentată în această lucrare s-a limitat doar la câteva trasee și semnale reprezentative. Se înțelege că restul plăcii a fost abordat

aproape în același mod în care au fost modelate și analizate semnalele analogice și PWM. S-au dobândit cunoștințe importante care au condus la descoperirea mai multor imperfecțiuni, cum ar fi impedența traseelor USB, crosstalk-ul asupra semnalelor de feedback analogic și viteza interfeței SPI, pentru a numi doar câteva. Soluția a fost schimbată ca urmare și a fost emisă o nouă revizie. Procesul de proiectare s-a bazat în mare parte pe software-uri CAE puternice, precum ANSYS IcePak, SiWave, AEDT și altele, a căror contribuție a fost în general apreciată ca fiind remarcabilă.

Capitolul 4 - Sistem compact de amortizare al vibrațiilor

4.1 Introducere

În cadrul lucrării de față, pe lângă dezvoltarea de soluții noi în cadrul tehnicii liniare, se abordează și domeniul amortizării vibrațiilor, în încercarea de a propune o soluție tehnică completă, capabilă să facă față unui spectru larg de aplicații cum ar fi: mașini de producție, 3D-printer, mașini Pick-and-place, robot cartezian, mașini unelte, etc.

4.2 Studiul compresiei straturilor subțiri de aer la interfața lagărului liniar

Pentru derivarea ecuațiilor care descriu comprimarea unui strat fin de aer, se idealizează următorii parametri:

- Grosimea stratului de aer este mult mai mică decât suprafețele limită
- Curgerea are viteză mică
- Nu există gradient de presiune pe verticală
- Curgerea orizontală urmează un profil Poiseuille quadratic
- Aerul e modelat ca un gaz ideal, descris de ecuația gazului ideal
- Sistemul este izotermic, prin aceea că toată căldura generată de sistem este imediat și complet absorbită de mediu

Parametrii sistemului:

η - coeficient de viscozitate dinamică

$\xi - y/W$

$$\alpha - \alpha_n = \frac{h_0^2 P_0 \pi^2}{12\eta W^2}$$

$$\sigma - \sqrt{\sigma_n} = n\pi$$

$$\omega_c - \omega_c = \frac{\pi^2 h_0^2 P_0}{12\eta W^2}$$

τ - tensiune de forfecare

ρ - densitate

P - Presiunea gazului

V - Volumul gazului

n - masa molară a gazului

h - distanța dintre plăci

R - constanta universală a gazului = $8.3 \cdot 10^3$ [J/(kg*K)]

T - temperatura absolută a gazului

L - dimensiunea caracteristică a curgerii (din numărul Reynolds)

U - viteza caracteristică a curgerii (din numărul Reynolds)

g - accelerația gravitațională

x, y, z - direcții carteziene

K - numărul Knudsen (raportul dintre liberul parcurs molecular

(λ) și lungimea caracteristică h)

W - lățimea plăcii superioare

$$12\eta \frac{\partial(P_h)}{\partial t} = \nabla \cdot [(1 + 6K_n)h^3 P \nabla P] \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(P_h)}{\partial t} = \frac{h^3}{12\eta} \nabla [P \nabla P] \Rightarrow \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial(P_h)}{\partial t} = \frac{h^3}{12\eta} \frac{1}{2} \nabla^2 P^2 \quad (4.3)$$

$$h = h_0 + \delta h \quad \text{unde} \quad \delta h \ll h_0 \quad (4.4)$$

$$P = P_0 + \delta P \quad \text{unde} \quad \delta P \ll P_0 \quad (4.5)$$

Problema va fi simplificată și mai mult prin luarea în calcul a unei curgeri unidimensionale, cu alte cuvinte presiunea are un gradient numai pe o singură direcție, aleasă să fie direcția y , perpendiculară pe lungimea plăcilor.

$$\frac{\partial((P_0 + \delta P)(h_0 + \delta h))}{\partial t} = \frac{(h_0 + \delta h)^3}{12\eta} \frac{1}{2} \frac{\partial^2 (P_0 + \delta P)^2}{\partial y^2} \quad (4.6)$$

$$(h_0 + \delta h) \frac{\partial(\delta P)}{\partial t} + (P_0 + \delta P) \frac{\partial(\delta h)}{\partial t} = \frac{(h_0 + \delta h)^3}{12\eta} (P_0 + \delta P) \frac{\partial^2 \delta P}{\partial y^2} \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial \delta P}{\partial t} + \frac{\partial \delta h}{\partial t} \approx \frac{h_0^2 P_0}{12\eta} \frac{\partial^2 \delta P}{\partial y^2} \quad (4.8)$$

Notăm:

$$\hat{p} = \frac{\delta P}{P_0} \quad (4.9)$$

$$\xi = \frac{y}{W} \quad (4.10)$$

Rezultă:

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial t} - \frac{h_0 P_0}{12\eta W^2} \frac{\partial^2 \delta \hat{p}}{\partial \xi^2} = -\frac{\hat{h}}{h_0} \quad (4.11)$$

Ecuația care descrie variația presiunii este acum scrisă sub forma unei ecuații parțiale liniare dependentă de viteza plăcii.

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial t} - \frac{h_0^2 P_0}{12\eta W^2} \frac{\partial^2 \delta \hat{p}}{\partial \xi^2} = 0 \quad (4.12)$$

Soluțiile sunt de forma

$$\hat{p}(\xi, t) = \hat{p}(\xi) e^{-\alpha t} \quad (4.13)$$

Înlocuind forma soluției în ecuație:

$$\alpha \hat{p} + \frac{h_0^2 P_0}{12\eta W^2} \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial \xi^2} = 0 \quad (4.14)$$

De unde derivăm soluțiile:

$$\hat{p} = A_n \sin(\sqrt{\sigma_n} \xi) + B_n \cos(\sqrt{\sigma_n} \xi) \quad (4.15)$$

$$\sigma_n = \frac{12\eta W^2 \alpha_n}{h_0^2 P_0} \quad (4.16)$$

Pentru a nu complica soluțiile vom presupune că la marginea plăcii superioare, presiunea

este egală cu cea ambientală P_0 , sau altfel spus \hat{p} este în aceste zone zero. Prin simetrie:

$$\frac{d\hat{p}}{d\xi} = 0 \text{ pentru } \xi = \frac{1}{2} \quad (4.17)$$

Rezultă:

$B_n = 0$ pentru orice n

$A_n = 0$ pentru orice n par

$$\sqrt{\sigma_n} = n\pi \Rightarrow \alpha_n = \frac{h_0^2 P_0 n^2 \pi^2}{12\eta W^2} \text{ pentru } n \text{ impar} \quad (4.18)$$

Valorile lui A_n pentru valorile impare ale lui n se pot identifica din condiția ca placa să se deplaseze uniform față de placa inferioară.

$$A_n = -\frac{4z_0}{h_0 n \pi}; \text{ pentru } n \text{ impar} \quad (4.19)$$

Soluția completă este:

$$\hat{p} = -\frac{4z_0}{h_0 \pi} \sum \frac{1}{n} \sin(\sqrt{\sigma_n} \xi) e^{-\alpha_n t}, n \text{ impar} \quad (4.20)$$

Forța totală care acționează asupra plăcii este:

$$F(t) = \int_0^1 \delta p L dy = \int_0^1 \delta p L W d\xi \quad (4.21)$$

$$F(t) = P_0 W L \int_0^1 \hat{p}(t, \xi) d\xi = -P_0 W L \frac{4z_0}{\pi h_0} \int_0^1 \left(\sum \frac{1}{n} \sin(n\pi \xi) e^{-\alpha_n t} \right) d\xi \quad (4.22)$$

$$F(t) = -P_0 W L \frac{8z_0}{\pi^2 h_0} \sum \frac{1}{n^2} e^{-\alpha_n t}, n \text{ impar} \quad (4.23)$$

Transformata Laplace a răspunsului la impuls, de la 0 la infinit este (n impar):

$$F(s) = -P_0 W L \frac{8z_0}{\pi^2 h_0} \sum \frac{1}{n^2} \frac{1}{s + \alpha_n} \quad (4.24)$$

$$F(s) = -P_0 W L \frac{8z_0}{\pi^2 h_0} \frac{12\eta W^2}{\pi^2 h_0^3 P_0} \sum \frac{1}{n^4} \frac{1}{\frac{s}{\alpha_n} + 1} \quad (4.25)$$

$$F(s) = -\frac{96\eta L W^3}{\pi^4 h_0^3} s \left(\frac{z_0}{s} \right) \sum \frac{1}{n^4} \frac{1}{\frac{s}{\alpha_n} + 1} \quad (4.26)$$

Pentru o viteză arbitrară, transformata Laplace a forței este (viteza = $z(s)$)

$$F(s) = -\frac{96\eta L W^3}{\pi^4 h_0^3} s \left(\frac{z_0}{s} \right) \left(\sum \frac{1}{n^4} \frac{1}{\frac{s}{\alpha_n} + 1} \right) s \cdot z(s) \quad (4.27)$$

Din seria de mai sus, practic de interes este doar primul termen. Expresia forței devine atunci:

$$F(s) = \frac{b}{1 + \frac{s}{\omega_c}} s \cdot z(s) \quad (4.28)$$

$$b = \frac{96\eta L W^3}{\pi^4 h_0^3} \quad (4.29)$$

$$\omega_c = \frac{\pi^2 h_0^2 P_0}{12\eta W^2} \quad (4.30)$$

Tot de interes practic pentru integrarea dispozitivului în calculul unui sistem mai amplu este funcția de transfer care leagă viteza plăcii de forță.

$$H(s) = \frac{F(s)}{s \cdot z(s)} = \frac{b}{1 + \frac{s}{\omega_c}} \quad (4.31)$$

Se poate observa că funcția are forma unui filtru trece-jos, cu o frecvență caracteristică ω_c .

$$H(s) = \frac{F(s)}{z(s)} = \frac{s \cdot b}{1 + \frac{s}{\omega_c}} \quad (4.32)$$

Deși în dezvoltarea analitică de mai sus s-au luat în calcul un număr de ipoteze simplificatoare, rezultatul este unul care anticipează corect funcționarea sistemului. La frecvențe mici placa se mișcă prin fluid cu viteză mică, astfel încât fluidul are timp să curgă în afară, iar efectul rezultat este acela de amortizare. Aceasta amortizare este fără îndoială o acțiune disipativă, în cazul aplicației de față reprezintă un fenomen pozitiv, având darul să reducă amplitudinea vibrațiilor. La frecvențe mari, placa comprimă gazul care generează un „resort gazos”, care înmagazinează energie potențială. Acest resort micșorează amplitudinea mișcării plăcii, dar nu disipă direct energia. Totuși, trecerea energiei dintr-o formă în alta, adică din energie cinetică a plăcii, în energie potențială în gazul comprimat se poate face numai printr-un proces disipativ și de aceea are iarăși darul de a amortiza vibrațiile.

4.3 Studiul analitic al compresiei straturilor subțiri de lichid magnetoreologic

Tehnologia propune o serie de avantaje care ar putea conduce la realizări deosebite:

- Posibilitatea de a genera forțe foarte mari de amortizare într-un spațiu extrem de redus și cu masă mică
- Capacitatea de a modifica impedanța mecanică văzută de vibrații și astfel capacitatea de a difuza energia oscilatorie pe un spectru mai larg și ca o consecință directă, posibilitatea de a rupe întreținerea undelor staționare. În acest sens există deja cel puțin un patent [4] care propune o soluție bazată pe aceasta tehnologie
- Capacitatea de a genera mici vibrații care pot fi folosite la ruperea contactului din lagărul de alunecare liniar adiacent și poate conduce astfel la micșorarea stick-slip-ului acestuia
- Control semi-activ sau adaptiv pasiv

- Capacitatea de a schimba parametrii de funcționare cu o lățime de bandă de până la 1kHz
- Eficienta a costurilor
- Energie de comandă relativ mică comparativ cu alte tehnologii: amortizor inerțial, fluide ER, sisteme piezo

Suspensiile concentrate care conțin particule solide în lichide newtoniene, demonstrează un prag de efort, urmat apoi de o comportare newtoniană. Aceste tipuri de lichide sunt denumite generic „fluid plastic Bingham” (Figura 4.1).

$$\tau = GB \text{ pentru } |\Pi_\tau| \leq \tau_y^2 \quad (4.33)$$

$$\tau = 2 \left(\eta_0 + \frac{\tau_y}{2|\Pi_D|^{1/2}} \right) D \text{ pentru } |\Pi_\tau| > \tau_y^2 \quad (4.34)$$

Aici τ , D și B sunt tensiunea internă, rata deformării, și respectiv tensorii deformațiilor. G este modulul de elasticitate și η_0 este viscozitatea sub zona pragului de efort. τ_y este pragul de efort, Π_D este al doilea invariant al lui D .

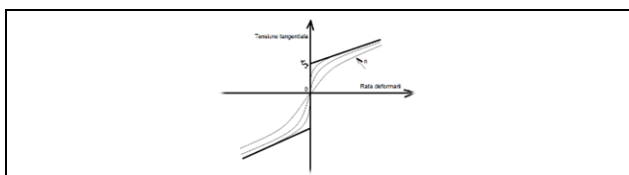


Figura 4.1 Fluid Bingham – funcție von Mises și aproximări Papanastasiou (varierea numărului n aduce funcția aproape de curba reală a fluidului)

În anul 1987, Papanastasiou și colaboratorii, au propus o alta formă a ecuației, una care putea descrie cele două stări printr-o singură expresie, și anume:

$$\tau = - \left[\eta_0 + \frac{\tau_y(1 - e^{-n\dot{\gamma}})}{\dot{\gamma}} \right] \dot{\gamma} \quad (4.35)$$

Unde $\dot{\gamma}$ este rata de forfecare, iar n este parametrul de regularizare care permite conformarea funcției cu relația tensiune-deformări reala a fluidului.

Soluțiile acestei ecuații în cazul special al lichidelor magnetoreologice, a fost rezolvata de Alireza Farjoud [12], în urma generării formei non-dimensionale, alegând:

$$v = \frac{-\dot{h}R}{h}, \quad \dot{\Gamma} = \frac{\dot{\gamma}h}{V}, \quad T = \frac{\tau}{\eta_0 V/h}, \quad \varepsilon = \frac{h}{R} \quad (4.36)$$

Unde V este viteza caracteristică, τ este tensorul tensiunilor, $\dot{\gamma}$ tensorul ratei de deformare, $\dot{\Gamma}$ este tensorul non-dimensional al tensorului de deformare, iar T este tensorul non-dimensional al tensiunilor. Raportul dintre raza și distanța dintre plăci este ε .

Ecuația Papanastasiou devine în format non-dimensional:

$$T = - \left[1 + \frac{Bn(1 - e^{-N\dot{\Gamma}})}{\dot{\Gamma}} \right] \dot{\Gamma} \quad (4.37)$$

Unde $B_n = \frac{\tau_y h}{V \eta_0}$ este numărul Bingham,

iar $N = \frac{n_y}{h}$ este regularizarea non-dimensională a parametrului n din modelul Papanastasiou.

4.4 Schiță soluție

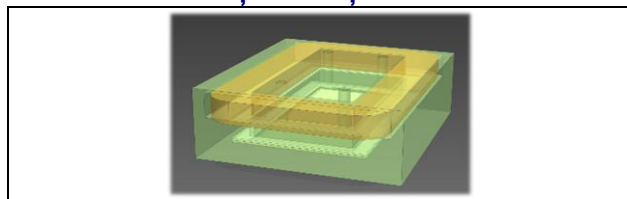


Fig. 2 Vedere de ansamblu al amortizorului

Sistemul propus (Fig 3.) se compune din două corpuri conectate prin lamele flexibile (Flexure) care ghidează subansamblul superior în mișcarea să oscilatorie pe axa z . Corpul este compus din materiale permeabile câmpului electromagnetic și prezintă două secțiuni întrefier. Prima secțiune este cea ocupată de către fluidul magnetoreologic și realizează o distribuție uniformă a câmpului magnetic, producând o viscozitate fără gradienti semnificativi. A doua secțiune este necesară pentru a separa cele două corpuri care se află în mișcare relativă unul față de celălalt.

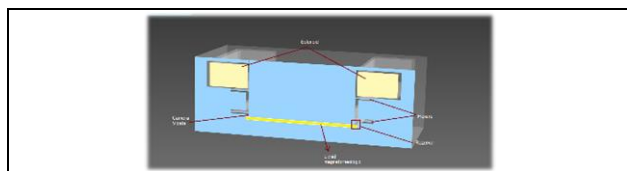


Fig. 3 Detaliu dispozitiv

Fluidul magnetoreologic se află închis etanș, în vid. Acest aspect împiedică contaminarea fluidului cu bule de gaz, care îi afectează în mod imprevizibil viscozitatea. Nu este încă

clar dacă acest lucru este absolut necesar, testele de prototip vor aduce mai multe date în acest sens. În urma comprimării, fluidul se va ridica prin extremități, către o zonă specială în care se poate acumula. Revenirea din această zonă se realizează atât prin decompresia zonei care apare la mișcarea corpului superior pe axa z, cât și gravitațional.

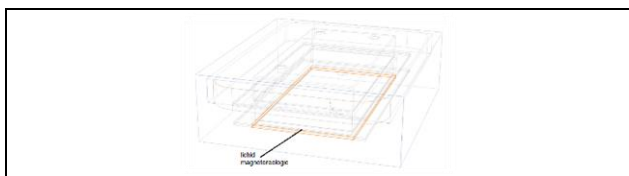


Fig. 4 Ansamblu complet cu identificarea poziției fluidului

4.5 Concluzii

Vibrațiile sunt un punct central în contextul mașinilor de producție. Cu atât mai mult dacă este vorba despre mașini-unelte. În lucrarea de față s-au trecut în revistă cele mai importante metode de a le trata. Dintre posibilele tehnologii s-au ales două. Prima tehnologie este aceea a amortizării care apare în straturile subțiri de fluid atunci când sunt supuse compresiei și decompresiei. A doua tehnologie vine să o completeze în mod sinergic pe prima. Este vorba despre tehnologia fluidelor controlabile prin câmpuri electromagnetice. Alegerea a fost făcută datorită amortizării mari pe care o pot realiza într-un spațiu limitat și datorită plajei mari de frecvențe în care poate fi eficientă datorită în principal proprietăților fluidului magnetoreologic. Lucrarea conține bazele analitice care stau la baza construirii unui sistem activ de amortizare al vibrațiilor utilizând tehnologiile menționate anterior, precum și o schiță a unei soluții mecanice. Sistemul are caracteristici foarte promițătoare, în special datorită faptului că poate fi integrat în orice soluție ca parte a lagărului axial.

Capitolul 5- Lagăre de alunecare și mecanism liniar

5.1 Exemple experimentale

5.1.1 Lagăr mașină unealtă

Lagăr axial polimeric, construit din polietilena cu densitate ultra ridicată și

contrafața din oțel 1.4301 (SS304). Asigură o rulare fără lubrifiere, cu stick-slip neglijabil și amortizare bună a vibrațiilor.

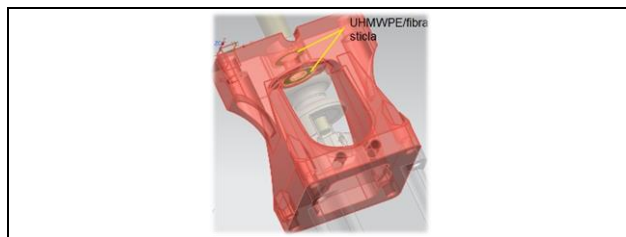


Figura 5.1 Lagăr Axa liniara mașină-unealtă



Figura 5.2 Lagăr mașină-unealtă - structură experimentală

5.1.2 Lagăr axial mașină producție

Sistem de mișcare liniară cu piuliță/piulițe mobilă/e pentru mișcări rapide multi-axă pe același șurub cu piuliță și lagăr axial din materiale polimerice POM și respectiv UHMWPE ranforsat cu fibre de carbon.

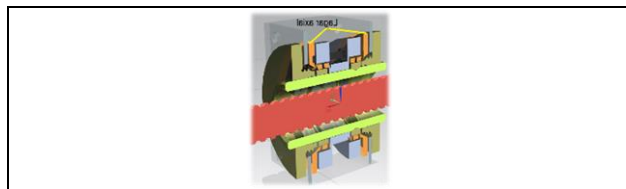


Figura 5.3 Lagăr axial polimeric



Figura 5.4 Ansamblu experimental șurub - piuliță

5.2 Schiță soluție axă de translație

În cadrul soluției prezentate în aceasta lucrare a fost ales un șurub trapezoidal cu un unghi de 30 de grade, în ciuda faptului că șuruburile pătratică au o eficiență mai ridicată. Faptul că flexează mai mult la bază și că sunt mai

costisitoare au fost argumentele împotriva alegerii lor.

Al doilea element pe care se bazează soluția este acela al distribuției mai uniforme a flancurilor piuliței pe suprafața flancurilor șurubului prin împărțirea piuliței în bucăți mai mici tensionate individual. În soluția prezentată în această lucrare se iau în considerare doar două bucăți pretensionate, însă aceasta tehnica poate fi folosită pentru a genera multe astfel de zone, chiar mai mici de 360 de grade. La limită, piulița poate fi distribuită pe zeci de bucăți, pretensionate în grup sau individual, măbind suprafața de contact, ideal chiar către 100%.

În ceea ce privește lagărul axial al transmisiei, acesta trebuie să întocmească o serie de cerințe:

- să fie imun la șpan/pulberi fine de lemn, să fie ajustabil astfel încât să poată compensa jocurile axiale și să permită varierea rigidității după necesitate prin varierea preîncărcării,
- să aibă capacitatea de a amortiza vibrațiile,
- să necesite o mentenanță redusă,
- să fie capabil să transfere eficient și sigur energia mecanică

Soluția finală conține un lagăr axial de alunecare, format dintr-o suprafață plană din polietilena cu masă molară ultra ridicată (UHMWPE). Aceasta suprafață se înfiletează pe butucul principal în cuante predefinite de geometria lamelelor exterioare suprafeței, până la contactul cu partea fixă a lagărului și până se stabilește preîncărcarea dorită. Geometria lamelelor exterioare este compusă dintr-o parte flexibilă a cărei complianță este studiată după aceleași principii ca cele ale lamelelor flexibile ale ghidajului liniar, deoarece comportă același fenomen fizic. La capătul fiecărei lamele pe partea inferioară se găsesc mici conuri care își găsesc locul pe partea exterioară a butucului. La fiecare răsucire, lamelele flexibile indexează o altă gaură a butucului permițând varierea preîncărcării sau doar compensarea jocului. Aceste proeminente de tip conic reprezintă principalul mecanism de transfer al cuplului între butuc și lagăr.

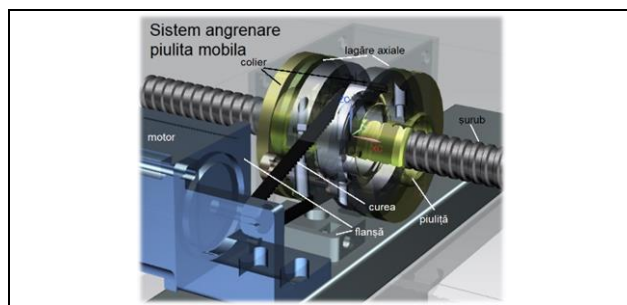


Figura 5.5 Schiță soluție a transmisiei liniare

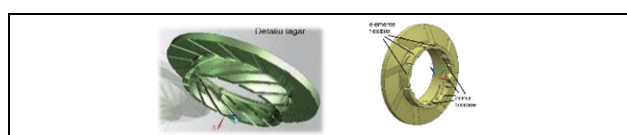
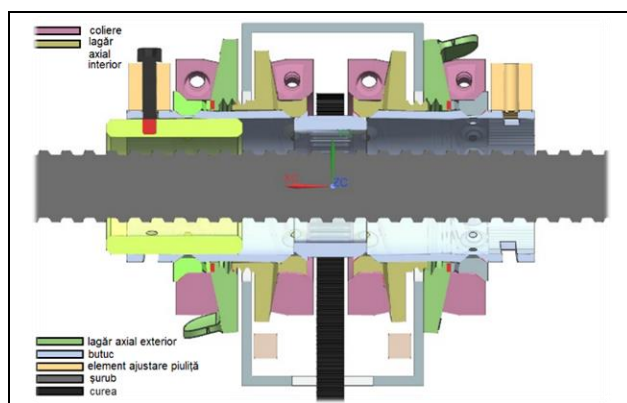


Figura 5.6 Lagăr axial, detalii părți componente



Figură 5.7 Secțiune plană prin transmisia șurub – piuliță

Construcția transmisiei este alcătuită din următoarele componente (Figură 5.7):

- Lagăr axial
 - o Sistem ajustare joc și preîncărcare lagăr cu filet
 - o Sistem ajustare cu lamele compliante integrate lagărului
 - o Cupla de alunecare UHMWPE/otel
- Sistem fixare lagăr
 - o Conuri de blocare
 - o Contra-conuri
 - o Coliere de fixare
 - o Sistem de transfer al cuplului de rotație

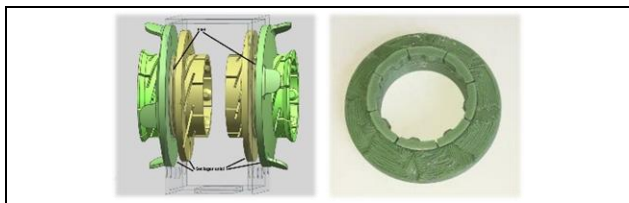


Figura 5.8 Set lagăr axial cu ajustare prin filet

Ajustarea jocurilor axiale și varierea rigidității lagărului se realizează prin modificarea distanței dintre elementele constructive (Figura 5.8), cu ajutorul unui sistem cu filet. Ajustarea are loc în cuante predefinite. La fiecare modificare a distanței, lamelele flexibile prevăzute la margini cu o serie de conuri de blocare, indexează găurile din butuc (Figura 5.9 și Figura 5.13).

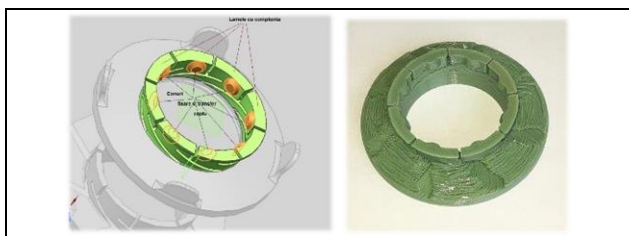


Figura 5.9 Conuri de fixare și de transfer cuplu

Conurile au libertatea de a părăsi gaura curentă datorită complianței lamelei pe care se află și care permite flexarea pe două direcții. Prima direcție este radială și permite conului să părăsească gaura, iar a doua este axială și permite lagărului să se deplaseze pentru ajustare (Figura 5.9 și Figura 5.10).



Figura 5.10 Sistem de ajustare axial realizat cu ajutorul lamelelor cu complianță; a) construcție finală; b) stadii evoluție formă

Forma conică a pinilor de blocare permite blocarea elementelor sistemului fără joc. Spre

deosebire de pinii și găurile cilindrice, pinii conici au proprietatea de a se ajusta intrinsec prin forma lor.

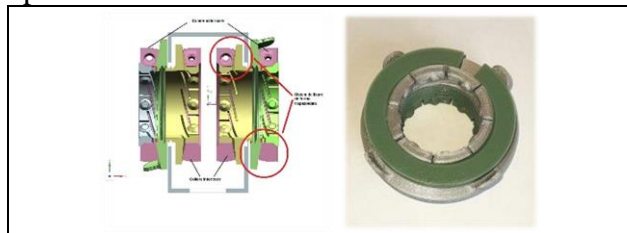


Figura 5.11 Sistem fixare lagăr realizat cu ajutorul colierelor cu profil trapezoidal

După ajustare, elementele mobile ale lagărului sunt blocate cu ajutorul unor coliere concepute special în acest sens. Colierele sunt strânse cu ajutorul șuruburilor și permit blocarea fără a utiliza un cuplu de strângere semnificativ. Acest lucru se datorează faptului că blocarea nu se realizează prin frecare, ci prin blocarea cu pini. Prin aceasta se elimină posibilitatea de fluaj, o sensibilitate specifică materialelor polimerice supuse încărcărilor mecanice (Figura 5.11).

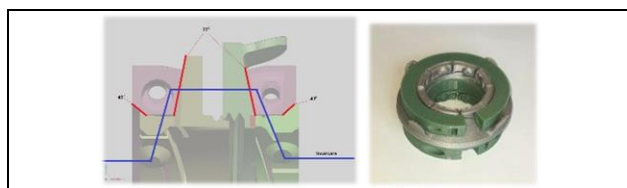


Figura 5.12 Detaliu profil trapezoidal și linia de forță

Unghiurile de contact ale colierului cu cele două flancuri ale pieselor mobile ale lagărului și ale elementelor de prindere, permit transferul de cuplu de la butuc către lagăr fără a modifica poziția lamelelor flexibile, care prin strângere fac corp comun cu colierele și conurile, constituindu-se un sistem mecanic rigid. Acest aspect este voit generat din proiectare și permite transferul de cuplu, protejând în același timp lamelele, care datorită complianței lor, nu pot susține singure încărcările generate uzual în timpul funcționării (Figura 5.12).

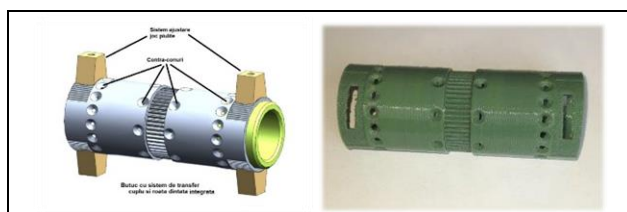


Figura 5.13 Butuc cu roata dințată integrată

Partea inferioara a sistemului este reprezentată de butuc. Acesta face legătura dintre elementele lagărului, cele două sisteme șurub - piuliță și a curelei de angrenare. Butucul are prevăzut la extremități două fante oblice și un sistem de gradații care permit unor piese de ajustare montate la exterior printr-un șurub, să modifice prin rotație distanța dintre cele două piulițe motrice ale sistemului și astfel să compenseze jocul axial (Figura 5.13).

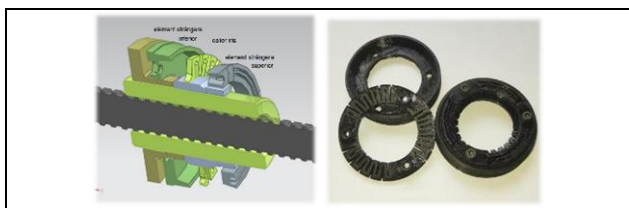


Figura 5.14 Varianta constructiva de tip iris

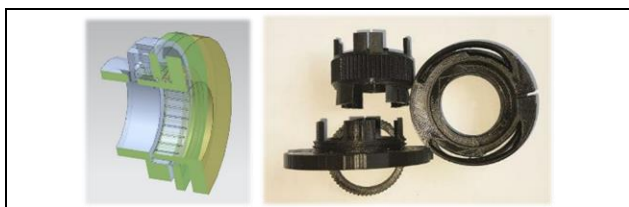


Figura 5.15 Varianta cu lamele verticale; stadiu incipient al soluției finale

Varianta constructivă finală, a avut multe iterații evolutive, una dintre ele este prezentată în Figura 5.15. Butucul era construit din trei bucăți care se inter-blocuau prin intermediul unor dinți cu părțile mobile ale lagărului. Lamelele flexibile erau drepte și nu aveau indentații conice. Colierele erau prevăzute cu barete de strângere circulare cu rolul de a egaliza presiunile din material și a evita fluajul elementelor polimerice.

Transmisie Șurub-piuliță

Forțe și momente

Sarcinile exterioare care sunt aplicate transmisiei generează forțe și momente:

$$M_m = F_m * L \quad (5.4)$$

în care M_m este momentul motor, F_m este forța exterioară care acționează asupra piuliței, iar L este brațul forței care în cazul special al acestui sistem, este raza roții dințate integrate în transmisie.

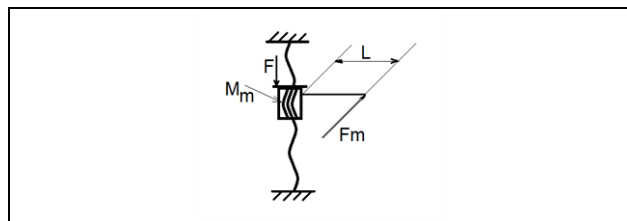


Figura 5.16 Forțe și momente în transmisie

Forța F este forța axială care reprezintă sarcina de deplasat. Sub acțiunea acestei forțe apar două momente rezistente: momentul de înșurubare care apare în cupla elicoidală datorită frecării dintre spire și momentul de frecare care apare între piulița rotitoare și suprafața de sprijin ([13]):

$$M_m = M_{insurubare} + M_f \quad (5.5)$$

$$M_{insurubare} = F \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \beta) \quad (5.6)$$

Unde d - este diametrul șurubului, β - este unghiul mediu de înclinare al spirei, iar φ este unghiul de frecare. În cazul aplicației curente:

$$M_{insurubare} = 100N * 0.008m * \operatorname{tg}(37^\circ) \quad (5.7)$$

$$M_{insurubare} \cong 0.6 Nm \quad (5.8)$$

$$M_{insurubare} \cong 0.6 Nm \quad (5.9)$$

$$M_f = \frac{1}{3} \mu F \frac{d_c^2 - d_0^2}{d_c^2 - d_0^2} \quad (5.10)$$

Unde d_c este diametrul interior al piuliței, μ este coeficientul de frecare dintre materialul piuliței și cel al șurubului (UHMWPE/otel), iar d_0 este diametrul de bază al șurubului.

$$M_f = \frac{1}{3} * 0.15 * 100N \frac{(4096 - 1331)10^{-9}m^3}{(256 - 121)10^{-6}m^2} \quad (5.11)$$

$$M_f = 102 * 10^{-3}Nm \quad (5.12)$$

$$M_m = M_{insurubare} + M_f = 0.6Nm + 0.102Nm = 0.702Nm \quad (5.13)$$

5.3 Concluzii

Acest capitol tratează dezvoltarea unui sistem de antrenare de tip șurub - piuliță care răspunde la următoarele cerințe: să fie imun la șpan/pulberi fine de lemn, să fie ajustabil astfel încât să poată compensa jocurile axiale și să permită varierea rigidității după necesitate prin varierea preîncărcării, să aibă capacitatea de a amortiza vibrații, să necesite o mentenanță redusă și nu în ultimul rând să fie capabil să transfere eficient și sigur energia mecanică.

Soluția finală conține un lagăr axial de alunecare, format dintr-o suprafață plană din polietilenă cu masa molară ultra ridicată (UHMWPE). Această suprafață se înfiletează pe butucul principal în cuante predefinite de geometria lamelelor exterioare suprafeței până

la contactul cu partea fixă a lagărului și până se stabilește preîncărcarea dorită. Geometria lamelelor exterioare este compusă dintr-o parte flexibilă. La capătul fiecărei lamele pe partea inferioară se găsesc mici conuri care își găsesc locașul pe partea exterioară a butucului. La fiecare răsucire, lamelele flexibile indexează o

alta gaură a butucului permițând varierea preîncărcării sau doar compensarea jocului. Aceste proeminențe de tip conic reprezintă principalul mecanism de transfer al cuplului între butuc și lagăr.

Capitolul 6 – Diseminarea rezultatelor, concluzii finale, contribuții originale, direcții viitoare de cercetare

6.1 Diseminarea rezultatelor

Cercetările întreprinse în perioada desfășurării tezei de doctorat, s-au concretizat prin elaborarea și publicarea a unui număr de 11 articole științifice, atât în reviste de specialitate, cât și în volumele unor conferințe științifice după cum urmează:

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Direcții noi în sistemele de producție, aliniate cu filosofia "Industry 4.0" / New Principles Dictated by „Industry 4.0” în Factory Automation, Conferința științifică a AOSR, 30 martie 2018, București, <https://www.aosr.ro/wp-content/uploads/2018/03/Program-conferin%C8%9B%C4%83-AOSR-30-martie-2018-DOAR-pe-sec%C8%9Biuni-1-1.pdf>

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Fluide magnetoreologice pentru controlul activ al vibrațiilor sistemelor mecanice; Conference Proceedings of the Academy of Romanian Scientists PRODUCTICA Scientific Session; altele; 25-27 May 2018; Online ISSN 2067-9564 Volume 10, Number 1/2018

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Advanced polymers used în plain bearings / Materiale polimerice avansate utilizate în construcția lagărelor de alunecare; Conference Proceedings of the Academy of Romanian Scientists PRODUCTICA Scientific Session; 29-30 May 2020

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Utilizarea structurilor cu design bionic la realizarea batiurilor mașinilor unelte; Politehnica București, catedra Ingineria sistemelor de producție, curs an IV

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; PCB Design of a Servo Motor Controller Under Strict Cost Constrains - PI Aware Design; International Journal of Innovative Research în Advanced Engineering, VIII, 335-343; doi: <https://doi.org/10.26562/ijirae.2021.v0812.003>

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Simulation technologies used în high-speed PCB design / Tehnologii digitale utilizate în elaborarea structurilor circuitelor imprimate de viteză mare din industria electronică; Conference Proceedings of the Academy of Romanian Scientists PRODUCTICA Scientific Session; 4 June 2021

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; PCB Design of a Servo Motor Controller Under Strict Cost Constrains - Signal Integrity Aware Design; International Journal of Innovative Research în Advanced Engineering, VIII, 322-334; doi: <https://doi.org/10.26562/ijirae.2021.v0812.005>

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; PCB Design of a Servo Motor Controller Under Strict Cost Constrains - Thermal Aware Component Layout; International Journal of Innovative Research în Advanced Engineering, VIII, 335-343; doi: <https://doi.org/10.26562/ijirae.2021.v0812.002>

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Ultra-flexible Business Models Empowered by Novel Furniture Production"; IBIMA 39th International Conference, Granada, Spain, 30-31 May (ISBN: 978-0-9998551-8-8) (ISSN: 2767-9640).

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Economical high robustness and precision linear guide / Ghidaj linear economic cu robustețe și precizie ridicate; *PRODUCTICA 2022, Conference Proceedings of the Academy of Romanian Scientists, Vol. 14, Nr.1/2022, ISSN 2067-2160 / Annals of AOSR, Series on Engineering, indexat DOAJ de ISSN Print 2066 – 6950; ISSN Online 2066 – 8570; <http://aos.ro/editura/analeleaosr/annals-on-engineering>; DOI:10.56082/annalsarscieng.2022.1.24*

Burducea, Sorin; Zapciu, Miron; Flexure based linear guide with micrometric precision / Ghidaj liniar cu precizie micrometrică, bazat pe complianța materialelor; *PRODUCTICA 2023, To be published - Under review –*

6.2 Concluzii generale ale tezei

Sistemele noi de producție bazate pe ideile propuse de conceptele Industriei 4.0, încearcă să aducă cu sine o nouă viziune asupra modului în care procesele tehnologice interacționează cu sistemele logistice de achiziție, a modului în care materia primă este procesată, asamblată, stocată și livrată. Aceste noi sisteme de producție fac posibilă apariția unor noi modele de business mult mai flexibile și mai eficiente decât cele clasice. Producția individualizată de serie este țelul final, cel care promite succesul de durată pe piață prin acoperirea noilor dorințe ale clienților și prin poziționarea cu un pas înaintea concurenței care utilizează tehnologii clasice.

Un punct central al lucrării de față este determinarea fezabilității existentei unui astfel de sistem de producție prin determinarea condițiilor în care el ar putea exista și găsirea de soluții hardware care să facă posibilă crearea sa. Ca exemplu concret de plecare, lucrarea ia în considerare un sistem de producție inovator utilizabil în industria mobilei. Sistemul nou de producție își propune printre altele, să fie caracterizat de portabilitate prin punerea la dispoziție a posibilității de a fi transportat cu ușurință direct în site, ușurință în utilizare prin integrarea completă a tuturor proceselor tehnologice necesare producerii pieselor de mobilier, mentenanță zero pe durata de exploatare și cost redus. Pentru a acoperi cerințele unui asemenea sistem de producție, dintr-un câmp de posibile situații și soluții, lucrarea identifică un set de circumstanțe în care cerințele pot fi îndeplinite și cercetează posibilele soluții mecanice și electronice care pot asista la crearea cu succes a unui asemenea sistem de producție.

Circumstanțele identificate de lucrare în urma cercetării au fost definite astfel: cum portabilitatea sistemului poate fi acoperită dacă sistemul are o masă și un gabarit redus, maxim doi metri cubi și maxim 400kg, pentru a permite transportarea cu mijloace rutiere uzuale, sistemul trebuie să fie compus din elemente ușoare și eficiente din punct de vedere al costurilor: materiale polimerice, profile metalice, materiale compozite și motoare cu densitate de putere mare, așa cum sunt servomotoarele fără perii. În aceste circumstanțe, față de un sistem de producție clasic, noul sistem va putea fi mult mai ușor, mai flexibil, mai eficient d.p.d.v. al costurilor. Materialele polimerice au fost studiate amplu în capitolul V, iar în urma acestui studiu au fost alese două materiale cu proprietăți deosebite pentru a fi utilizate în aceasta aplicație: polioximetilena, utilizată pentru piesele cu volum

mare și polietilena cu densitate moleculară ultra-mare (UHMWPE) pentru piesele cu volum mic decupate din folii. Ambele materiale prezintă o stabilitate bună cu temperatura și umiditatea, sunt auto-lubricante, nu necesită mentenanță, pot lucra în medii puternic contaminate cu pulberi, au fluaj redus și dovedesc o rezistență foarte ridicată la uzură. Utilizarea materialelor polimerice pentru numeroase elemente ale mașinii, în locul materialelor metalice, aduce cu sine o micșorare a duratei de viață. Este cunoscut faptul că durata de utilizare a sistemelor tehnologice este în continua scădere, în mare parte datorită avansurilor rapide ale tehnologiilor de fabricație și de aceea a necesității de modernizare continuă. Durata sistemelor de producție clasice este de aproximativ 20 de ani. O asemenea durabilitate nu mai este necesară în contextul actual, motivul fiind deprecierea morală rapidă a echipamentelor. Aceasta lucrare arată că o durată de funcționare de numai cinci ani, aduce cu sine numeroase beneficii: costuri și mase reduse cu până la 10 ori, datorită înlocuirii materialelor metalice scumpe și grele cu materiale polimerice ieftine și ușoare.

Soluțiile identificate în urma cercetărilor cuprind următoarele subansamble: ghidaj liniar, sistem de acționare electronic, sistem de amortizare al vibrațiilor, lagăre, sistem de angrenare șurub – piuliță. În ceea ce privește sistemul de ghidare liniară, acceptând premiza unui sistem puternic axat pe costuri reduse, acuratețe, masă și mentenanță reduse, cercetările au condus la crearea unui sistem inovator compus din mai multe brațe unite de articulații unghiulare. Performanțele atinse sunt:

- Cost redus: ~35E pentru varianta din polimeri, ~45E pentru varianta din profile de metal, ~120E pentru varianta din granit epoxidic
- Acuratețe: precizia și repetabilitatea sunt direct legate de diferențele de rigiditate la încovoiere a lamelelor care formează articulațiile; prin simpla ajustare a lățimii lamelelor mai dure prin polizare, după montare, se poate atinge performanța de precizie dorită; abaterile unghiulare se pot verifica ușor cu ajutorul unui pointer laser contra unui perete la distanța de câțiva metri
- Masa ghidajului variază în funcție de construcție astfel: construcție din polimeri: 1.4kg, construcție din profile metalice: 2.1kg, construcție din granit epoxidic: 9.7kg. Pentru referință, un ghidaj de tip clasic din fontă cu caracteristici similare, cântărește ~17kg
- Sistemul nu conține elemente care necesită mentenanță; pentru referință, un sistem clasic poate necesita mentenanța lagărelor la intervale scurte de numai câteva luni
- Durata de viață este de aproximativ 150000 ore de funcționare, dacă se utilizează pentru lamele otel de arcuri; durata de viață ține de capacitatea lamelelor de a susține flexari repetate.

În ceea ce privește sistemul de acționare electronic, lucrarea a tratat pașii principali pe care îi parcurge un designer pentru a dezvolta o placă de circuit imprimat. Componentele au fost plasate mai întâi ghidate de caracteristicile termice ale componentelor majore consumatoare de energie folosind Ansys IcePak. Apoi a fost analizată rețeaua de alimentare, condensatorii de decuplare și bypass au fost dimensionați corespunzător, iar pierderile din trasee și planurile de alimentare au fost determinate folosind SiWave PI Advisor și SiWave DC Analyzer. Integritatea semnalului a fost studiată folosind SiWave TDR Analyzer, S-Parameter Analyzer, Crosstalk Analyzer și cu ajutorul Ansys AEDT au fost determinate și Eye Diagrams și Transmission Line Characterization. Câmpurile Near și Far au fost reprezentate la cele mai semnificative frecvențe împreună cu Câmpul J, precum și tensiunile induse datorate câmpurilor externe folosind Ansys SiWave în combinație cu AEDT. Analiza prezentată în această lucrare s-a limitat doar la câteva trasee și semnale reprezentative. Se înțelege că restul plăcii a fost abordat în același mod în care au fost modelate și analizate semnalele analogice și PWM. S-au dobândit cunoștințe importante care au condus la descoperirea mai multor defecțiuni, cum ar fi impedanța traseelor USB, crosstalk-ul asupra semnalelor de feedback analogic și viteza interfeței SPI, pentru a numi doar câteva. Designul a fost schimbat ca urmare și a fost emisă o nouă revizie. Procesul de proiectare s-a bazat în mare parte pe software-uri CAE puternice, precum ANSYS IcePak, SiWave, AEDT și altele, a căror contribuție a fost în general apreciată ca fiind remarcabilă.

Dezideratele cheie ale sistemului electronic au fost atinse. Sistemul reușește să atingă cerințele impuse de fiabilitate și performanță utilizând o tehnologie de fabricație clasică, care nu implică utilizarea unor tehnologii înalte de fabricație, fapt ce aduce cu sine reduceri semnificative de costuri și posibilitatea de a fabrica PCB-ul în orice loc din Europa și nu în mai puțin de șapte în țară. Acest fapt permite evitarea fabricării sistemului în Asia, fără a primi nicio penalizare la nivelul costurilor.

Vibrațiile sunt un punct central în contextul mașinilor de producție. Cu atât mai mult dacă este vorba despre mașini-unelte. În lucrarea de față s-au trecut în revistă cele mai importante metode de a le trata. Dintre posibilele tehnologii s-au ales două. Prima tehnologie este aceea a amortizării care apare în straturile subțiri de fluid atunci când sunt supuse compresiei și decompresiei. A doua tehnologie vine să o completeze în mod sinergic pe prima. Este vorba despre tehnologia fluidelor controlabile prin câmpuri electromagnetice. Alegerea a fost făcută datorită amortizării mari pe care o pot realiza într-un spațiu limitat și datorită plajei mari de frecvențe în care poate fi eficientă datorită în principal proprietăților fluidului magnetoreologic. Lucrarea conține bazele analitice care stau la baza construirii unui sistem activ de amortizare al vibrațiilor utilizând tehnologiile menționate anterior, precum și o schiță a unei soluții mecanice. Sistemul are caracteristici foarte promițătoare, în special datorită faptului că poate fi integrat în orice design ca parte a lagărului axial.

În integralitatea sa, lucrarea răspunde la întrebările lansate la începutul acesteia și anume:

1. Este fezabilă existența unei mașini de producție de 10 ori mai eficientă din punctul de vedere al costurilor decât o mașină clasică, a cărei funcționalitate să fie ghidată de cerințele Industriei 4.0 și care să răspundă la cerința flexibilității cerute de fabricarea în masă a produselor individualizate?
2. În ce circumstanțe existența mașinii este fezabilă?
3. Ce soluții ar putea fi folosite?

Răspunsul la întrebări este: Da, este fezabilă existența unei asemenea mașini de producție, în condițiile în care se iau în considerare preponderent înlocuirea materialelor clasice (fonta și plăci de oțel) cu polimeri, profile metalice și granit epoxidic și reducerea duratei de exploatare a mașinii de la 20 de ani la numai 5 ani. Soluțiile au la bază design-uri inovatoare care propun miniaturizarea, reducerea costurilor prin utilizarea materialelor și proceselor de fabricație cu raport excelent performanță/cost, compensarea lipsei de stabilitate sistemului cu sisteme din profile metalice rigide cuplate cu sisteme active de amortizare a vibrațiilor.

Soluțiile din această lucrare iau același drum pe care l-a urmat industria electronică cu mai bine de 20 de ani în urmă când a decis înlocuirea materialelor scumpe și grele cum este cuprul, cu sisteme de control complexe, dar ieftine și ușoare, deși cu o durată de viață mult diminuată. Un exemplu elocvent sunt sursele de tensiune. În mod clasic, acestea erau formate din un transformator de tensiune, o punte redresoare și un filtru trece jos. Transformatorul era greu și scump, dar avea o durată de viață de zeci de ani. Aceste tipuri de surse de tensiune, deși enorm de robuste, nu mai există astăzi pe piață. Au fost înlocuite de sursele „în comutație”, sisteme electronice mult mai complexe care compensează lipsa transformatorului clasic prin utilizarea unui transformator de zeci de ori mai mic și a unei electronici de comandă care lucrează la frecvențe înalte. Piața a decis că soluția câștigătoare este cea de-a doua, datorită costului semnificativ mai mic, deși robustețea se micșorează de zeci de ori.

Încă o dată, ni se arată, că forța imbatabilă care guvernează piața este prețul; și de aceea sistemele și filosofia prezentată în această lucrare se vor dovedi a avea un impact semnificativ în elaborarea sistemelor de producție viitoare.

6.3 Contribuții originale

În cadrul tezei sunt cercetate soluțiile mecanice și electrice care pot fi aplicate în cazul unei axe liniare care are ca scop utilizarea sa în mașini de producție moderne. Soluția mecanică are la bază un sistem liniar inovator cuplat cu un sistem servo construit special pentru a maximiza eficiența costurilor și

performanța. Toate elementele de proiectare, precum și analiza și dezvoltarea sistemului reprezintă în întregime contribuții personale ale autorului tezei, fiind dezvoltate pe parcursul a 4 ani de cercetare și cuprind:

- determinarea conceptului cinematic de funcționare compus din două brațe articulate și un căruț mobil
- determinarea parametrilor definatorii ai conceptului cinematic, care includ relația optimă dintre lungimile brațelor ($A=B$) și relația optimă dintre unghiurile brațelor ($\alpha_1=2 \alpha_2$)
- identificarea funcțiilor care stau la baza determinării parametrilor care definesc comportamentul static și dinamic al sistemului, cum este relația dintre lățimea și lungimea unui segment de braț individual, relația dintre unghiurile lamelelor flexibile (s-au studiat unghiuri de 30, 60, 90 și 120 de grade), lungimea lamelelor flexibile (optim 50 cm), determinarea funcțiilor analitice de deformare statică și dinamică, simularea FEM a modelelor virtuale sub soluții de deformare statică și dinamică
- determinarea unghiului optim între lamelele articulației (120 de grade)
- determinarea dimensiunii optime a lamelelor articulației (50x20x0.5-1 mm)
- determinarea modalităților în care sistemul mecanic poate fi modificat pentru a acoperi o plajă largă de aplicații:
 - o axe de precizie supuse vibrațiilor întreținute, încărcărilor mari și vitezelor de deplasare reduse (e.g. mașini-unelte): identificarea soluției cu patru brațe, cercetarea comportamentului utilizând simulări FEM și prototipuri experimentale
 - o axe de precizie nesupuse vibrațiilor întreținute, cu viteze mari de deplasare și încărcare redusă (e.g. pick-and-place, printer, etc.): identificarea soluției cu două brațe și cercetarea comportamentului static și dinamic utilizând simulări FEM
- determinarea tipurilor de materiale care pot fi utilizate în funcție de buget, masă și aplicație:
 - o buget redus, masă redusă, rigiditate redusă (axe rapide): determinarea tipurilor de materiale polimerice adecvate
 - o buget redus, masă redusă, rigiditate medie: determinarea tipurilor de profile metalice adecvate
 - o buget mare, masă medie, rigiditate mare: determinarea tipului de granit epoxidic și a modalităților de fabricație adecvate
- determinarea formei optime a brațelor în funcție de material, tehnici de fabricație și aplicație
- determinarea tehnologiei optime de amortizare activă a vibrațiilor (SFD)
- determinarea celor mai eficiente căi de analiză analitică a sistemului de amortizare (metoda maselor concentrate)
- determinarea soluțiilor optime pentru amortizarea pasivă a vibrațiilor (suprafețe de contact mari, etc.)
- determinarea tipului de fluid optim pentru sistemul SFD (pilitură de fier fină, ulei sintetic)
- determinarea soluțiilor eliminării problemei apariției bulelor de aer în lichidul magnetoreologic (sistem încapsulat cu lagăr axial integrat)
- determinarea impactului parametrilor dimensionali asupra capacității de amortizare
- determinarea posibilității de rupere a stick-slip-ului prin generarea de vibrații
- schițarea unei soluții pentru amortizarea activă a vibrațiilor
- prelucrarea și modificarea schemei electronice originale ODrive
- calculul LDO-urilor, a consumului de curent și dimensionarea sistemului de alimentare
- determinarea puterii consumate de către sistemul microprocesorului
- determinarea puterii consumate de către sistemul DC-Bus prin identificarea în amănunt a plajelor de frecvență în care intervin și a cuantumului de energie livrat de fiecare condensator în parte prin elaborarea unei scheme de principiu echivalente și simularea în ANSYS AEDT a comportamentului în diferite situații de încărcare și descărcare

- determinarea puterii consumate de către elementele de putere, MOSFET-uri și rezistențe de feedback
- determinarea puterii consumate de către driverele trifazice și calculul puterilor prin cumularea subsistemelor: intrări, buffer ieșiri, buck regulator, internal LDO, logica internă
- determinarea tipului de Via termică pentru PCB cu două fețe FR4
- identificarea caracteristicilor termice și simularea distribuției căldurii circuitului microprocesorului pe substrat FR4 în două straturi 1oz și determinarea curenților de convecție
- identificarea caracteristicilor termice și simularea distribuției căldurii circuitelor driver trifazic pe substrat FR4 două straturi 1oz în două cazuri specifice: fără via termic și cu via termic și determinarea curenților de convecție
- identificarea caracteristicilor termice și simularea distribuției căldurii circuitului LDO pe substrat FR4 două straturi 1oz
- identificarea caracteristicilor termice și simularea distribuției căldurii circuitului DC-Bus pe substrat FR4 două straturi 1oz, fără via termic și determinarea curenților de convecție
- identificarea caracteristicilor termice și simularea distribuției căldurii circuitelor de putere MOSFET și rezistența de feedback pe substrat FR4 două straturi 1oz în două cazuri specifice: fără via termic și cu via termic și determinarea curenților de convecție
- simularea distribuției căldurii la nivelul întregii plăci și determinarea zonelor care depășesc încărcarea maximă pentru prima variantă de soluție
- identificarea distribuției căldurii la nivelul întregii plăci și determinarea zonelor care depășesc încărcarea maximă prin ventilarea forțată
- identificarea distribuției căldurii la nivelul întregii plăci și determinarea micșorării plajelor de temperatură prin aplicarea de radiatoare
- simularea distribuției căldurii la nivelul întregii plăci și determinarea zonelor care depășesc încărcarea maximă pentru a doua variantă de soluție
- rutarea întregii plăci, peste 1200 de semnale, în concordanță cu amplasarea determinată la pasul anterior, curenții vehiculați pe fiecare linie de semnal în parte, viteza semnalului, diminuarea cross-over-ului, neîntreruperea liniilor de curent cu preponderența cele de viteza mare și cele analogice, impedanța buffer-elor de intrare și ieșire și căderea maximă admisă pe linie; au existat două iterații majore și peste 50 de variante alternative
- analiza distribuției de tensiune: analiza DCIR și căderile maxime de tensiune pe linia de alimentare 3.3V; identificarea bias-ului părții analogice pentru cele 2 drivere trifazice
- determinarea frecvenței de tăiere
- determinarea limitei de zgomot
- determinarea impedanței țintă
- plotarea impedanței țintă versus soluția din schemă
- determinarea analitică a capacității bulk
- determinarea impedanței VRM cu și fără condensatoare
- determinarea alimentării la nivelul microprocesorului utilizând Ansys PI Advisor
- determinarea impedanțelor în cazurile: board, cu condensatoare, cu condensatoare optimizate
- determinarea modurilor de rezonanță în cazul planurilor de alimentare care se suprapun utilizând Ansys Siwave
- determinarea modului cel mai optim de antrenare al axei (transmisie șurub – piuliță)
- determinarea soluțiilor posibile pentru a rezolva problema depășirii valorii maxime a PV-ului prin concentrarea stresului în piuliță (alegere material și tip distribuție flancuri șurub)
- determinarea materialelor optime pentru corpul șurubului (polioximetilena)
- determinarea tipului optim de profil al șurubului (trapezoidal 30 grade)
- determinarea posibilelor soluții pentru lagărul axial, astfel încât să acopere cerințele aplicației

- determinarea materialului suprafețelor de contact pentru lagărul axial (UHMWPE și oțel inox)
- determinarea modului în care lagărul poate acoperi cerința de compensare a jocurilor și variere a preîncărcării (sistem cu filet, lamele cu complianța definită, conuri de blocare și indexare axială)

În ceea ce privește partea electronică, lucrarea actuală a cuprins dezvoltarea integrală a plăcii de circuit imprimat. Această soluție este integral originală și aparține în totalitate autorului lucrării. Dezvoltarea a durat un an și trei luni și a avut două iterații majore.

Componentele au fost plasate mai întâi ghidate de caracteristicile termice ale componentelor majore consumatoare de energie folosind Ansys IcePak. Apoi a fost analizată rețeaua de alimentare, condensatorii de decuplare și bypass au fost dimensionați corespunzător, iar pierderile din trasee și planurile de alimentare au fost determinate folosind SiWave PI Advisor și SiWave DC Analyzer. Integritatea semnalului a fost studiată folosind SiWave TDR Analyzer, S-Parameter Analyzer, Crosstalk Analyzer și cu ajutorul Ansys AEDT au fost determinate și Eye Diagrams și Transmission Line Characterization. Câmpurile Near și Far au fost reprezentate la cele mai semnificative frecvențe împreună cu Câmpul J, precum și tensiunile induse datorate câmpurilor externe folosind Ansys SiWave în combinație cu AEDT.

Sistemul de amortizarea al vibrațiilor face parte dintr-o clasă de sisteme foarte puțin documentată în literatura de specialitate și reprezintă un element inovator central al lucrării. Sistemul propune utilizarea unui fluid cu proprietăți magnetice controlat digital pentru atingerea valorilor dinamice impuse de aplicație. Acest sistem este original și integral dezvoltat de către autor. Fiind un sistem mecatronic complex, designul final al acestuia nu este încă pus la punct. Soluția dezvoltată este în stadiul de schiță.

Procesul de proiectare s-a bazat în mare parte pe software-uri CAD/CAE puternice și de ultima oră, precum Siemens NX, Nastran, ANSYS IcePak, SiWave, AEDT și altele, fără de care autorul nu ar fi putut dezvolta într-un timp așa de scurt un proiect de asemenea amploare, demonstrând dacă mai era nevoie, eficacitatea sistemelor moderne de proiectare asistată. Proiectarea s-a bazat pe mai mult de 200 de analize și simulări și de aceea contribuția acestor sisteme a fost în general apreciată ca fiind remarcabilă.

6.4 Direcții viitoare de cercetare

Lucrarea de față prezintă conceptele pe care se pot baza viitoarele sisteme de producție. Plecând de la acestea, următoarele direcții de cercetare includ dezvoltarea a numeroase aplicații industriale, printre care: mașini-unelte integrate, roboți cartezieni, mașini pick-and-place, printere, material handling, etc. La nivel de subansamble, elementele detaliate în lucrare necesită o atenție suplimentară pentru a atinge un stadiu final de dezvoltare și a ieși din sfera cercetării și a intra în cea a producției, și anume:

- Ghidaj liniar:
 - o cercetarea îmbunătățirii unghiurilor maxime ale articulațiilor
 - o cercetarea modului în care poate fi îmbunătățit raportul dintre volum și cursa utilă
 - o cercetarea modului în care poate fi îmbunătățită rigiditatea articulațiilor
 - o cercetarea unei soluții de implementare a unui sistem adaptiv care să modifice independent unghiul brațelor în funcție de direcția încărcării
- Sistem de servoacționare:
 - o cercetarea modalităților în care sistemul poate fi folosit cu modificări minore la acționarea motoarelor asincrone trifazate

- cercetarea modalităților de a anticipa o situație de defect prin luarea în calcul a ratelor de defect a fiecărui element electronic si a încărcării pe care a avut-o în timp
- Lagăre de alunecare si transmisie liniară
 - cercetarea modului în care motorul servo poate fi integrat direct în sistemul piuliță-mobila, crescând astfel rigiditatea si precizia si scăzând costurile, gabaritul si numărul de componente
 - integrarea lagărului axial cu cel radial
- Sistem de amortizare vibrații
 - cercetarea influenței mărimii suprafețelor de comprimare la amortizarea generală produsă de dispozitiv si la spectrul de frecvențe acoperit
 - producerea unui sistem experimental
 - cercetarea unui sistem electronic de comandă
 - cercetarea tipurilor de senzori care pot fi utilizați pentru feed-back

Bibliografie

- [1] Jorg Sydow & Markus Helfen, *Production as a service*. Berlin: Friedrich-Ebert-Stiftung, 2016.
- [2] Elmo de Angelis, Kylene de Angelis, Mojca Vucovič, Gabriela Vlckova, Evanthia Batzogianni, Stella Ioannou Ludmiła Walaszczyk, *Business Models – compendium*. Radom: Publishing House of the Institute for Sustainable Technologies – National Research Institute, 2000.
- [3] Larry Howell, *Compliant Mechanisms*.: Wiley-Interscience, 2001.
- [4] Jonathan Hopkins and ML Culpepper, "Synthesis of multi-degree of freedom, parallel flexure system concepts via freedom and constraint topology (FACT)," *Precision Engineering*, 2010.
- [5] M. Grubler, *Getriebelehre: eine Theorie des Zwanglaufes und der ebenen Mechanismen*. Berlin: Springer, 1917.
- [6] Dana Silaghi-Perju, *Rezistentă Materialelor - Teorie și aplicații*. Timisoara: Politehnica Timisoara.
- [7] Mircea Rades, *Vibrații mecanice*. Bucuresti: Printech, 2006.
- [8] Larry Howell and Brian Jensen, "The modeling of cross-axis flexural pivots," *Pergamon Press*, 2002.
- [9] Marcel Thomas. (2017, Feb,) MIT Web. [Online].
<http://web.mit.edu/mact/www/Blog/Flexures/FlexureIndex.html#DOF>
- [10] Ph.D., Matin graham, Ph.D. Howard W. Johnson, *High-Speed Digital Design - A handbook of Black Magic*.: Prentice Hall PTR, 1993.
- [11] Atar - Sierra Circuits Mittal. (2020, Aug.) What is Power Integrity and Power Distribution Network? [Online].
<https://www.protoexpress.com/blog/power-integrity-pdn-and-decoupling-capacitors/>
- [12] NIMA MAHMOODI, MEHDI AHMADIAN ALIREZA FARJOUND, *NONLINEAR MODEL OF SQUEEZE FLOW OF FLUIDS WITH YIELD STRESS USING PERTURBATION TECHNIQUES*.: Modern Physics Letters B Vol. 26, No. 7, 1150040, 2012.
- [13] Dorina Matlesan, Teodor Madarasan, Dumitru Pop Alexandru Chisui, *Organe de masini*. Bucuresti: Editura didactica si pedagogica, 1976.
- [14] X. Xu and C. Zeng, *Design of a magneto-rheological fluid clutch based on electromagnetic finite element analysis*.: Computer Engineering and Technology (ICCET), 2010 2nd International Conference on, vol. 5, pp. V5–182, IEEE, 2010.
- [15] W. M. Winslow, *Method and means for translating electrical impulses into mechanical force*.: US Patent 2,417,850, Mar. 25 1947.
- [16] W. Kordonsky, *Magnetorheological as a base of new devices and technologies*.: Journal of Magnetism and Magnetic Materials, vol. 122, no. 1, pp. 395–398, 1993.
- [17] W. E. Armstrong and F. E. Filisko, *Electric field dependent fluids*.: US Patent 4,744,914, May 17 1988.
- [18] W. Beltman, *Viscothermal wave propagation including acousto-elastic interaction*.: Journal of Sound and Vibration 227, 555–586, 1999.
- [19] N. Ohlson, M. Nilsson V. Noresson, *Design of electrorheological dampers by means of finite element analysis: theory and applications*.: Materials and Design 23, 361–369, 2002.
- [20] T. Ohyama, K. Fujii T. Wakahara, *Suppression of wind-induced vibration of a tall building using tuned liquid damper*.: Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 43, 1895–1906, 1992.

- [21] N. Saga, and M. Nakazawa T. Nakamura, *Impedance control of a single shaft-type clutch using homogeneous electrorheological fluid.*: Journal of intelligent material systems and structures, vol. 13, no. 7-8, pp. 465–469, 2002.
- [22] Y. Saito T. Koizumi, *The damping capacity of a flat surface to roller contact.*: Wear 63, 347–357, 1980.
- [23] Singiresu S. Rao, *Mechanical vibrations - 5th edition.*: University of Miami, Prentice Hall, 2011.
- [24] Siemens PLM. (2016) NX Nastran 11 Release Guide.
- [25] Siemens PLM. (2014) Nx Nastran User's guide.
- [26] Siemens PLM. (2014) NX Nastran Quick Reference Guide.
- [27] Siemens PLM. (2014) NX NAstran Numerical Methods Users's guide.
- [28] *, Wenhua Yea, Peihuang Loua, Weifang Chena, Jungui Huangb and Lili Xiaoa Shihao Liua, *Bionic design for column of gantry machining center to improve the static and dynamic performance.* Nanjing : Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology, 2011.
- [29] R. W. Phillips, *Engineering applications of fluids with a variable yield stress.*: PhD thesis, University of California Berkeley, 1969.
- [30] R. Mangiarotty, *Acoustic radiation damping of vibrating structures.*: The Journal of the Acoustical Society of America 35, 369–377, 1963.
- [31] R. Ehrgott and S. Masri, *Modeling the oscillatory dynamic behaviour of electrorheological materials in shear.*: Smart Materials and Structures, vol. 1, no. 4, p. 275, 1992.
- [32] A. S. Shafer, and M. R. Kermani P. Yadmellat, *Design and development of a single motor, two-dof, safe manipulator.*: Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on. 19. 1384-1391. 10.1109, 2014.
- [33] Prof. Philippe Bocher, Alessandro MARRA Prof. Matteo Strano, *Vibration damping and cyclic loading of aluminum foam filled tubes.*: Politechnic Institute of Mainland, 2014.
- [34] O. Reynolds, *On the theory of lubrication and its application.*: Philos. Trans. R. Soc. 177, 157–234.
- [35] Oliver Romberg, *Passive damping device for sandwich structures.* Bremen: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), 2010.
- [36] J. Furusho, and Y. Kiyota N. Takesue, *Fast response mr-fluid actuator.*: JSME International Journal Series C, vol. 47, pp. 783–791, 2004.
- [37] H. Asaoka, J. Lin, M. Sakaguchi, G. Zhang, and J. Furusho N. Takesue, *Development and experiments of actuator using mr fluid.*: Industrial Electronics Society, IECON 2000, 26th Annual Conference of the IEEE, vol. 3, pp. 1838–1843, IEEE, 2000.
- [38] D. J. Romstadt, M. B. Lizell, and T. R. Weyenberg, N. K. Petek, *Demonstration of an automotive semi-active suspension using electrorheological fluid.*: SAE PUBLICATION SP 1074. NEW DEVELOPMENTS IN VEHICLE DYNAMICS, SIMULATION, AND SUSPENSION SYSTEMS (SAE TECHNICAL PAPER 950586), 1995.
- [39] N. K. Petek, *An electronically controlled shock absorber using electrorheological fluid.*: tech. rep., SAE Technical Paper, 1992.
- [40] W. PAWŁOWSKI, Ł. KACZMAREK N. KEPCZAK, *Cast iron and mineral cast applied for machine tool bed – dynamic behaviour analysis.*: Archives of Metallurgy and Materials, 2015.
- [41] Y. Fujino, P. Warnitchai N. Hoang, *Optimal tuned mass damper for seismic applications and practical design formulas.*: Engineering Structures 30, 707–715, 2008.
- [42] X. Wu, and J. Wong M. Sturk, *Development and evaluation of a high voltage supply unit for electrorheological fluid dampers.*: Vehicle System Dynamics, vol. 24, no. 2, pp. 101–121, 1995.
- [43] J. Furusho, and N. Takesue M. Sakaguchi, *Passive force display using er brakes and its control experiments.*: Passive force display using er brakes and its control experiments, 2001.
- [44] J. W. Bender, and J. D. Carlson M. R. Jolly, *Properties and applications of commercial magnetorheological fluids.*: 5th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials, pp. 262–275, International Society for Optics and Photonics, 1998.
- [45] N. Roitman, C. Magluta M. Louroza, *Vibration reduction using passive absorption system with Coulomb damping.*: Mechanical Systems and Signal Processing 19, 537–549, 2005.
- [46] L. J. Hyde, G. M. Robinson, W. Ahmed M. J. Jackson, *Finite Element Analysis of Desktop Machine Tools for Micromachining Applications.*: ISBN: 978-953-51-0474-2, 2012.
- [47] H. Numakura, M. Wuttig M. Ishimoto, *Magnetoelastic damping in Fe-Ga solid-solution alloys.*: Materials Science and Engineering: A 442, 195–198. Proceedings of the 14th International Conference on Internal Friction and Mechanical Spectroscopy, 2006.

- [48] Mehmet Murat Altuğ Biçak, *Analytical investigation of squeeze film dampers.*: Michigan Technological University, 2011.
- [49] H. Belek, A. Goksenli M. Bıcak, *Vibration damping of a new ionic liquid under electric field effect.*: Acta Polytechnica 45, 68–72, 2005.
- [50] Massalas, *Thermoelastic vibrations of a semi-infinite strip.*: Journal of Sound and Vibration 104, 337–341, 1986.
- [51] R. Talipov, A. Kazakov, G. Stepanov L. Nikitin, *Mechanical and magnetic properties of polydisperse magnetoelastics.*: Solid State Phenomena 152-153, 155–158, 2009.
- [52] Reckmann H, Popp K, Romberg O Kroeger M, *Friction strip damping in lightweight structures.*: Soc Appl Math Mech Padua, 2003.
- [53] K. Park K. Lee, *Optimal robust control of a contactless brake system using an Eddy current.*: Mechatronics 9, 615–631, 1999.
- [54] Klamt K., *Optimization of vibration damping due to joint patch friction in structures.* Duesseldorf : Prog Rep VDI 11th ed. No. 134, 1990.
- [55] T. G. Duclos, J. D. Carlson, M. J. Chrzan, and A. J. Margida K. D. Weiss, *High strength magneto-and electro-rheological fluids.*: tech. rep., SAE Technical Paper, 1993.
- [56] J. Rabinow, *Rabinow.*: Nov. 20 1951. US Patent 2,575,360, 1951.
- [57] J. Rabinow, *The magnetic fluid clutch.*: Electrical Engineering, vol. 67, no. 12, pp. 1167–1167, 1948.
- [58] J. D. Carlson and M. J. Chrzan, *Magnetorheological fluid dampers.*: US Patent 5,277,281, 1994.
- [59] J. D. Carlson, *Electrorheological fluids.*: US Patent 4,772,407, Sept. 20 1988.
- [60] J. D. Carlson, *What makes a good mr fluid?.*: Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 13, no. 7-8, pp. 431–435, 2002.
- [61] J. Chen and W. Liao, *Design, testing and control of a magnetorheological actuator for assistive knee braces.*: Smart Materials and Structures, vol. 19, no. 3, p. 035029, 2010.
- [62] J. Chen and W.-H. Liao, *Design and control of a magnetorheological actuator for leg exoskeleton.*: Robotics and Biomimetics, 2007. ROBIO 2007. IEEE International Conference on, pp. 1388–1393, IEEE, 2007.
- [63] D. Catanzarite, and K. St. Clair J. Carlson, *Commercial magneto-rheological fluid devices.*: International Journal of Modern Physics B, vol. 10, no. 23n24, pp. 2857– 2865, 1996.
- [64] J. Carlson and B. Spencer Jr, *Magneto-rheological fluid dampers for semi-active seismic control.*: Proc. of the 3rd Int. Conf. on Motion and Vibr. Control, pp. 35– 40, 1996.
- [65] How Smart Structures Will Work. [Online]. <https://science.howstuffworks.com/engineering/structural/smart-structure.htm>
- [66] J. Bae, D. Inman, W. Belvin H. Sodano, *Improved concept and model of Eddy current damper.*: Journal of Vibration and Acoustics 128, 294–302, 2006.
- [67] H. Qi, *Introduction into Finite Element Analysis.*: University of Colorado, 2006.
- [68] H. P. Gavin, *Electrorheological dampers for structural vibration suppression.*: No. 35, University of Michigan, 1994.
- [69] H. P. Gavin and R. D. Hanson, *Characterization of an ER active member.*: Structures Congress XII, pp. 863–868, ASCE, 1994.
- [70] G. L. Kenaley and M. R. Cutkosky, *Electrorheological fluid-based robotic fingers with tactile sensing.*: Proceedings., 1989 IEEE International Conference on, pp. 132–136, IEEE, 1989.
- [71] A. Occhiuzzi, P. Clemente F. Ricciardelli, *Semi-active tuned mass damper control strategy for wind-excited structures.*: Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 88, 2000.
- [72] F. Previdi, S. Savaresi, G. Fraternali, N. Gaudio C. Spelta, *Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine.*: Mechatronics 19, 410–421, 2009.
- [73] C. A. Papadopoulos, *Brakes and clutches using ER fluids.*: Mechatronics, vol. 8, no. 7, pp. 719–726, 1998.
- [74] Audi Corporation. Audi magnetic ride. [Online]. <https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-magnetic-ride-en>
- [75] A. S. Shafer and M. R. Kermani, *Development of high performance intrinsically safe 3-dof robot.*: Robotics and Automation (ICRA), 2014 IEEE International Conference, 2014.
- [76] A. S. Shafer and M. R. Kermani, *Design and validation of a magneto-rheological clutch for practical control applications in human-friendly manipulation.*: Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on, pp. 4266–4271, IEEE, 2011.
- [77] A. S. Shafer and M. R. Kermani, *On the feasibility and suitability of mr fluid clutches in human-friendly manipulators.*: Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, vol. 16, no. 6, pp. 1073–1082, 2011.

- [78] Z. P. V. MOHANRAM A.SELVAKUMAR, *ANALYSIS OF ALTERNATIVE COMPOSITE MATERIAL FOR HIGH SPEED PRECISION MACHINE TOOL STRUCTURES.*: DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, PSG COLLEGE OF TECHNOLOGY, COIMBATORE – 641 004, TAMIL NADU, 2012.
- [79] D. Jones, J. Henderson A. Nashif, *Vibration damping*. New York: John Wiley and Sons, 1985.
- [80] A.-G. Olabi and A. Grunwald, *Design and application of magneto-rheological fluid.*: Materials & design, vol. 28, no. 10, pp. 2658–2664, 2007.
- [81] C. D. Johnson, "Design of Passive Damping Systems.," *ASME. J. Vib. Acoust.*, vol. June, pp. 171-176, 1995.
- [82] K.W. Wang M.S. Tsai, "ON THE STRUCTURAL DAMPING CHARACTERISTICS OF ACTIVE PIEZOELECTRIC ACTUATORS WITH PASSIVE SHUNT," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 221, no. 1, pp. 1-22, 1999.
- [83] L.H. Cadwell, "Magnetic damping: analysis of an eddy current brake using an airtrack," *American Journal of Physics*, vol. 64, no. 7, 1996.
- [84] Wouterse J.H., "Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles," *IEE Proceedings B (Electric Power Applications)*, vol. 138, no. 4, 1991.