

OPTIMIZAREA UNEI COMPONENTE DE SUSȚINERE A MOTORULUI UNEI NAVE SPAȚIALE

BIBIRE Radu-Petru¹

Conducător științific: Prof. dr. ing. **Ștefan SOROHAN**

REZUMAT: Această lucrare prezintă optimizarea unei piese suport pentru motoarele ce intră în componența sistemului de stabilitate și control al atitudinii și pe orbită unui satelit, această operație micșorând semnificativ numărul de iterații dintre inginerii proiectanți și inginerii de calcul. Pornind de la întreg spațiul alocat acestei piese și ținând cont de datele de intrare: poziția prinderii și poziția motoarelor, se ajunge la o valoare minimă a masei, păstrând valoarea frecvenței primului mod propriu de vibrație peste o anumită valoare prestabilită.

CUVINTE CHEIE: optimizare, satelit, reducerea masei, creșterea rigidității.

1 INTRODUCERE

Într-o epocă în care timpul de dezvoltare și costurile sunt mai importante ca niciodată, CAE (inginerie asistată de calculator) joacă un rol important alături de testarea tradițională. Înainte de testările tradiționale, simulările virtuale pot dezvălui o perspectivă semnificativă asupra funcționării și posibilei defecțiuni a unui produs.

Un domeniu particular care poate fi aplicat pe parcursul întregului proces de dezvoltare este optimizarea structurală. Această metodă matematică vizează un design optimizat al unei structuri dorite, satisfăcând în același timp o serie de constrângeri rezonabile legate de solicitări dar și o funcție obiectiv precum greutatea minimă. Termenul "optimizat" se referă la funcția obiectiv definită care ar putea fi și rigiditatea structurală sau orice altă cantitate mecanică de interes.

În ultimii ani optimizarea structurală a devenit un instrument valoros pentru ingineri și proiectanți. Deși a fost aplicată de decenii, optimizarea în inginerie nu a fost un instrument de proiectare utilizat în mod obișnuit până când sistemele de calcul de înaltă performanță au fost disponibile pe scară largă. Ca urmare a analizelor de optimizare și pe măsură ce industria adoptă soluțiile optimizate, structurile devin mai ușoare, mai rigide și mai ieftine. Acest tip de rezolvare a problemelor și îmbunătățirea produselor este acum o parte crucială a procesului de proiectare în industria de astăzi.

¹ Siguranța și Integritatea Structurilor, Facultatea IMST;

E-mail: radubibire7@yahoo.ro

În această lucrare este prezentată optimizarea unei piese suport pentru motoarele ce intră în componența sistemului de stabilitate și control al atitudinii și pe orbită unui satelit. Astfel, se pleacă de la întreg spațiul alocat pentru această piesă, și trecând prin diferite tipuri de optimizare se va ajunge la o masă minimă, dar cu valoarea primului mod de vibrație peste o anumită valoare stabilită de la început.

2 STADIUL ACTUAL

La începutul secolului trecut Michell a publicat o lucrare privind optimizarea structurală „The Limits of Economy of Material in Frame-structures”, (Michell 1904). Deși acestei zone de cercetare nu i-a fost acordată prea multă atenție până la dezvoltarea computerelor, lucrarea lui Michell a marcat începutul acesteia. Analitic, el a obținut variante optime pentru unele structuri cadru elementare, dar pentru a optimiza o structură reală pentru condiții arbitrare, erau necesare metodele numerice. Optimizarea structurală modernă a trebuit să aștepte încă jumătate de secol, iar evoluția sa este descrisă de (Vanderplaats 1993). În perioada anilor 1940-1960, Schmit combină metoda deplasărilor cu optimizarea numerică neliniară, în ceea ce el a numit apoi „Structural Synthesis”, (Schmit 1960). Cu toate acestea, puteau fi tratate doar structuri foarte simple, cum ar fi grinzi și cadre cu un număr mic de elemente. Dezvoltarea optimizării structurale este în mod evident legată de creșterea rapidă a puterii de calcul și dezvoltarea metodei elementelor finite. Folosind structurile discrete, analiza duce la optimizarea formei și optimizării topologiei structurilor continue.

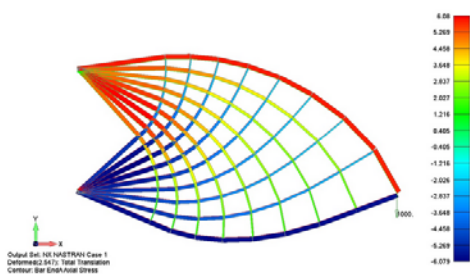


Fig. 1. Solutia problemei lui Michell folosind programul cu elemente finite NX NASTRAN

Optimizarea structurală este astăzi un concept amplu, iar rezultatul unei optimizări structurale variază de obicei enorm datorită diverselor posibile constrângeri și scopuri de optimizare. Mai ales dacă trebuie incluse aspecte economice și estetice, ar trebui să fie clar pentru orice inginer că cea mai rigidă structură cu siguranță nu ar putea fi cea mai ieftină. O introducere în multe dintre conceptele utilizate și aplicații importante de optimizare structurală sunt date în (Pedersen 2003). Scopul optimizării este cel mai adesea să se minimizeze sau să se maximizeze o proprietatea fizică a structurii, de exemplu: minimizarea energiei de deformație (egală cu maximizarea rigidității globale), minimizarea deplasării unui punct ales sau minimizarea tensiunii maxime, proprietăți care sunt toate dependente de sarcină. Alte proprietăți fizice care pot fi utilizate ca obiective de optimizare sunt volumul, greutatea, proprietăți care la prima vedere sunt independente de sarcină. Constrângerile pot limita aceleași proprietăți ca și cele enumerate, în special proprietățile globale, cum ar fi greutatea, dar și energia de deformație e adesea folosită ca și constrângere.

Din punct de vedere al industriei spațiale, la proiectarea piesei de suport pentru antena de pe satelitul Sentinel-1B, a fost folosită optimizarea topologică, și a fost manufacturată cu ajutorul printării 3D (Fig. 2).

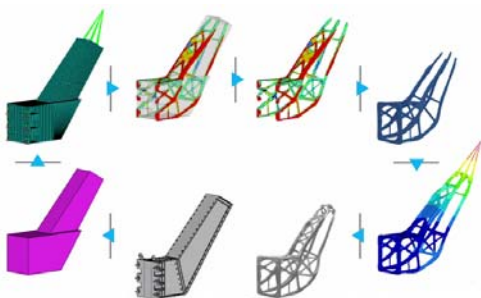


Fig. 2. Pașii urmăriți în proiectarea piesei suport pentru satelitul Sentinel-1B

Din punct de vedere matematic, o problemă de optimizare se referă la determinarea unui set de soluții $x \in R^n$ care minimizează (sau maximizează) o funcție $f: R^n \rightarrow R$. În plus, și constrângerile $g_j(x)$ pot fi scrise în funcție de variabila x . Astfel, problema de optimizare se poate scrie în următoarea formă generală:

$$\begin{aligned} & \text{minimizeaza } f(x) , x \in R^n \\ & \text{ținând cont ca } g_j(x) \leq 0 , j = 1, \dots, m \end{aligned}$$

3 METODE DE OPTIMIZARE A STRUCTURII

Optimizarea structurală poate fi împărțită în trei clase mari (Fig. 3):

Optimizarea topologică; cu ajutorul acesteia se optimizează distribuția de material într-un anumit spațiu alocat (numit și "design space") cu scopul de a susține încărcarea dată în cel mai bun mod posibil;

Optimizarea de formă; cu ajutorul acesteia se optimizează doar suprafața exterioară a structurii, distribuția de material rămânând aceeași;

Optimizarea de dimensiuni; această optimizare se ocupă cu modificarea grosimilor în structuri de tip shell, sau secțiunea transversală în structuri de tip bară, sau chiar unii parametri de material.

Pe lângă aceste mari clase de optimizare, se poate realiza și o optimizare parametrică, în care variabilele de proiectare sunt stabilite de proiectant sau de inginerul de calcul. Această optimizare presupune realizarea unui model parametric, astfel volumul de muncă putând crește semnificativ pentru structurile mai complexe.

De asemenea mai există și alte tipuri de optimizare, cum ar fi:

Optimizarea topometrică; la fel ca și în cazul optimizării de dimensiuni, aceasta se ocupă cu modificarea grosimilor, dar acest tip de optimizare se aplică doar pentru structurile de tip shell, iar optimizarea grosimii se face pentru fiecare element finit;

Optimizare topografică; și acest tip de optimizare se referă tot la structurile de tip shell, dar prin această optimizare se creează ambutisări care cresc rigiditatea structurii.

În această lucrare au fost abordate doar optimizarea topologică și optimizarea parametrică folosind algoritmul de recoacere simulată.

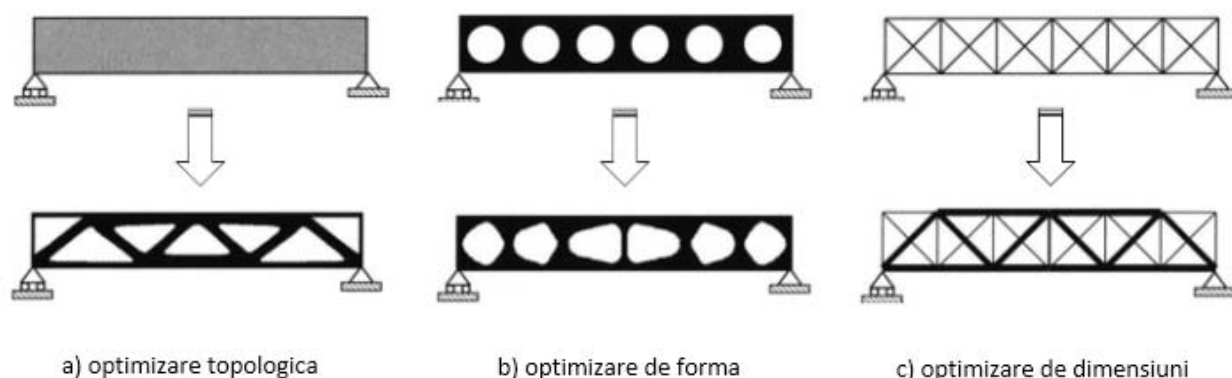


Fig. 3. Cele trei clase de optimizare structurală

3.1 Optimizarea topologică

Scopul optimizării topologice este acela de a găsi distribuția de material cu identificarea de goluri într-un domeniu spațial definit. Din punct de vedere al modelării cu elemente finite, aceasta necesită discretizarea întregului spațiu de design, iar rezultatele acestei optimizări iterative este acela de a spune care elemente trebuie reținute și care pot fi eliminate (Fig. 4).

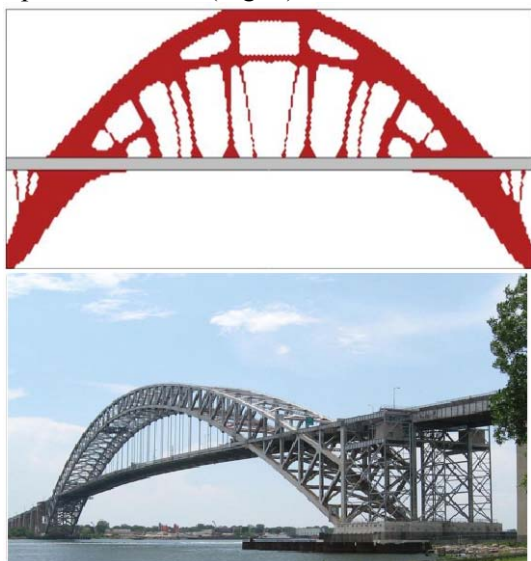


Fig. 4 Optimizarea topologica a unui pod

În proiectarea structurilor, de regulă obiectivul este acela de a maximiza rigiditatea structurii, ceea ce poate fi obținut prin minimizarea energiei globale de deformație elastică. O constrângere tipică este limita superioară a masei, dar constrângeri pot fi chiar și deplasările sau reacțiunile, dacă problema este de acest tip.

Cele mai cunoscute metode de a rezolva din punct de vedere numeric problemele de optimizare topologică sunt:

- Metoda SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization);
- Metoda prin omogenizare;
- Metoda ESO (Evolutionary Structural Optimization).

Metoda abordată în optimizarea topologică din această lucrare este metoda SIMP. Metoda SIMP este cea mai folosită metoda pentru rezolvarea problemelor de optimizare topologică și de asemenea este folosită în aproape toate programele comerciale de optimizare topologică.

În această metodă, pentru fiecare element finit se definește o variabilă de proiectare $x \in [0, 1]$, variabilă de proiectare care de obicei este numită raport de densitate. La inițializarea optimizării, tot domeniul va conține elemente cu o distribuție de densitate arbitrar aleasă.

Rigiditatea elementului în modelul SIMP poate fi formulat astfel:

$$E_{ijkl}(x) = x^p * E_{ijkl}^0, \quad p > 1$$

unde E_{ijkl}^0 este proprietatea de material a materialului de baza, de obicei rigiditatea, p este exponentul de penalizare, iar x este variabila de proiectare. Variind factorul p se definește cât de importante sunt elementele cu densitățile între 0 și 1. Din punct de vedere ingineresc este de preferat o soluție în care elementele au densitățile 0 sau 1 și asta se obține mărind factorul de penalizare. În 2009 Rozvany (Fig. 5) spune că e recomandat ca factorul de penalizare să înceapă de la 1, mărindu-l treptat pentru a nu grăbi procesul de optimizare și să se oprească la un minim local.

Masa structurii, care de obicei se folosește ca funcție obiectiv sau constrângere, se poate calcula integrând densitatea elementelor $\rho(x)$ pe întreg domeniul Ω

$$W = \int_{\Omega} \rho(x) d\Omega.$$

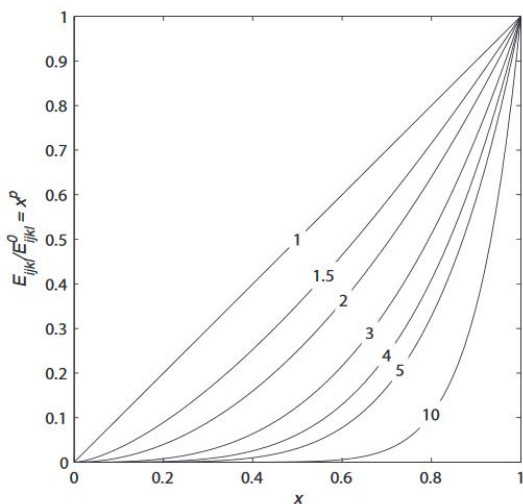


Fig. 5. Descreșterea eficienței pentru elementele cu densități intermediare la penalizări mari

Deși Rozvany precizează că este foarte posibil ca metoda SIMP să găsească o soluție optimă adevărată, Stolpe și Svanberg (Stolpe și Svanberg 2001) arată că nu e întotdeauna așa. Ei au descoperit că oricât de puțin a fost crescut exponențitul de penalizare, această metoda nu ajunge la o soluție optimă globală. De asemenea ei au arătat că oricât de mare era penalizarea, uneori metoda nu reușea să prezinte o soluție cu densitățile de 0 și 1.

3.2 Algoritm de recoacere simulată

Recoacerea simulată este o tehnică probabilistică de aproximare a optimului global al unei funcții date. Pentru problemele în care aproximarea cu optimul global este mai importantă decât găsirea unui optim local precis, algoritmul de recoacere simulată poate fi preferabil alternativelor, precum descreșterea gradientului.

Acest algoritm a fost inițial inspirat din procesul de recoacere din industria prelucrării metalului. Recoacerea implică încălzirea și răcirea unui material pentru a-i schimba proprietățile fizice datorită schimbărilor din structura internă. În recoacerea simulată, este păstrată variabila de temperatură pentru a simula procesul de încălzire. Inițial, această variabilă este setată ca fiind mare, iar apoi, aceasta scade ușor în timp ce algoritmul lucrează. Atât timp cât variabila de temperatură este mare, algoritmul va accepta și soluții care sunt mai proaste decât soluția inițială. Această abilitate a algoritmului îl face să sară peste un optim local (Fig. 6) dacă acesta apare în rularea algoritmului. Cu cât variabila de temperatură scade, scade și șansa ca algoritmul să accepte și soluții mai proaste, acesta concentrându-se pe o

parte a domeniului de căutare în care se speră că se poate găsi o soluție aproape de optimum global.

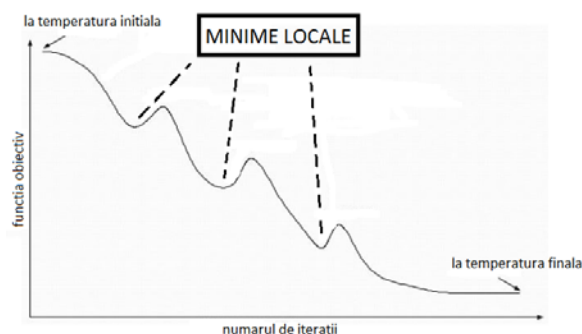


Fig. 6. Convergența unui algoritm de recoacere simulată

4 STUDIU DE CAZ

Sistemul de control al atitudinii și pe orbită asigură două funcții majore. În timpul fazei de rotație stabilizată, acesta furnizează o referință pentru controlul majorității funcțiilor legate de zbor, cum ar fi antenele de orientare, panourile solare sau orientarea motorului principal pentru manevre pe orbită. În timpul fazei de stabilitate pe trei axe, acesta se confruntă cu cele mai severe cerințe de atitudine impuse de sarcina utilă, constrângerile de atitudine fiind unul din factorii limitativi pentru precizia experimentală cerută. În cadrul acestor sarcini generale, sistemul de atitudine și control pe orbită efectuează o varietate de funcții specifice legate de diferitele aspecte ale misiunii.

În acest studiu, control atitudinii și pe orbita se face cu ajutorul unor motoare care asigură impulsuri pentru corecții de viteză. Pentru a mări eficacitatea acestor motoare, acestea trebuie plasate la o distanță cât mai mare de centrul de masă al satelitului.

Din cauza încărcărilor din timpul lansării unei rachete, sarcina utilă trebuie să reziste la frecvențe destul de mari, dar și la încărcări quasi-stactice la fel de mari.

4.1 Datele de intrare și obiectivele

Obiectivul acestui studiu de caz este proiectarea unui brachet pentru patru motoare ale sistemului de control și pe orbita a unui satelit.

Datele de intrare sunt datele care nu pot fi modificate în procesul de proiectare al unei astfel de piese. În acest caz, piesa este prinsă la baza satelitului de o placă sandwich de 10 mm grosime prin opt suruburi M5, pozițiile acestor găuri fiind una dintre datele de intrare (Fig. 7). O altă dată de intrare o reprezintă pozițiile celor patru motoare (Fig. 8), situate la o distanță destul de mare de prindere. Planul de prindere a motoarelor este înclinat la un unghi de 30° fata de planul orizontal.

De asemenea, spațiul alocat pentru această piesă este limitat la un volum de 686 mm x 250 mm x 300 mm (vezi Fig. 9).

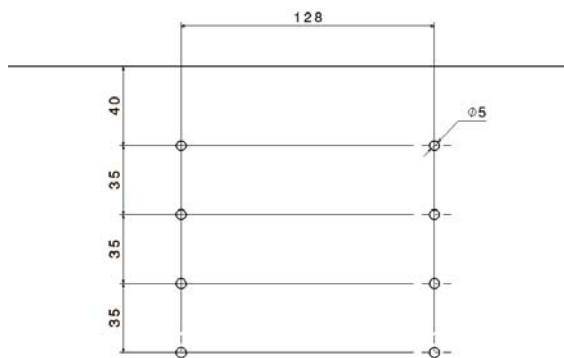


Fig. 7. Pozitia gaurilor de prindere pe satelit

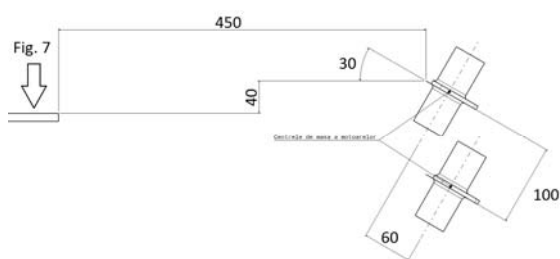


Fig. 8. Pozitia motoarelor

Cerința este proiectarea acestei piese, astfel încât masa ei să fie cât mai mică, dar în același timp frecvența primului mod propriu de vibrație să fie mai mare de 110 Hz, cu tot cu motoarele montate, masa fiecărui motor fiind de 0.3 kg.

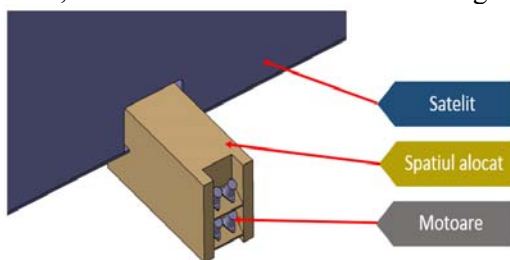


Fig. 9. Prezentarea spatiului alocat piesei de proiectat

Din punct de vedere al materialului folosit, acesta este un aluminiu cu următoarele proprietati:

$E = 63.7 \text{ GPa}$ – *modulul de elasticitate*

$\nu = 0.33$ – *coeficientul lui Poisson*

$\rho = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ – *densitatea*

Din punctul de vedere al programului folosit pentru optimizare, acesta este HyperShape, program dezvoltat de firma Altair. HyperShape este de fapt un program add-on pentru programul

de proiectare CATIA (dezvoltat de Dassault Systemes), care adaugă la modulul cu elemente finite din CATIA, o bară de instrumente pentru optimizare (Fig. 10), iar solverul pentru probleme de optimizare devine Optistruct. Astfel, CATIA devine preprocesor și postprocesor pentru solverul Optistruct dezvoltat tot de firma Altair.

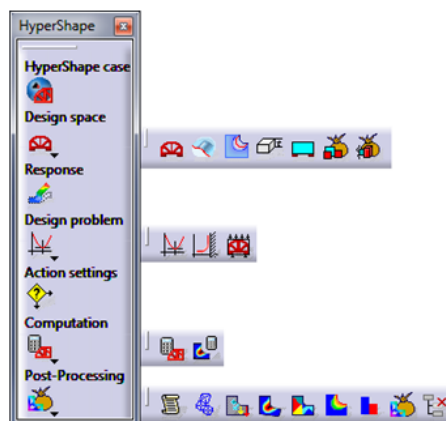


Fig. 10. Bara de instrumente adaugată în CATIA

4.2 Prima iterație

Pentru a identifica o formă posibilă a piesei, se apelează la optimizarea topologică folosind HyperShape. Pentru optimizarea topologică, solverul Optistruct folosește metoda SIMP, prezentată sumar în capitolul anterior.

Pentru început se discretizează (Fig. 11) întregul spațiu alocat cu elemente solide de tip tetraedru liniar (cu 4 noduri). Pentru a micșora durata de calcul a solverului se alege o discretizare cu elemente mai mari (10 mm la exterior și 15 mm la interior). Această etapă de optimizare preliminară fiind folosită doar pentru a identifica forma optimizată a braketului. Motoarele se discretizează cu elemente de tip masa rigidă cu masa de 0.3 kg și se conectează de brachet cu elemente rigide.



Fig. 11. Discretizarea spatiului alocat

Pentru a evita ca algoritmul de optimizare să elimine elemente din jurul prinderii motoarelor și a prinderii brachetului pe satelit, plăcile de așezare și elementele din jurul găurilor de prindere se elimină din domeniul de optimizat (asa zisul "design space").

Programul HyperShape are și opțiuni pentru constrângeri de manufacturare, dar pentru o primă iterație aceste constrângeri nu se folosesc. De asemenea, pentru această optimizare, funcția obiectiv este definită de masa structurii iar constrângerea e reprezentată de frecvență primului mod de vibrație, care trebuie să fie peste 170 de Hz (aceasta frecvență fiind mai mare decât frecvență care trebuie obținută în final). Rezultatul analizei se prezintă în Fig. 12.

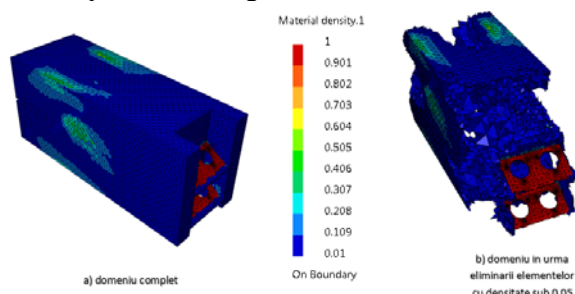


Fig. 12 Rezultate optimizare topologica

Se observă că algoritmul înlătură material de la interior, ceea ce este normal. Dacă am aproxima brachetul cu o bară încastrată cu o masă în capătul liber, primul mod de vibrație pentru aceasta ar avea următoarea formula aproximativă ([9]):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{M + 0.23m}}$$

Deci, pentru a crește frecvență proprie, trebuie crescut momentul de inerție al secțiunii barei. Dar obiectivul optimizării este acela de a minimiza masa, deci pentru asta se măresc dimensiunile exterioare ale secțiunii transversale și se elimină materialul din interior.

4.3 A doua iterație

Plecând de la rezultatele optimizării topologice din prima iterație, se proiectează un model parametric pentru a rula o optimizare parametrică, în care parametrii de proiectare sunt dimensiunile exterioare ale brachetului.

Chiar dacă în prima iterație a fost scos material din interior, în modelul parametric au fost introduse și rigidizări pe interior (un rigidizor în lungul brachetului, pe mijloc, și alte 6 rigidizări transversale situate la egala distanță, așa cum se prezintă în Fig. 13). Dacă aceste rigidizări pot lipsi, se decide într-o iterație ulterioară.

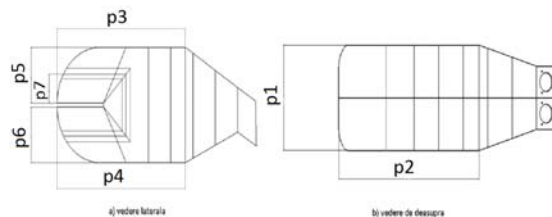


Fig. 13. Parametri folosiți în optimizarea parametrică

Pentru a realiza o optimizare parametrică, mai întâi se rulează analiza modală pentru a obține informații legate de masă și prima frecvență proprie. De aceasta dată, brachetul este modelat cu elemente de tip shell liniar, cu patru sau trei noduri, pentru a reduce efortul de calcul (Fig. 14). Grosimea elementelor de tip shell este de 4 mm (plăcile de așezare a motoarelor), 5 mm (învelișul exterior și rigidizările interioare) și 8 mm (zona din jurul găurilor de prindere, zona pe care se așază șabla șuruburilor de prindere). Datorită strângerii șuruburilor, materialul de sub cele două șabla se poate aproxima că nu se deplasează, astfel se blochează translațiile pe suprafețele de sub șabla.

În urma analizei modale a acestui model, a rezultat frecvență a primului mod de vibrație de 158 Hz (mod de încovoiere în planul vertical), în timp ce frecvență celui de-al doilea mod de vibrație a rezultat 264 Hz (mod de încovoiere în plan orizontal). De asemenea, masa structurii fără motoare a fost obținută la 17.4 kg.



Fig. 14. Discretizarea brachetului cu elemente de tip shell a în CATIA

Pentru a rula o optimizare parametrică, se deschide modulul de optimizare parametrică, se stabilesc parametrii de optimizare (din Fig. 13), se stabilește funcția obiectiv (în cazul de față, minimizarea masei) și se stabilesc constrângerile: frecvență primului mod de vibrație mai mare de 199 Hz. Această valoare a constrângerii a fost

folosită pentru a mări frecvență ca mai apoi să se poată micșora masa și mai mult, chiar dacă frecvență scade.

Algoritmul folosit pentru optimizare este algoritmul de recoacere simulată, prezentat în capitolul anterior, algoritmul ce urmărește aproximarea cu un minim global.

În urma optimizării parametrice și a rotunjirii parametrilor, masa structurii a devenit 10.6 kg, realizându-se o reducere de 39% a masei, iar frecvența primului mod de vibrație devenind 199 Hz (încovoiere în plan vertical), frecvența celui de-al doilea mod devenind 274 Hz (încovoiere în plan orizontal). În imaginile de mai jos, se pot observa variațiile frecvenței și ale masei în procesul de optimizare parametrică (Fig. 15 și Fig. 16).

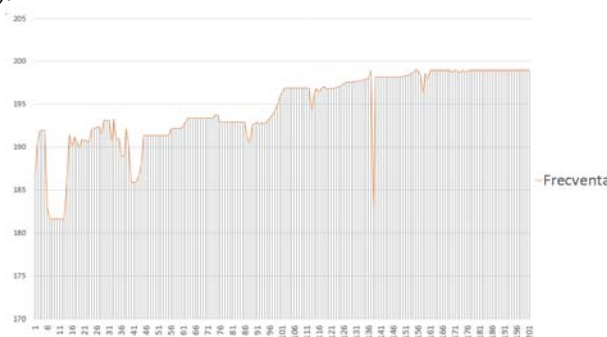


Fig. 15. Variația frecvenței în procesul de optimizare

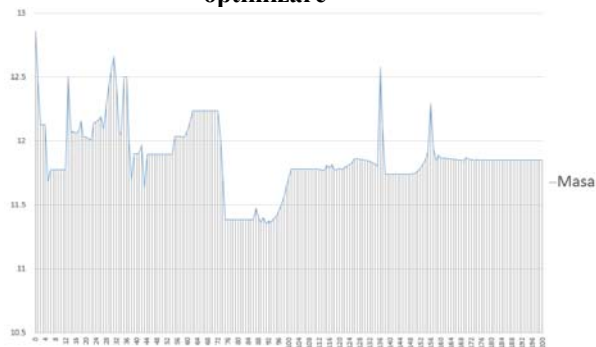


Fig. 16. Variația masei în procesul de optimizare

Din cauza masei mari a braketului, a mai fost realizată o optimizare de dimensiuni (grosimi de elemente). Astfel, grosimea învelișului și a rigidizărilor au fost redusă de la 5 mm la 1.6 mm (grosime minim recomandată în cazul în care braketul este manufacturat prin printare 3D). În urma acestor modificări, masa braketului scade considerabil, de la 10.6 kg la 4 kg (reducere de 62 %) în timp ce frecvența scade și ea, dar cu mult mai puțin, ajungând la 172 Hz.



Fig. 17. Modelul după optimizarea parametrică

4.4 A treia iterație

Pentru această iterație, se efectuează din nou o optimizare topologică, de această dată cu elemente de tip shell. Funcția obiectiv devine în acest moment maximizarea frecvenței primului mod de vibrație, în timp ce constrângerea este ca masa să fie mai mică decât 2.6 kg.

Fată de prima iterație, la această optimizare au fost folosite și constrângeri de manufacturare, și anume distanța minimă dintre două goluri a fost setată să fie 35 mm. De asemenea, la prima iterație nu a fost setat exponentul de penalizare, acesta rămânând 1, în schimb la această optimizare, penalizarea a fost de 10.

Ca și la prima optimizare, din domeniul de optimizare nu fac parte suprafețele de așezare a motoarelor, dar nici suprafețele de la prindere care sunt în contact cu șabiele.

Rezultatele în urma acestei optimizări se pot vedea mai jos (Fig. 18)

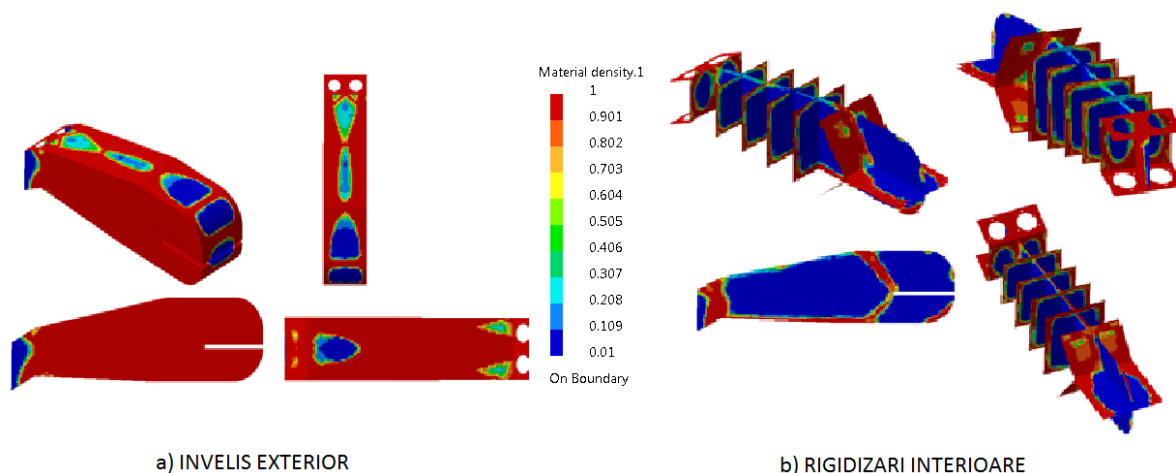


Fig. 18 Rezultatele optimizării topologice pe elemente de tip shell

4.5 Reproiectarea și validarea rezultatelor

După cum se observă în Fig. 18, în modelul optimizat este eliminat material mai mult din interiorul braketului, rigidizările transversale și longitudinale aproape dispărând.

În urma procesului de reproiectare, masa braketului a ajuns la 2.6 kg, valoare egală cu constrângerea dată în optimizarea topologică anterioară.

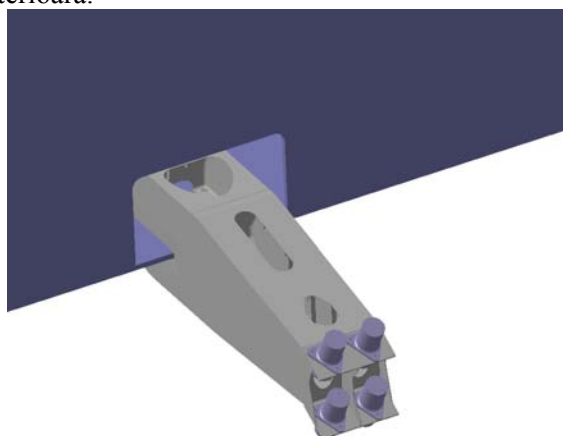


Fig. 19. Brachetul reproiectat montat pe satelit cu motoare

După procesul de reproiectare, brachetul trebuie remodelat (Fig. 19) și apoi discretizat cu elemente de tip shell (Fig. 20). A fost rulată o analiză modală pentru a obține exact rezultatele din urma optimizării topologice.



Fig. 20. Discretizarea cu elemente finite a braketului optimizat

În urma analizei modale, frecvența primului mod de vibrație ajunge la 160 Hz, frecvență ce corespunde cerințelor date inițial.

Tabel 1. Caracteristicile mecanice ale modelelor analizate

	Mode lul inițial	Înainte de optimizarea parametrică	După optimizarea parametrică	Optimizare a dimensiuni	Optimizarea topologica cu elemente shell
Masa totală [kg]	133	17.4	10.6	4	2.6
Frecvența fundamentală [Hz]	204	158	199	172	160

5 CONCLUZII

Plecând de la un spațiu alocat de masă totală 133 kg, cu ajutorul optimizării în mai multe iterații se ajunge la o masă mult mai mică, de doar 2.6 kg, frecvență fundamentală rămânând în cerințele impuse inițial.

Din punct de vedere al manufacturabilității, se observă ca forma brachetului nu permite manufacturarea acestuia prin mijloacele clasice decât dacă ar fi format din mai multe componente. Dar pe lângă surplusul de masă adus datorita elementelor de asamblare, totodată acestea reduc rigiditatea structurii, singura metodă de manufacturabilitate posibilă fiind printarea 3D.

Pentru a crește și mai mult rigiditatea, sau pentru a scădea și mai mult masa brachetului, se pot realiza în continuare optimizări topologice și/sau parametrice. Se poate apela chiar și la optimizarea de formă pentru a înlătura concentratorii de tensiuni și a corecta local rigiditatea, sau se poate realiza o optimizare topografică, pentru a crea ambutisări care ar duce la creșterea rigidității globale. De asemenea, se poate apela la o optimizare topometrică pentru a vedea dacă local trebuie modificate grosimile învelișului.

Cert este faptul ca optimizarea structurală micșorează cu mult numărul de iterații între inginerii proiectanți și inginerii de calcul, dar aceasta nu înseamnă ca problema se rezolvă printr-o singură optimizare, cel mai bine se impune o succesiune de mai multe optimizări, în această lucrare numite iterații.

6 MULȚUMIRI

Aș dori să mulțumesc în primul rând domnului profesor Ștefan Sorohan pentru toate sfaturile date și pentru ajutorul dat la redactarea acestui articol.

În al doilea rând aș vrea să mulțumesc domnului Vasile Turcan, fostul șef al compartimentului din care fac parte în cadrul INCAS București.

7 BIBLIOGRAFIE

- [1]. U. Kirsch. "Structural optimization: fundamentals and applications". Springer-Verlag, 1993.
- [2]. P. Christensen and A. Klarbring. "An Introduction to Structural Optimization". Springer, 2008.
- [3]. M. Bendsøe and O. Sigmund. "Topology Optimization: Theory, Methods and Applications". Springer, 2003.

- [4]. Michell A. G. M. (1904): "The limits of economy of material in frame-structures". Philosophical Magazine, Vol. 8, 589-597.
- [5]. Rozvany G. I. N. (2009): "A critical review of established methods of structural topology optimization". Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 37, 217-237.
- [6]. Stolpe M. and Svanberg K. (2001): "On the trajectories of penalization methods for topology optimization". Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 21, 128-139.
- [7]. Vanderplaats G. N. (1993): "Thirty years of modern structural optimization". Advances in engineering software, Vol. 16, 81-88.
- [8]. OptiStruct –User's Manual-Altair Engineering
- [9]. http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Vibrations/Natural_Vibrations.html (accesat la data de 02.05.2017)
- [10]. Pedersen P. (2003). „Optimal Designs; Structures and Materials - Problems and Tools”. Lyngby, Denmark
- [11]. Schmit L.A. 1960. „Structural design by systematic synthesis”. Second ASCE Conference on Electronic Computation. Pittsburgh, USA