



**Universitatea Transilvania Braşov**

# **TEZĂ DE ABILITARE**

**Modelări și simulări virtuale pe structuri metalice și  
compozite din domeniul ingineriei mecanice**

**Domeniul: Inginerie Mecanică**

**Autor: Conf.dr.ing. ITU Călin  
Universitatea „Transilvania” din Braşov**

**BRASOV, 2021**



## Cuprins

(A) REZUMAT .....	4
(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI .....	6
(B-i). Realizări științifice și profesionale .....	6
Capitolul 1. Analiza statică și dinamică a unor elemente structurale din arhitectura proiectului ELI-NP Măgurele .....	6
1.1 Stadiul cercetarilor în analiza unor sisteme de izolare antivibratorie a unor sisteme mecanice cu dimensiuni mari .....	6
1.2 Analiza vibrațiilor libere și forțate prin MEF a elementului de ghidare a razelor gamma din camera de interacție ELI-NP (ELIADE).....	17
1.3 Analiza vibrațiilor libere și a transmisibilității prin MEF a camerei de interacție ELI-NP pentru sistemul de detectori ELIADE .....	31
1.4 Proiectarea și analiza vibrațiilor libere a izolației inerțiale a platformei proiectului ELI-NP al sistemelor cu fascicul laser și gamma .....	39
Capitolul 2. Calculul și simularea sistemelor mecanice pe baza metodelor numerice.....	53
2.1 Metode de analiză a sistemelor mecanice prin simulări virtuale .....	53
2.2 Răspunsul cinematic și dinamic al unui mecanism motor de actualitate cu braț oscilant .....	62
2.3 Analiza amortizoarelor inerțiale NVH utilizate în sistemele de propulsie ale motoarelor electrice EV .....	76
2.4 Studii teoretice și experimentale ale unui cârlig de remorcare utilizat la autovehicule de capacitate mică .....	81
2.5 Analiza vibrațiilor unui sistem mecanic format din două părți identice .....	86
Capitolul 3. Studii teoretice și experimentale pe materiale compozite stratificate la plăci circulare .....	93
3.1 Metode de calcul a constantelor mecanice la materialele compozite .....	93
3.2 Îmbunătățirea rigidității plăcilor compozite circulare realizate din material compozit stratificat tip sandwich prin folosirea nervurilor.....	104
(B-ii). Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei universitare .....	115
(B-iii). Bibliografie .....	120

## (A) REZUMAT

Teza de abilitare intitulată “Modelări și simulări virtuale pe structuri metalice și compozite din domeniul ingineriei mecanice” conține o sinteză a realizărilor științifice, profesionale și academice efectuate de la conferirea titlului de doctor în iulie 2014 în domeniul Științe Inginerești, domeniul de profil Inginerie Mecanică.

Prezentarea cercetărilor efectuate în această perioadă, din 2014 până în prezent, reflectă experiența acumulată pe baza unor proiecte de cercetare-dezvoltare și prin activitatea de didactică desfășurată de aproape 20 de ani în Facultatea de Inginerie Mecanică.

Lucrare de abilitare este structurată pe două module:

**Modul 1: Realizări științifice și profesionale desfășurate în trei direcții principale**

**I. Cercetări în domeniul vibrațiilor pe structuri cu inerție ridicată,**

**II. Cercetări în domeniul sistemelor mecanice,**

**III. Cercetări în domeniul materialelor compozite tip sandwich**

**Modul 2: Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei**

**1. Cadrul general de dezvoltare al carierei universitare**

**2. Premisele dezvoltării carierei universitare**

Prima direcție de cercetare prezentată în primul capitol este orientată pe analiza dinamică a vibrațiilor structurilor cu inerție foarte mare în special din domeniul construcțiilor civile. În cadrul acestui capitol se pune accent în principal pe studierea răspunsurilor libere ale structurilor cu luarea în considerare a factorilor de participare modală, a masei modale efective, a formei modurilor proprii respectiv a frecvențelor proprii. De asemenea se studiază și răspunsul forțat al unei structuri sub acțiunea unor excitații în bază de tip deplasare, iar gradul de apreciere al comportamentului structural este pus în evidență de Transmisibilitatea cunoscută ca raport între o mărime de ieșire și o mărime de intrare. În general este de dorit ca acest parametru să fie subunitar ceea ce ar însemna un grad de amortizare bun al structurii, însă în multe situații acest raport este supraunitar în special în apropierea zonelor de rezonanță. Studiile numerice se prezintă sub formă tabelară, iar pentru o interpretare cât mai explicită a rezultatelor pentru sistemele analizate se prezintă figuri cu forma modurilor proprii obținute, pe baza acestora putându-se identifica foarte bine zonele vulnerabile din punct de vedere a rigidității. În general, cerințele pe astfel de structuri cu inerție mare impun rigidități cât mai mari cu scopul de a minimiza pe cât posibil energia de deformație în bază.

Cea de-a doua direcție de cercetare din cadrul celui de-al doilea capitol abordează fenomenele dinamice ce se produc în cadrul unor sisteme mecanice cu diverse aplicabilități. Studiile legate de dinamica sistemelor mecanice din cadrul acestui capitol s-au efectuat cu luarea în considerare a unor metode actuale de calcul: metoda sistemelor multicorp, metoda

elementelor finite, respectiv metodele de simulare a vibrațiilor sistemelor mecanice. Pe baza metodei sistemelor multicorp s-a efectuat o cercetare teoretică comparativă între o variantă clasică de mecanism motor și una revoluționară ce utilizează un braț oscilant având ca parametri de evaluare, mărimile cinematice ale corpurilor (poziție, viteză, accelerație), iar ca mărimi dinamice forțele din cuplele de legătură cu implicare asupra parametrilor energetici (putere și moment motor). Un alt studiu dinamic s-a efectuat pe un amortizor inerțial NVH folosit în sistemele de propulsie ale motoarelor electrice EV cu luarea în considerare a vibrațiilor. Pentru o evaluare a gradului de performanță din punct de vedere dinamic, acestui amortizor i s-au aplicat diverse zone de deteriorare la diferite cote de înălțime și de profunzime, pe baza acestora apreciindu-se gradul de rigiditate dinamică din analizele de moduri proprii. De asemenea o analiză de vibrații forțate pe amortizorul ideal s-au efectuat cu luarea în considerare a mai multor coeficienți de amortizare. Alte studii dinamice s-au efectuat pe o structură metalică cu luarea în considerare a simetriei. Această metodă de tratare a modelelor reduse poate oferi avantaje semnificative în special pe modele foarte mari și laborioase care prezintă cel puțin o simetrie în raport cu un plan, în special din punct de vedere a timpilor de obținere a soluțiilor de analiză. O astfel de analiză dinamică de moduri proprii se recomandă să se utilizeze în special în cazurile în care pentru o structură ne propunem să îmbunătățim anumite rigidități ce prezintă caracter simetric prin creșterea frecvențelor proprii caracteristice acestora. O ultimă abordare din cadrul acestui capitol, face referire la solicitările ce apar în cadrul unui cârlig de remorcare cu utilizare la autoturisme. Se prezintă studii teoretice și experimentale pentru diferite scenarii, în final centralizându-se rezultatele obținute.

În cadrul celei de-a treia direcții de cercetare sunt prezentate abordări din domeniul materialelor compozite stratificate, bazat pe cunoștințele din cadrul studiilor doctorale. Se prezintă ca parte introductivă metodologia de obținere a constantelor elastice pentru materialele compozite, pentru ca apoi să se continue cu prezentarea unei soluții de îmbunătățire a soluției de placă propusă și analizată în cadrul studiilor doctorale, cu luarea în considerare a unor nervurări având ca scop creșterea rigidității structurale și implicit posibilitatea de extindere a utilizării acesteia spre un domeniu de trafic mediu spre greu.

Al doilea modul al acestei teze de abilitare conține o prezentare sumară privind evoluția și dezvoltarea carierei didactice a autorului, a activității științifice și academice punctând, de asemenea, mai multe direcții pentru acțiuni viitoare.

Un important aspect al acestui plan de dezvoltare personală, se bazează pe dorința de îmbunătățire continuă și auto-îmbunătățire, implementarea celor mai importante noutăți și informații în predare și cercetare, cu perspectiva de a pregăti și forma specialiști cu înaltă calificare în domeniul tehnic.

## **(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI**

### **(B-i). Realizări științifice și profesionale**

#### **Capitolul 1. Analiza statică și dinamică a unor elemente structurale din arhitectura proiectului ELI-NP Măgurele**

##### **1.1 Stadiul cercetărilor în analiza unor sisteme de izolare antivibratorie a unor sisteme mecanice cu dimensiuni mari**

###### **1.1.1 Introducere**

Structurile civile, cum ar fi clădirile și podurile considerate parte integrantă a societății moderne, au fost proiectate la începuturi să reziste la încărcări statice, însă în realitatea zilnică, aceste structuri sunt supuse totuși la o varietate de încărcări dinamice provenite din surse externe naturale sau artificiale cum ar fi cutremurele, vânturile sau acțiunile din trafic. Aceste sarcini dinamice pot cauza mișcări vibratorii susținute și de intensitate mare la un moment dat care pot fi în detrimentul structurilor precum și a ocupanților clădirii.

În ultimul secol, fenomenele naturale cum ar fi: uraganele, țunamiurile, cutremurele de pământ și chiar inundațiile au produs dezastre de mare amploare, lăsând în urma lor structuri prăbușite, regiuni întinse părăsite și mult mai important, mari pierderi de vieți omenești.

Structurile civile, de asemenea se distrug la evenimente seismice mari, adesea rezultând pierderi de vieți omenești și pagube materiale. Un exemplu istoric de structură civilă care n-a supraviețuit sarcinilor dinamice este podul Tacoma Narrows din Tacoma, Washington. Vibrația torsională indusă de vânt asupra podului a fost atât de puternică încât a condus la deteriorarea acestuia pe data de 7 Noiembrie 1940 (figura 1.1).



**Figura 1.1 - Distrugerea podului Tacoma Narrows, 07 Noiembrie 1940 [RIC121]**

În anii recenti, zeci de mii de oameni și-au pierdut viața, iar pagubele materiale au fost estimate la bilioane de dolari ca urmare a cutremurelor de pământ. Figura 1.2 prezintă câteva structuri civile deteriorate în timpul unor seisme mai recente. De asemenea în tabelul 1.1 se prezintă o situație cu pierderile de vieți omenești și pagubele materiale rezultate din cutremurele ce au avut loc în perioada 1994 - 2001.

Tabelul 1.1

Locație	Data	Magnitudine	Victime	Pagube materiale
Northridge, California	01/17/94	6.8	60	\$20 billion
Kobe, Japan	01/17/95	6.8	5502	\$147 billion
Kocaeli, Turkey	08/17/99	7.8	15637	\$6.5 billion
Chi-Chi, Taiwan	09/28/99	7.7	2400	\$14 billion
Bhuj, India	01/26/01	8.0	20005	\$4.5 billion

\*) date furnizate de National Geophysical Data Center



1994 Northridge



1995 Kobe



1999 Kocaeli, Turkey



2001 Bhuj, India

Figura 1.2 - Deteriorări structurale din timpul recentelor cutremure de intensitate mare [RIC121]

Din motivele prezentate, în ultimele decenii, inginerii au fost puși în situația de a dezvolta algoritmi de calcul numeric sau analitic pentru structuri de dimensiuni mari precum și soluții tehnologice ingineresti de diminuare a intensităților provenite din sursele perturbatoare externe care să conducă la soluționări rapide și eficiente ale problemelor.

Cerința de creștere a gradului de protecție pentru aceste structuri este impusă de criteriile ce țin de exploatarea sigură a clădirii, confortul uman și durabilitatea structurii. În acest sens, protecția structurilor civile reprezintă fără dubii o prioritate de ordin mondial iar provocarea inginerilor în același sens este de a dezvolta structuri civile sigure pentru o cât mai bună rezistență la astfel de fenomene naturale.

### 1.1.2 Izolarea antivibratorie. Stadiul cercetărilor actuale.

Tehnica de izolare antivibratorie a fost dezvoltată în ideea de a se încerca atenuarea pe cât posibil a efectelor produse de vibrațiile provenite din mediul extern, iar această metodă s-a dovedit a fi destul de eficientă în ultimele decenii. Această izolare antivibratorie presupune utilizarea unor sisteme cu rol de decuplare a structurii de la mișcările provenite de la sursa de vibrație, în acest fel realizându-se o filtrare a forței și accelerației induse în sistem. Tehnologia de izolare antivibratorie a fost introdusă pe la începutul secolului trecut prin anul 1900, însă aceasta a evoluat abia prin anul 1970 ca strategie practică pentru proiectare seismică a structurilor civile. La începutul anilor '70, izolarea vibrațiilor s-a realizat prin utilizarea unor izolatori cu amortizare mică (Low-Damping Rubber Bearings – LDRB) care erau realizați integral din cauciuc natural, urmând ca mai târziu proprietățile lor să fie îmbunătățite prin adăugarea unor plăci din oțel (lamelle) [CHE18]. În general acești amortizori sunt alcătuiți din două plăci groase din oțel, iar la interior sunt mai multe lamelle metalice între care este inserat cauciucul, în condiții speciale de presiune și temperatură astfel încât să se realizeze lipirea cauciucului de partea metalică. Rolul lamelilor metalice este de a împiedica umflarea cauciucului și de a asigura o rigiditate verticală mare, dar nu au efect asupra rigidității laterale, aceasta fiind controlată prin modulul de forfecare redus al elastomerului. Principalele avantaje ale acestor tipuri de amortizori ar fi procesul de fabricație relativ simplu și costul de obținere redus iar ca dezavantaje ar fi necesitatea de utilizare a acestora împreună cu alte sisteme suplimentare de disipare a energiei [NAE97].

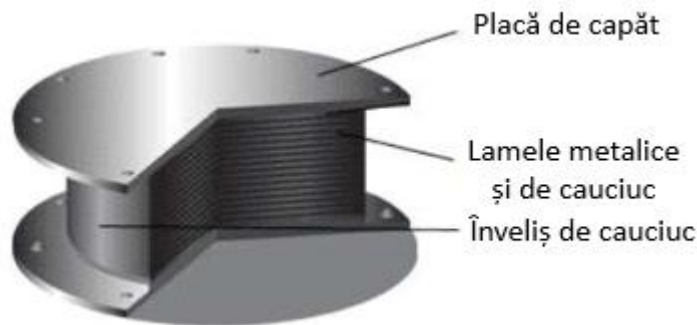
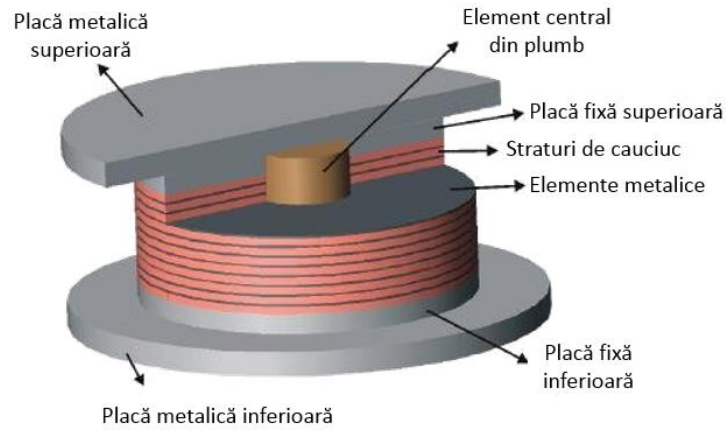


Figura 1.3 – Izolatorul din cauciuc lamelar cu amortizare redusă (LDRB) [CHE18], [CRI31]

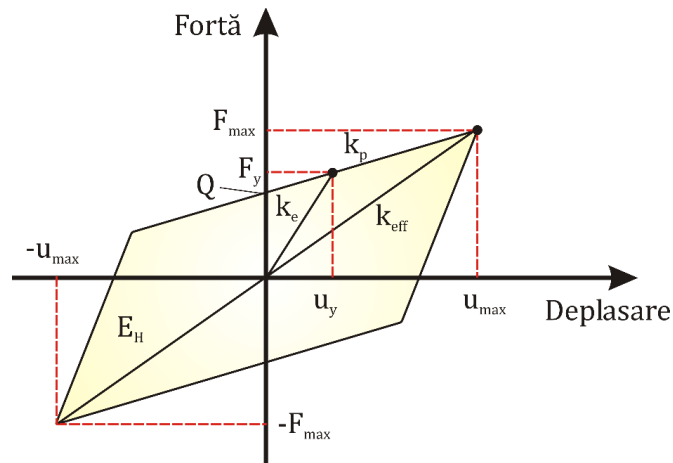
Pe la mijlocul anilor '70, ideea de izolare antivibratorie seismică cu îmbunătățirea rigidității pe direcție orizontală a fost introdusă pentru prima dată de dr. William Henry Robinson [\*\*\*02]. După mai multe cercetări, el a descoperit că majoritatea izolatorilor încorporează oțelul în structura lor pentru a absorbi energia cutremurului. A început să-și pună problema dacă doar oțelul era cel mai potrivit element de amortizare pentru această funcționalitate. În acest sens, a început să studieze alte materiale care să corespundă criteriilor necesare legate de izolarea antivibratorie. El a descoperit că plumbul se potrivea cel mai bine în structura elementelor de amortizare și a inventat izolatorul din cauciuc lamelar cu miez de plumb (*Lead Rubber Bearing*). În figura 1.4 este prezentată această piesă utilizată la o multitudine de clădiri din întreaga lume.





**Figura 1.4 - Izolatorul din cauciuc lamelar cu miez de plumb (Lead Rubber Bearing) [\*\*\*02]**

În 1975, Skinner și McVerry [SKI135], au început să studieze aspectele legate de flexibilitatea și rigiditatea bazei. Mai exact problema dezbătută de ei a fost strict legată de faptul că o rigiditate laterală mai redusă a bazei la o vibrație provenită de la un cutremur de intensitate mare poate conduce la o mișcare relativă între bază și structură. În acest sens această mișcare relativă ar putea apărea și în cazul unui vânt lateral, iar acest lucru ar putea constitui o altă problemă importantă de luat în calcul. Pentru soluționarea ambelor probleme s-a indicat că un izolator cu o caracteristică de histerezis adecvată Forță – deplasare poate asigura flexibilitatea și amortizarea optimă precum și o limitarea a forței în cazul unor sarcini perturbatoare provenite atât de la un cutremur cât și de la un vânt lateral. În figura 1.5 se prezintă un exemplu al unei astfel de caracteristici de histerezis.



**Figura 1.5 - Exemplu caracteristică histerezis pentru izolatorii de vibrație ai bazei**

În caracteristica din figura 1.5 principalele elemente de pe grafic sunt următoarele:

$k_e$  – rigiditatea elastică,

$k_p$  – rigiditatea post-elastică (pe domeniu de plasticitate)

$k_{eff}$  – rigiditatea efectivă se exprimă în funcție de rigiditatea post-elastică și de rezistența caracteristică  $Q$ , careia îi corespunde o deplasare laterală egală cu  $u$ .

$E_H$  – energia disipată prin comportamentul histeretic dat de amortizarea izolării (aria suprafeței reprezentată cu culoare galbenă).

În anul 1982, Asociația de Cercetare a Producătorilor Malaezieni de Cauciuc din Marea Britanie au dezvoltat un izolator din cauciuc lamelar cu amortizare mare. Această creștere de amortizare s-a obținut prin adăugarea în componența cauciucului a carbonului extra fin, a uleiurilor și a rășinilor [CRI31].

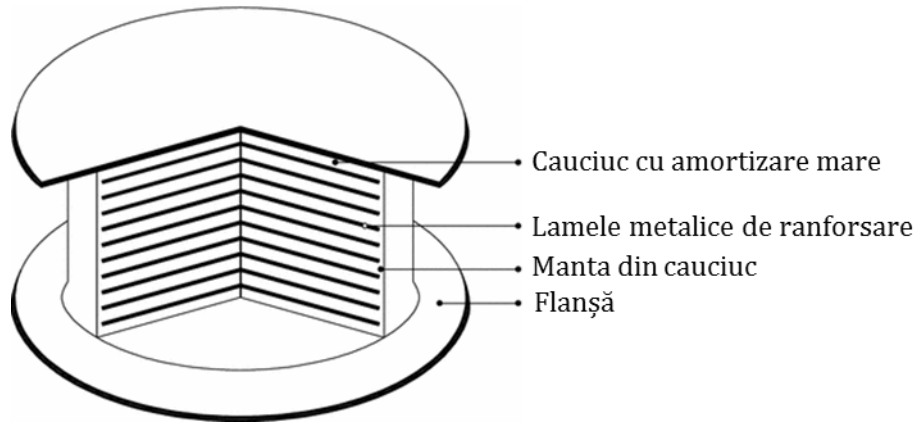


Figura 1.6 – Izolator cu amortizare mare [ATH06]

În anii '90, Zayas a implementat sistemul de izolare cu alunecare sferică pe o suprafață cu rază de curbă constantă denumit ca Sistemul de pendulare prin frecare (FPS) [ZAY180]. Soluțiile anterioare care aveau suprafețele de alunecare orizontale prezentau un dezavantaj întrucât structura nu avea capacitatea de a reveni la poziția inițială, cea de dinaintea aplicării forței exterioare. Izolatorul de tip pendul cu frecare are un element articulat 4, care în partea superioară culisează cu frecare pe o suprafață sferică din oțel 2 ce aparține de placa superioară 1. În partea inferioară, elementul 4 este montat într-o cavitate 5 practică în placa inferioară 6. Frecarea ce are loc între culisorul 4 și suprafața sferică 2 generează amortizare în izolator.

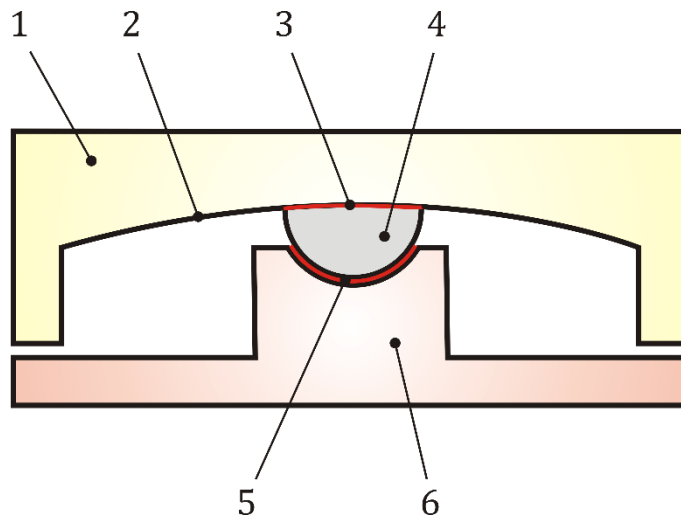


Figura 1.7 – Izolator cu pendulare prin frecare

Principalul dezavantaj care îl prezintă acest tip de soluție constructivă este evidențiat de degradarea suprafețelor de glisare după câteva cicluri de încărcare [CRI31],[MOC93], dar, având în vedere că ele se pun în mișcare doar la apariția unui cutremur, atunci putem afirma că ele sunt proiectate pentru întreaga durată de viață a construcției [CHE18].

Prin adoptarea izolatorilor pe structurile cu masă inerțială mare s-a demonstrat că energia datorată unui cutremur este disipată de acești izolatori înainte de a se propaga prin structură. În acest fel forța laterală rezultată dintr-un cutremur care se transmite pe elementele structurale, inclusiv nestructurale (cele care nu fac parte din structura de rezistență a structurii) este mai mică în sistemul cu izolare în bază comparativ cu sistemul convențional, iar șansa ca acestea să se deterioreze este mai redusă [MON96], [AME03].

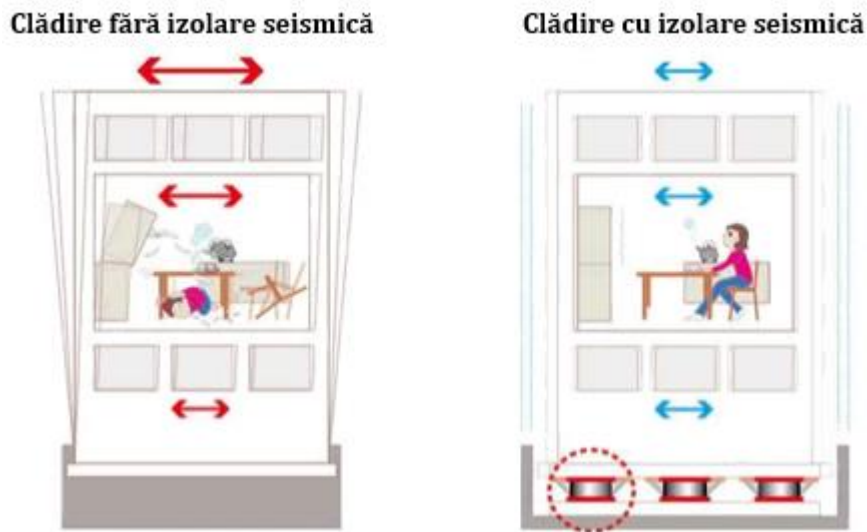


Figura 1.8 - Comparatie între clădire convențională și clădire cu izolare seismică [MON96],[AME03]

Sistemele de vibroizolare prezentate sunt considerate în general sisteme pasive de control a vibrației și în mod uzual acestea se plasează la baza structurii. Apar situații în care acest lucru nu este posibil din diverse considerente de ordin tehnic sau din motive ce țin de costuri. Din acest motiv, în decursul timpului s-au dezvoltat și alte soluții care presupun izolarea doar a unei părți de structură. Ca și în cazul structurilor izolate în bază, există soluții constructive de structuri echipate cu izolatori la nivelul acoperișului în special în zonele cu risc seismic ridicat, situate în apropierea principalelor falii tectonice: Japonia, Statele Unite ale Americii, Noua Zeelandă, China, Italia, Turcia etc. Prin acest mod de izolare se urmărește îmbunătățirea răspunsului structural al întregii clădiri prin creșterea perioadei proprii de vibrație, a accelerațiilor, prin diminuarea forței tăietoare de bază și a eforturilor din elementele acoperișului.

În anul 1995 la Vanzador în Armenia, izolarea pasivă se implementează la nivelul ultimului etaj pentru două clădiri de locuit cu zece etaje. S-a propus ca legătura între aceste ultime două etaje să se realizeze prin intermediul unui număr de 32 de izolatori tip HDRB. În urma izolării seismice a ultimului nivel (cel de-al zecelea) s-a constatat o reducere a deplasărilor la nivelul penultimului etaj de aproximativ 2 ori și de asemenea o reducere a forțelor tăietoare cu un factor de 1,97 [MOC93]. O soluție asemănătoare este propusă de Melkumyan în 2014 pentru o structură din cadre de beton armat cu 12 niveluri, construită

în anul 1989 [MEL90]. Ultimul planșeu a fost decuplat și ridicat de restul structurii, iar la capetele stâlpilor s-au introdus izolatori seismici HDRB, în acest fel ultimul nivel se comportă ca o masă adăugată însă fără să introducă elemente care să adauge greutate suplimentară structurii. Prin implementarea acestei soluții, perioada structurii a crescut de la 0,66 s la 0,77 s, iar forțele tăietoare în bază s-au redus cu 76% [MOC93], [MEL90].



Figura 1.9 – Structură de nouă etaje - Armenia [MOC93], [MEL90]

În anul 1998, Roberto Villaverde [VIL154] prezintă într-o lucrare de-a sa, un studiu legat de răspunsul unei structuri din cadre metalice cu izolare la nivelul acoperișului. Soluția de amortizare presupunea utilizarea unui sistem format din reazeme de cauciuc cu amortizori vâscoși. Această soluție oferea următoarele avantaje față de sistemele cu masă adăugată: construcția relativ simplă fără să necesite utilizarea unor elemente care să limiteze deplasarea masei, obținerea unei amortizări fără introducerea unei greutăți suplimentare în structură, nu introduce masă suplimentară.

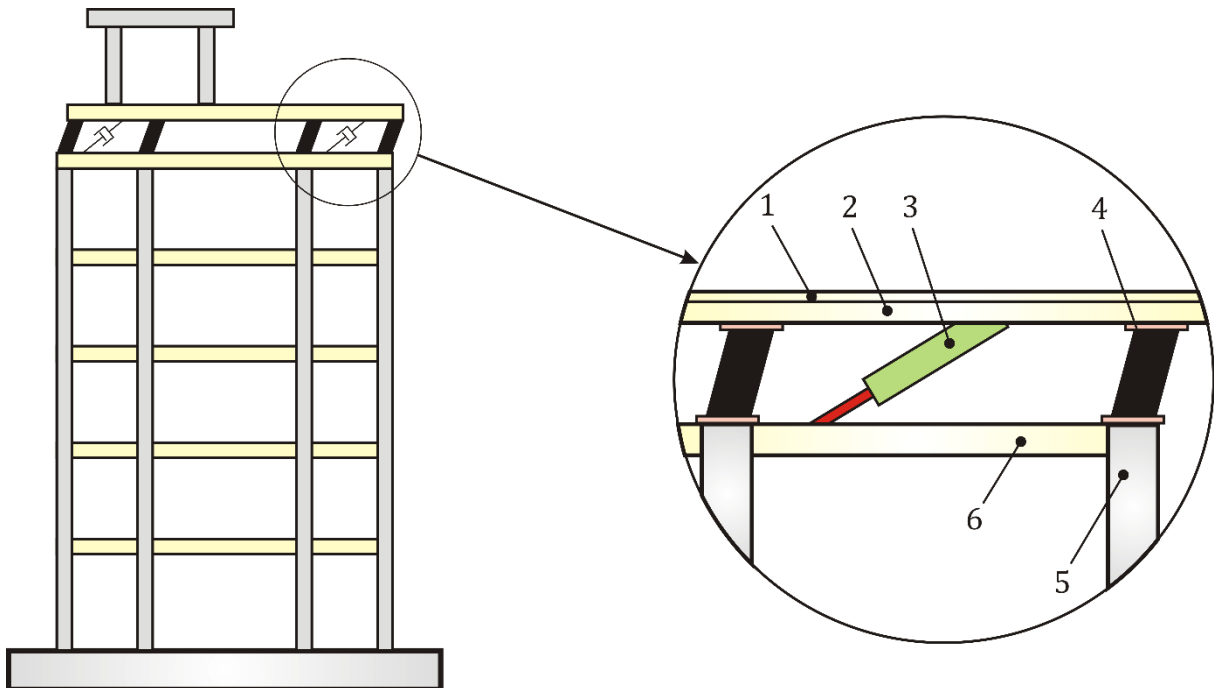


Figura 1.10 – Soluție de izolare seismică acoperiș - R. Villaverde [VIL154]

Structura studiată de Roberto Villaverde este prezentată schematic în figura 1.10 și este compusă dintr-un planșeu (1), o grindă de rezistență (2), grinda auxiliară (5) și stâlpii (6). Pentru izolare se folosesc patru reazeme elastice din cauciuc (4) și doi amortizori vâscoși (3). Greutatea totală a acoperișului reprezintă aproximativ 16% din greutatea întregii structuri [VIL154]. Conform studiului efectuat de Villaverde s-a observat o creștere a perioadei proprii a modului 1 de vibrație cu aproximativ 15% față de soluția convențională.

Un alt concept de izolare seismică a vibrațiilor, aplicat la nivelele superioare pentru structurile cu masă inerțială ridicată îl reprezintă sistemul inerțial de acordare masă-amortizor TMD (*Tuned Mass Damper*). Acesta a fost introdus în discuție pentru prima dată de Frahm [FRA45] în 1909, iar mai târziu Hartog [DEN37] a propus o teorie de proiectare optimă a unui TMD pentru un sistem SDOF neamortizat supus unei excitații armonice. Acest dispozitiv este de fapt un absorbitor dinamic ce are o masă auxiliară reprezentând 1% din masa totală a structurii și este legat de structură prin intermediul unui element elastic, prin această legătură realizându-se acordarea frecvenței structurii. În figura 1.11 este redată schematic o soluție de structură cu izolare prin sistem TMD.

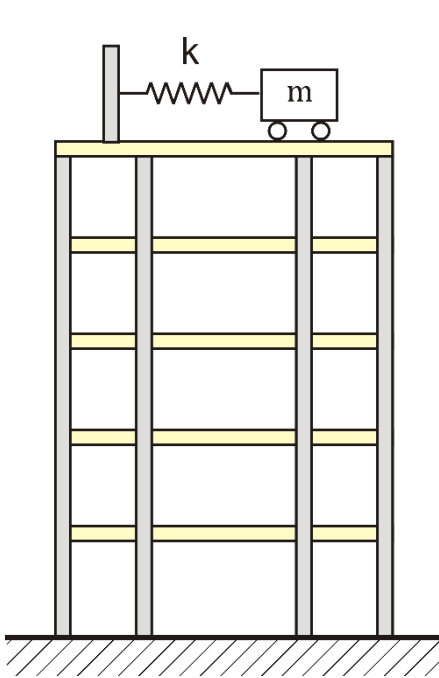


Figura 1.11 - Soluție de izolare seismică TMD

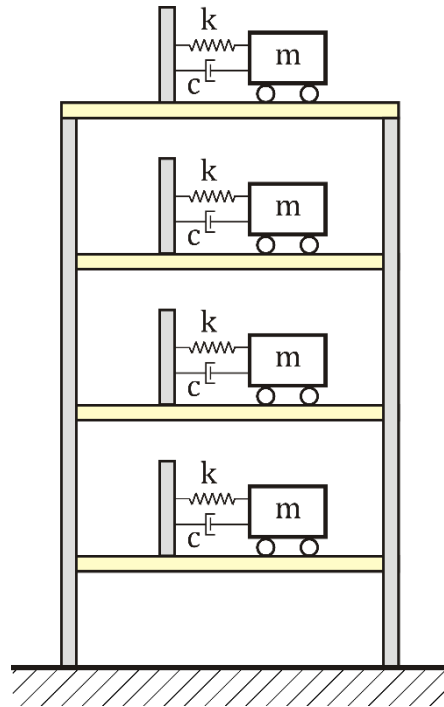
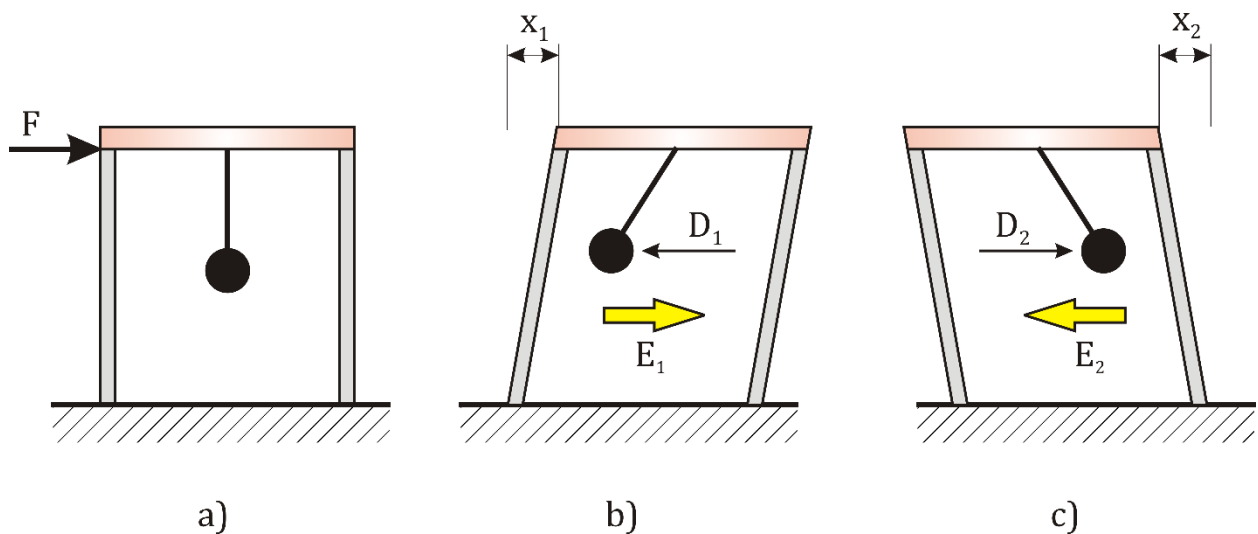


Figura 1.12 - Soluție de izolare seismică MTMD

La începuturi, sistemele TMD au fost utilizate pentru a controla deplasările structurilor la vibrații induse de vânt. Studii în acest sens au fost făcute de McNamara [MCN88] și Luft [LUF81] la sfârșitul anilor '70, iar în 1982 Warburton [WAR170] extinde utilizarea soluției TMD și pentru alte cazuri de excitație provenite de la cutremure. Folosirea acestor dispozitive în controlul seismic nu a fost convingătoare la început, iar pentru a diminua această rețineră Sladek și Klinger [SLA136] au investigat performanțele unui TMD pe o clădire supusă unor acțiuni seismice și au concluzionat că amortizoarele sunt eficiente în reducerea răspunsului maxim al deplasării la clădirile înalte. Răspunsul structurii pe primul mod propriu cu acordarea TMD-ului la frecvența fundamentală a structurii poate fi redus

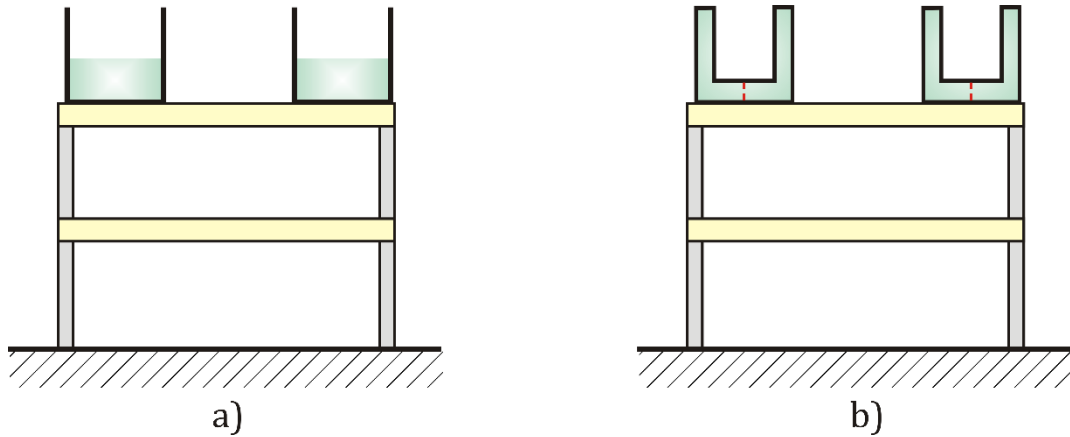
substanțial, însă pentru moduri proprii mai ridicate, aceste răspunsuri pot fi reduse doar marginal. În general, un singur amortizor reglat la frecvența fundamentală a structurii este astfel incapabil să suprime vibrația dată de modurile superioare. Prin urmare, Clark [CLA23] în 1988 introduce sistemul MTDM (*Multiple tuned mass dampers*) cu posibilitatea de adaptare a sistemului după mai multe moduri de frecvență și cu amplasare în diverse locații ale structurii pentru a spori performanța amortizării structurale. În 1995 Kareem [KAR67] și Jangid [JAN63] au demonstrat că sistemele MTMD cu o gamă optimă de frecvențe sunt mult mai robuste decât sistemele cu un singur amortizor TMD. Prin selectarea unui interval de frecvență al sistemului MTMD, eroarea în ceea ce privește estimarea frecvenței primare a sistemului este eliminată și de asemenea estimarea rigidității structurii sub acțiunea sarcinilor. Studiile cu privire la acest sistem de izolare a vibrațiilor au continuat, iar în anul 2006 s-a dezvoltat și implementat o metodă numerică iterativă de căutare a parametrilor optimi pentru proiectarea sistemului MTMD [LEE75], [BAK07]. Deși s-au efectuat multe cercetări pe structuri cu sisteme MTDM supuse la sarcini provenite de la cutremur, implementarea acestor sisteme s-a făcut mai mult în ideea diminuării vibrațiilor provenite de la vânt. O alternativă geometrică a acestei soluții TMD o reprezintă sistemul TMD cu pendul (PTMD) [OLI105]. Conform teoriei, acest sistem lucrează ca un absorbitor de energie cinetică ce se dezvoltă în timpul excitării clădirii. Când structura începe să se balanseze într-o direcție, generând astfel energia cinetică  $E_1$ , sistemul PTMD este pus în mișcare și forțează clădirea în direcția opusă prin forța de contracarare  $F_1$ . Același scenariu se petrece când clădirea se leagănă în cealaltă direcție.



**Figura 1.13 - Soluție de izolare seismică TMD cu pendul (PTMD)**

Un factor motivant major pentru utilizarea unui sistem PTMD în raport cu un sistem TMD translațional echivalent este absența rulmenților care să susțină masa TMD [CON25]. În general, structura sistemului de susținere utilizată în ansamblul translațional TMD este scumpă și susceptibilă de uzură pe durata de viață a sistemului TMD, în timp ce sistemele PTMD se dovedesc mai puțin costisitoare din punct de vedere al întreținerii și al duratei de viață. Aproape 50% din clădirile din Japonia folosesc astfel de sisteme din acest motiv [KAR69], iar câteva exemple în acest sens ar fi: Crystal Tower din Osaka, Higashimiyama Sky Tower din Nagoya și Taipei 101 [CON25].

Un alt sistem de disipare a energiei pentru controlul răspunsului dinamic al unei structuri, implementat la sfârșitul anilor '80, a fost sistemul de reglare al amortizării cu lichid TLD (*Tuned liquid damper*) folosind rezonanța de oscilație a lichidului dintr-un rezervor. Un TLD este un rezervor rigid cu apă de mică adâncime având o masă de ordinul a 1% din masa structurii conectate rigid la o structură, așa cum se arată în Fig. 1.14,a.



**Figura 1.14 – Soluție de izolare seismică TLD și TLCD**

Sistemele TLD au fost aplicate pentru a controla vibrațiile induse de vânt la structurile înalte și au fost preferate în dauna sistemelor TMD din mai multe motive, cum ar fi: eficacitatea pentru vibrații de mică amplitudine (de exemplu instabilități induse de vânt), reglare ușoară la frecvența naturală a structurii, cost redus, instalarea ușoară, eficacitatea excitației bidirecțională și cerințele minime de întreținere datorate absenței pieselor mobile. Sistemele TLD au început să aibă aplicabilitate în anii 1990 în Japonia la Turnul Aeroportului Nagasaki [YAM176], Turnul Aeroportului Internațional Tokyo de 77,6 m înălțime [TAM138] și Turnul marin Yokohama de 100 m înălțime [YAM177]. TLD-urile au fost în general aplicate pentru a controla vibrațiile structurilor induse de vânt, cu toate acestea, până acum nu au fost utilizate pentru controlul vibrațiilor seismice.

Investigații mai ample din punct de vedere teoretic și experimental pe aceste sisteme TLD s-au făcut după anii 2000. Banerji și colectivul [BAN08] a efectuat studii numerice cu raport de adâncime variabil al nivelului de lichid pentru structuri cu frecvențe între 0,5Hz și 2Hz sub excitație seismică de până la un vârf de 0,3 g. Ei au menționat că pentru mișcările cutremurului este benefic ca raportul între adâncimea apei și lungimea de undă generată de mișcarea lichidului din rezervor să fie de până la 0,3. În 2007, Lee și colectivul [LEE76] au efectuat un test pe o masă hibridă în timp real pentru a evalua performanțele TLD-urilor în controlul răspunsului seismic al structurilor. El a studiat răspunsurile seismice a patru cutremure și a observat că vârful de accelerația a fost redusă cu 30% prin utilizarea acestor TLD-uri.

Sistemele de izolare prin reglaj pe baza coloanelor de lichid TLCD (*Tuned Liquid Column Damper*) din figura 1.14,b sunt o alternativă a sistemelor TLD în care disiparea energiei se face prin trecerea apei dintr-o coloană în alta printr-un orificiu. Această soluție a fost propusă de Sakai în 1989 [SAK124], iar Kareem în 1994 demonstrează că TLCD-ul poate fi folosit la disiparea energiei în două direcții simultan prin folosirea tuburilor U bidirecționale

[KAR68]. În 1996, Won [WON175] a evaluat performanțele sistemului TLCD pentru încărcări seismice și a observat că acest sistem este mai potrivit pentru structuri având perioade mai mari de 2 secunde. Sadek în 1998 studiază parametrii de design ai unui sistem TLCD cu un singur rezervor de apă având două coloane ce comunică printr-un orificiu denumit STLCD (*Single-Tuned Liquid Column Damper*) și cu mai multe rezervoare denumit MTLCD (*Multi-Tuned Liquid Column Damper*) și demonstrează că alegerea optimă a acestor parametrii poate conduce la o reducere cu până la 47% a răspunsului structurii la acțiuni seismice [SAD123]. Studii mai recente pe astfel de sisteme au fost efectuate de Debarma în 2010 și Chakraborty în 2012 [DEB34], [CHA17].

Soluțiile constructive de izolare pasivă descrise prezintă un comportament adaptiv în mod natural ca urmare a construcției interne, sunt necontrolabile și nu necesită putere generatoare. Optimizarea acestor sisteme din punct de vedere funcțional se poate face doar în etapa de proiectare și calcul a parametrilor funcționali, acest lucru presupunând cunoașterea și anticiparea unor scenarii seismice de acțiune asupra structurilor, acest lucru fiind destul de dificil de cuantificat în general. Pentru minimizarea acestui neajuns, în ultima decadă s-au dezvoltat sistemele de vibroizolare activă și semiactivă care presupun un control riguros al parametrilor funcționali chiar în etapa de funcționare utilizând sistemele inteligente de achiziții de date. Sistemele active de control necesită o putere mare de funcționare, iar sistemele de vibroizolare semiactivă necesită o putere mai mică de funcționare și combină aspectele pozitive ale dispozitivelor de control pasiv și activ. Multe articole și studii legate de controlul vibrațiilor pe structuri supuse excitațiilor din bază au abordat diverse tematici de interes care în principiu au urmărit metodologii de optimizare a răspunsului structurii. Amini a abordat o metodă de optimizare pentru determinarea forțelor optime de control pe sistemul ATMD (*Active Tuned Mass Damper*) [AMI04], Soleymani și Khodadadi [SOL137] au introdus un ATMD pentru controlul vibrațiilor unei clădiri de 76 de etaje, atât pentru mișcări seismice, cât și pentru vânt. Pentru a spori performanța sistemului ATMD sub excitațiile dinamice, a fost implementat în sistem un algoritm fuzzy-multiobiectiv și un controller fuzzy de tip switch adaptiv. În 2013, Tinkir [TIN146] a prezentat rezultate experimentale pentru controlul devierii unei structuri cu două grade de libertate supuse unui cutremur la scară folosind un sistem AMD (*Active Mass Damper*) controlat.

O importanță sporită s-a acordat în ultimii ani sistemelor de control active și semi-active împreună cu sistemele de control adaptate la acestea, în vederea îmbunătățirii performanțelor structurilor sub acțiunea sarcinilor dinamice provenite din mediul înconjurător. În plus, au fost avansate proiecte hibride care utilizează diferite tehnici în ceea ce privește combinarea caracteristicilor materialelor de amortizare, precum și a sistemelor structurale. Se poate concluziona că evoluțiile din zona de control a vibrațiilor structurale vor continua să crească datorită progreselor înregistrate în noile materiale, tipologii de senzori și tehnologii informatice, respectiv informaționale.



## 1.2 Analiza vibrațiilor libere și forțate prin MEF a elementului de ghidare a razelor gamma din camera de interacție ELI-NP (ELIADE)

### 1.2.1 Introducere

În cadrul acestui capitol se va prezenta un studiu efectuat asupra răspunsului dinamic al camerei de interacțiune (CI) pentru detectorul de particule ELI-NP pe baza unei excitații provenite din bază. Ținând cont de faptul că vibrația sistemului poate influența semnificativ direcția fascicului foarte îngust de raze gamma care trebuie să atingă o țintă supusă spre analiză, este necesară o foarte bună cunoaștere a răspunsului dinamic al elementului care direcționează fasciculul luminos de raze [KHU70], [NEG101], [NEG102].

Camera de interacție (CI) a detectorului de particule ELIADE împreună cu camera CCD (*Charged Coupled Device*) formează așa numitul sistem IC-NRF din figura 1.15 (Internal Chamber – Nuclear Resonance Fluorescence) cu rol de a identifica fasciculul gamma, iar elementul care direcționează acest fascicul trebuie să respecte cerințele structurale și de funcționalitate impuse de specificația în vigoare. Această specificație presupune următoarele: Sistemul IC-NRF trebuie să fie implementat folosind ca material pentru structură un oțel inoxidabil capabil să lucreze în condiții de vacuum (de cel puțin  $10^{-3}$  mbar), trebuie să fie integrat în structura ELIADE, trebuie să mențină în interior o aliniere a fascicului pentru țintă.

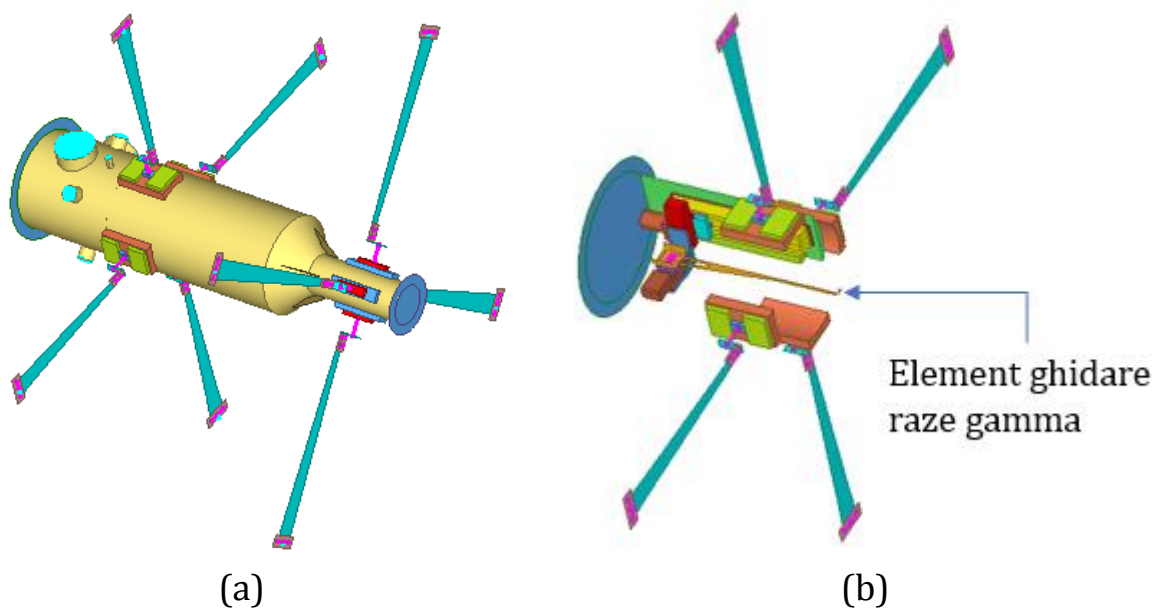


Figura 1.15 – Sistemul IC-NRF

Ca și cerințe din punct de vedere funcțional, sistemul IC-NRF trebuie:

- ✓ să dețină o țintă dintr-un material solid, lichid sau gazos. Această țintă va fi lovită de fascicule gamma,
- ✓ să poată menține condiții de vacuum la o presiune de  $10^{-3}$  mbar,

- ✓ să poată fi integrată în structura globală ELIADE care deține un set de detectoare Ge utilizate în experimentele NRF (*Nuclear Resonance Fluorescence*),
- ✓ să poată asigura alinierea mecanică a fasciculului gamma spre zona experimentală,
- ✓ să asigure alinierea țintei și a suportului acesteia înainte de a începe experimentele,
- ✓ să se poată asigura o aliniere mecanică automată a fasciculului gamma pe baza unui control la distanță.

Performanțele minimale necesare, impuse pentru sistemul de aliniere IC-NRF:

- ✓ precizia sistemului de aliniere la țintă trebuie să nu depășească 0,5 mm raportat la lungimea fasciculului,
- ✓ sistemul de aliniere trebuie să detecteze fasciculul gamma și să alinieze IC-NRF, inclusiv ținta, la o rezoluție de minimum 10 $\mu$ m,
- ✓ fotonii gamma trebuie detectați în domeniul de la 2 la 20MeV de către detectorul gamma al sistemului de aliniere,
- ✓ componentele sistemului de aliniere nu trebuie să fie influențate de fluxul radiant gamma și nu ar trebui să accelereze îmbătrânirea în interacțiune cu fasciculul gamma.

Soluțiile propuse pentru sistemul de aliniere utilizează un sistem de detectare a fasciculului gamma care furnizează informații unui computer folosind o achiziție de date sau un sistem de captare a imaginii. În fața camerei digitale, trebuie introdus un convertor de fascicul gamma în fază vizibilă (obiectiv scintilator). Prin utilizarea detectoarelor Ge sau a unui sistem optic ce are în componența sa un scintilator, o oglindă și cameră sCMOS, imaginea fasciculului gamma trebuie să fie achiziționată de sistemul de control al alinierii (în cazul nostru un computer care este legat de detectoarele de fascicul gamma). Dacă este utilizată o cameră digitală, aceasta va fi plasată în afara direcției fasciculului gamma pentru a evita interacțiunea dintre fotonii gamma și pixelii sensibili ai camerei. Calculatorul va fi echipat cu programe care vor implementa un algoritm capabil să scaneze rapid și să detecteze cea mai intensă zonă ciocnită de fasciculul gamma. Acest algoritm va comanda achiziționarea de semnale de la detectoare, va compara valorile sau imaginile cu cele anterioare și va detecta gradientul fasciculului pentru a indica sensul de comandă pentru pushere ce vor acționa pe IC-NRF. Sistemul va fi considerat aliniat atunci când semnalul achiziționat de sistemul de detectare va atinge o valoare maximă. Sistemul IC-NRF va fi acționat de 6 sau 8 actuatoare liniare care vor furniza alinierea în două planuri: ortogonală pe direcția fasciculului gamma și centrată cu fasciculul gamma. Mișcarea actuatorilor va fi intercorelată de computer.

Pentru a se putea asigura precizia sistemului de aliniere, este necesar să cunoaștem răspunsul sistemului la o sarcină externă precum și vibrația pârghiei unde se află ținta (în această zonă trebuie să acționeze fasciculul gamma) [BLA12], [GER48], [IBR57], [VLA165], [VLA166].

## 1.2.2 Modelarea matematică a vibrațiilor prin metodele analitice

Modelarea matematică a vibrațiilor utilizând metoda elementelor finite oferă o modalitate rapidă și convenabilă de obținere a unor soluții aproximative pentru orice tip de probleme ingineresti ținând cont de faptul că răspunsul majorității sistemelor la acțiuni exterioare este extrem de dificil, dacă nu chiar imposibil de interpretat pe baza unui algoritm matematic clasic.

Procesul unei analize dinamice reprezentat în figura 1.16 presupune o analiză etapizată a unei structuri. După cum se poate observa, datele de intrare care trebuie stabilite sunt sarcinile externe, geometria structurii de analizat și apoi definirea modelului cu elemente finite. Un pas următor constă în definirea tipurilor de analiză dinamică ce ar trebui efectuate în funcție de scopul urmărit. Aceste tipuri de analize dinamice pot fi: analiza de moduri proprii, analiză de răspuns în frecvență, analiză de răspuns tranzitoriu, analiză de răspuns spectral, analiză de răspuns aleatoriu, etc.

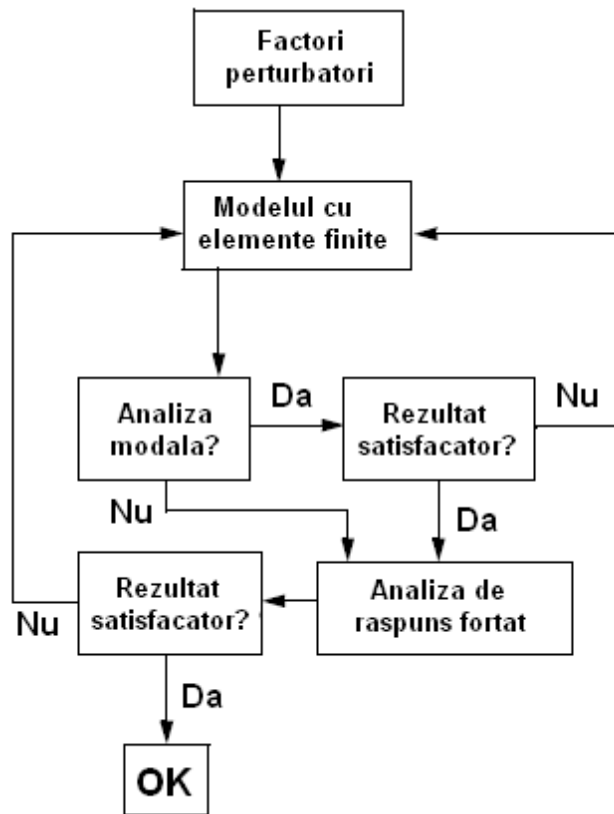


Figura 1.16 – Procesului analizei dinamice prin metodele numerice

În cadrul analizelor de vibrații forțate ce s-au efectuat pe sistemul IC-NRF descris la capitolul anterior s-a urmărit determinarea răspunsului structural al elementului de ghidare al undelor gamma, sub acțiunea unei perturbații armonice unitare cu aplicare în bază. Așa cum se prezintă în figura 1.16, procesul unei analize dinamice presupune în primă fază determinarea modurilor proprii de vibrație, a frecvențelor proprii și a vectorilor proprii. Ulterior, prin cunoașterea comportamentului din punct de vedere al vibrațiilor libere se va putea determina răspunsul forțat al structurii. Elementul de ghidare al razelor gamma

prezentat în figura 1.15,b poate fi considerat în cazul unui calcul analitic echivalent cu o bară de secțiune transversală variabilă în consolă cu grosime constantă pe întreaga lungime. Pentru acest sistem echivalent prezentat în figura 1.17, ecuațiile ce stau la baza determinării modurilor proprii de vibrație, a frecvențelor proprii și a vectorilor proprii sunt ecuațiile Euler Bernoulli [TIM145].

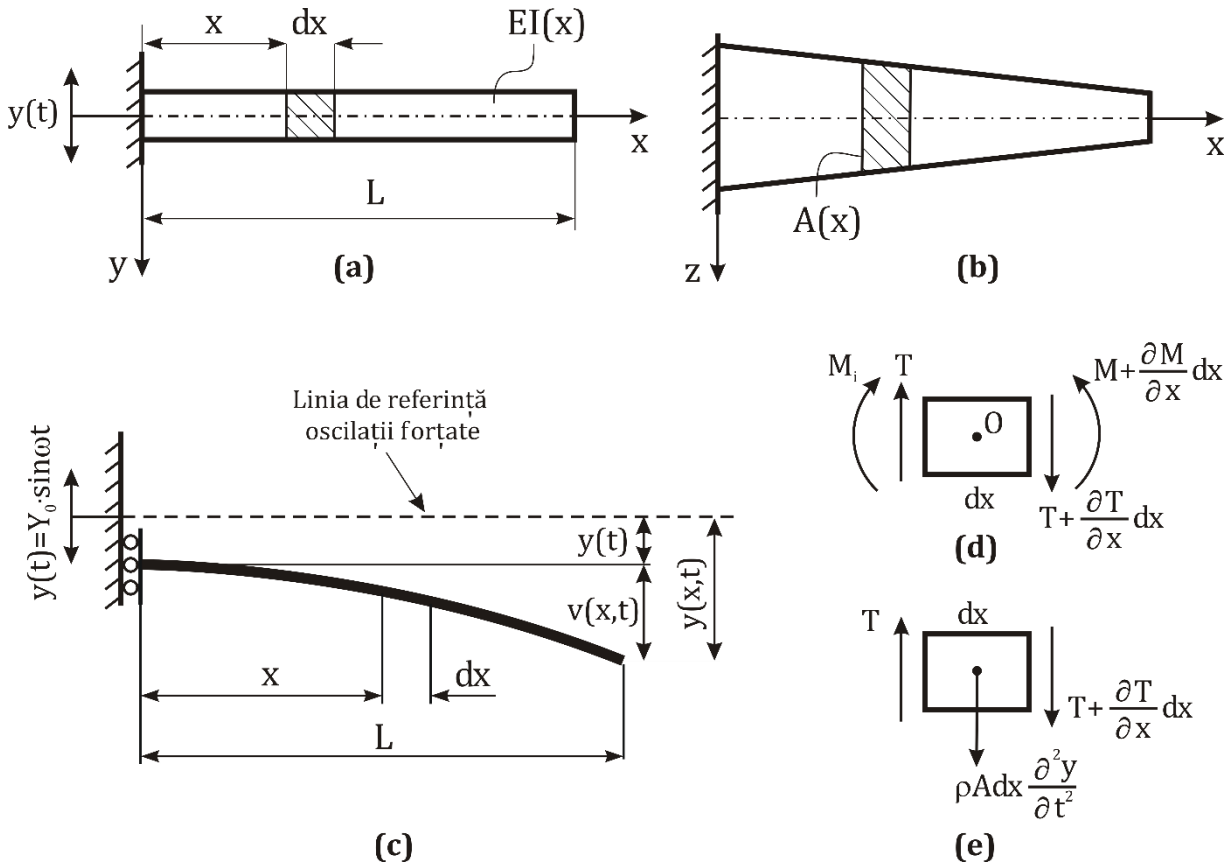


Figura 1.17 - Structură de bară în consolă cu secțiune transversală variabilă

Vibrațiile transversale ale structurilor de bare reprezintă o problemă din domeniul vibrațiilor sistemelor continue. Bara din figura 1.17 are secțiunea transversală variabilă în lungul axei sale, grosimea sa este constantă, modulul de rigiditate la încovoiere variabil pe lungime, iar materialul caracterizat de densitatea  $\rho$  va avea masa pe unitate de lungime  $\rho A$ . Deplasarea totală a unui punct de pe bară sub excitația armonică de tip deplasare este exprimată în relația (1.1):

$$y(x,t) = v(x,t) + y(t) \quad (1.1)$$

unde,  $v(x,t)$  reprezintă săgeata barei sub acțiunea greutății proprii,  $y(t)$  este deplasarea bazei, iar  $y(x,t)$  reprezintă deplasarea totală a barei. Dacă baza are o mișcare armonică sinusoidală, aceasta se poate defini după legea,  $y(t) = Y_0 \cdot \sin(\omega t)$ , unde  $\omega$  este pulsația vibrației forțate, iar  $Y_0$  este amplitudinea deplasării bazei.

În figurile 1.17,d și 1.17,e sunt indicate forțele și momentele care acționează asupra unui element infinitezimal desprins din bară. Se vor scrie ecuații de echilibru de forțe și momente după cum urmează:

- Ecuația de echilibru de momente scrisă pe elementul de lungime  $dx$ , din figura 1.17,d:

$$M + T \frac{dx}{2} + T \frac{dx}{2} + \frac{\partial T}{\partial x} \frac{dx}{2} - M - \frac{\partial M}{\partial x} dx = 0 \Rightarrow T dx = \frac{\partial M}{\partial x} dx$$

din care se va obține o relație de dependență între eforturile tăietoare și momentele încovoietoare, relația (1.2):

$$T = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (1.2)$$

- Ecuația de echilibru de forțe scrisă pe elementul de lungime  $dx$ , din figura 1.17,e:

$$T + \frac{\partial T}{\partial x} dx - T = \rho A dx \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial x} = \rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \Rightarrow \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = \rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}.$$

Din Rezistența Materialelor, în baza ecuației diferențiale a fibrei medii deformată putem exprima momentul încovoietor funcție de rigiditate [DEU38], [ITU62]:

$$M = -EI(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \Rightarrow \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = -EI(x) \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4}.$$

Se va obține în final ecuația generală a vibrațiilor transversale a unei bare în consolă.

$$\frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A(x)}{EI(x)} \cdot \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1.3)$$

Ținând cont de (1.1), se va obține:

$$\frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A(x)}{EI(x)} \cdot \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = -\frac{\rho A(x)}{EI(x)} \cdot \frac{\partial^2 y(t)}{\partial t^2} \quad (1.4)$$

Pentru a putea determina modurile proprii de vibrație, va trebui rezolvată ecuația omogenă a ecuației (1.4):

$$\frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A(x)}{EI(x)} \cdot \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0. \quad (1.5)$$

Soluția ecuației (1.5) este de forma [BEA10], [SIN134]:

$$v(x,t) = Y(x) \cdot (B_1 \sin \omega t + B_2 \cos \omega t) \quad (1.6)$$

-  $Y(x)$  este o funcție care definește forma modului de vibrație

Prin introducerea lui (1.6) în (1.5) și după efectuarea derivatelor de ordinul 2 și 4, se va obține:

$$\frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} - \frac{\rho A}{EI} \cdot \omega^2 Y = 0 \Rightarrow \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} = \frac{\rho A}{EI} \cdot \omega^2 Y = \beta^4 Y. \quad (1.7)$$

Unde  $\beta^4 = \omega^2 \frac{\rho A}{EI}$  reprezintă ecuația barei care are soluția generală de tipul:

$$Y(x) = C_1 \cdot e^{\beta x} + C_2 \cdot e^{-\beta x} + C_3 \cdot e^{i\beta x} + C_4 \cdot e^{-i\beta x}$$

sau

$$Y(x) = C_1 \cdot [\cos(\beta x) + \cosh(\beta x)] + C_2 \cdot [\cos(\beta x) - \cosh(\beta x)] + \\ + C_3 \cdot [\sin(\beta x) + \sinh(\beta x)] + C_4 \cdot [\sin(\beta x) - \sinh(\beta x)].$$

Coeficienții  $C_1, C_2, C_3, C_4$  se vor determina din condițiile la limită ale barei.

$$x=0 \rightarrow \begin{cases} v=0, \\ \frac{dv}{dx}=0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} Y(0)=0, \\ Y'(0)=0. \end{cases} \rightarrow \begin{cases} C_1=0 \\ C_3=0. \end{cases}$$

$$x=L \rightarrow \begin{cases} T=0, \\ M=0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} Y''(L)=0, \\ Y'''(L)=0. \end{cases} \rightarrow \begin{cases} C_2 [\cos(\beta L) + \cosh(\beta L)] + C_4 [\sin(\beta L) + \sinh(\beta L)] = 0 \\ C_2 [-\sin(\beta L) + \sinh(\beta L)] + C_4 [\cos(\beta L) + \cosh(\beta L)] = 0 \end{cases}$$

În formă matriceală, ecuațiile obținute din condițiile la limită pentru  $x=L$  sunt:

$$\begin{bmatrix} \cos(\beta L) + \cosh(\beta L) & \sin(\beta L) + \sinh(\beta L) \\ -\sin(\beta L) + \sinh(\beta L) & \cos(\beta L) + \cosh(\beta L) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_2 \\ C_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1.8)$$

Sistemul matriceal (1.8) are soluții nebanale, dacă determinantul său este nul. Această condiție va da următoarea ecuație transcendențială pentru găsirea rădăcinilor prin metoda Newton-Raphson.

$$\cos(\beta L) \cdot \cosh(\beta L) = -1 \quad (1.9)$$

Pentru primele patru moduri proprii de vibrație, soluțiile ecuației (1.9) sunt prezentate în Tabelul 1.2.

Din (1.8) se obține dependența între constantele  $C_2$  și  $C_4$ .

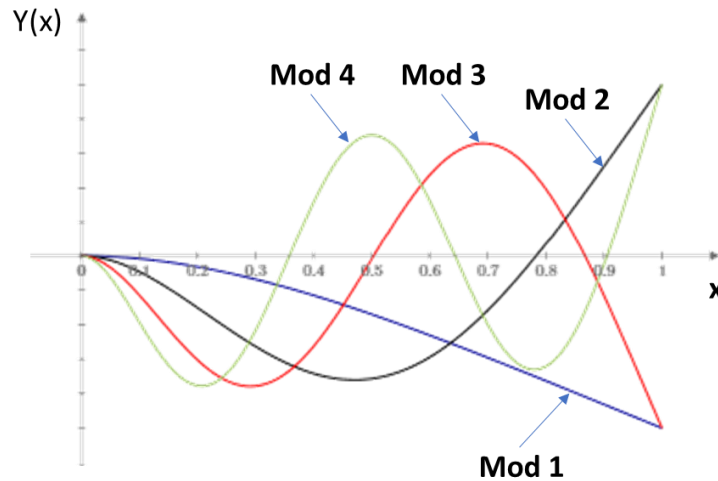
$$C_4 = -\frac{\cos(\beta L) + \cosh(\beta L)}{\sin(\beta L) + \sinh(\beta L)} C_2 \quad (1.10)$$

Ecuația care dă forma modului propriu este:

$$Y_i(x) = (\cos(\beta_i x) - \cosh(\beta_i x)) - \frac{\cos(\beta_i L) + \cosh(\beta_i L)}{\sin(\beta_i L) + \sinh(\beta_i L)} (\sin(\beta_i x) - \sinh(\beta_i x)) \quad (1.11)$$

**Tabelul 1.2** – Calculul parametrilor pentru ecuația barei

Mod propriu	$\beta L$	$\omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$
1	1,8751	$\omega = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$
2	4,6941	$\omega = \left(\frac{2\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$
3	7,8547	$\omega = \left(\frac{3\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$
4	10,9956	$\omega = \left(\frac{4\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$

**Figura 1.18** – Forma modurilor proprii pentru o bară în consolă

Pe baza modurilor proprii de vibrație determinate, răspunsul structurii la acțiunea unei perturbații exterioare de tipul unei excitații armonice cu aplicare în bază urmează să se determine.

Ecuția (1.4) care este ecuația pe baza căreia se obține răspunsul forțat, se poate scrie și sub forma:

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho A \cdot \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = f(x,y) \quad (1.12)$$

Ținând cont de faptul că excitația bazei de tip deplasare este  $y = Y_0 \cdot \sin(\omega t)$ , funcția de forță din membrul din dreapta este de forma:

$$f(x,y) = \rho A \omega^2 Y_0 \sin(\omega t) \quad (1.13)$$

Sistemul dinamic descris pentru ecuația 1.12 se prezintă în figura 1.19.

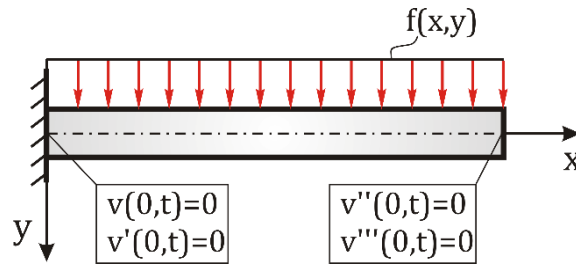


Figura 1.19 – Grindă în consolă cu condițiile la limită

Deplasările transversale relative ale oricărui punct situat pe grindă, în raport cu baza se presupun că sunt de forma:

$$v(x,y) = \sum_{i=1}^4 Y_i(x) \cdot q_i(t) \quad (1.14)$$

unde,  $Y_i(x)$  reprezintă forma modurilor proprii normalizate. Înlocuind (1.14) în (1.12), multiplicând expresia rezultată cu  $Y_j(x)$  și integrând toți termenii pe lungimea barei se va obține relația:

$$\left[ EI \int_0^L \frac{\partial^4 Y_i(x)}{\partial x^4} Y_i(x) dx \right] \cdot q_i + \left[ \rho A \int_0^L Y_i(x) \cdot Y_i(x) dx \right] \cdot \ddot{q}_i = \int_0^L Y_i(x) \cdot f(x,y) dx \quad (1.15)$$

Formele modurilor sunt ortonormate și respectă următoarele relații [THO144]:

$$EI \int_0^L \frac{\partial^4 Y_i(x)}{\partial x^4} Y_i(x) dx = \omega_i^2 \delta_{ii}, \quad \rho A \int_0^L Y_i(x) \cdot Y_i(x) dx = \delta_{ii} \quad (1.16)$$

unde  $\delta_{ii}$  – este funcția Delta Kronecker redată în (1.17)

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{dacă } i=j \\ 0 & \text{dacă } i \neq j. \end{cases} \quad (1.17)$$

Prin înlocuirea (1.16) în (1.15) se obține:

$$\omega_i^2 q_i + \ddot{q}_i = Q_i(t) \quad (1.18)$$

cu  $Q_i(t)$  este:

$$Q_i(t) = \int_0^L Y_i(x) \cdot f(x,y) dx \quad (1.19)$$

Soluția ecuației (1.18) este [ZIL181]:

$$q_i(t) = a_i \sin(\omega_i t) + b_i \cos(\omega_i t) + \int_0^t Q_i(\tau) \cdot h(t-\tau) d\tau \quad (1.20)$$



Cel de-al treilea termen din (1.20) reprezintă integrala convoluției [THO144], iar termenul  $h(t-\tau)$  reprezintă răspunsul unei unități de impuls dat de relația:

$$h(t-\tau) = \frac{1}{\omega_i} \sin[\omega_i(t-\tau)]. \quad (1.21)$$

Înlocuind (1.21) și (1.18) în integrala convoluției va rezulta:

$$\int_0^t Q_i(\tau) \cdot h(t-\tau) d\tau = \frac{\rho A \omega^2 Y_0}{\omega_i} \int_0^L Y_i(x) dx \int_0^t \sin(\omega\tau) \cdot \sin[\omega_i(t-\tau)] d\tau = F_1^i \cdot F_2^i \quad (1.22)$$

cu  $F_1^i$  și  $F_2^i$  definite de relațiile:

$$F_1^i = \int_0^L Y_i(x) dx, \quad (1.23)$$

$$F_2^i = \frac{\rho A \omega^2 Y_0}{\omega_i} \int_0^t \sin(\omega\tau) \cdot \sin[\omega_i(t-\tau)] d\tau = \frac{\rho A \omega^2 Y_0}{\omega_i} \cdot \frac{\omega \cdot \sin(\omega_i t) - \omega_i \cdot \sin(\omega t)}{\omega^2 - \omega_i^2}$$

Coeficienții  $a_i$  și  $b_i$  din (1.20) se determină din condițiile inițiale:

$$v(x,0) = 0, \quad \dot{v}(x,0) = 0. \quad (1.24)$$

Forma generală a ecuației (1.20) va fi:

$$q_i(t) = \frac{\dot{q}_{i0}}{\omega_i} \sin(\omega_i t) + q_{i0} \cos(\omega_i t) + \frac{\rho A \omega^2 Y_0}{\omega_i} \cdot \frac{\omega \cdot \sin(\omega_i t) - \omega_i \cdot \sin(\omega t)}{\omega^2 - \omega_i^2} \int_0^L Y_i(x) dx. \quad (1.25)$$

unde, termenii  $\dot{q}_{i0}$  și  $q_{i0}$  sunt [WEI172]:

$$q_{i0} = \int_0^L \rho A \cdot v(x,0) \cdot Y_i(x) dx, \quad \dot{q}_{i0} = \int_0^L \rho A \cdot \dot{v}(x,0) \cdot Y_i(x) dx \quad (1.26)$$

Deplasarea totală a barei sub excitația armonică a bazei va fi:

$$y(x,t) = y(t) + \sum_{i=1}^4 Y_i(x) q_i(t). \quad (1.27)$$

În general, abordările răspunsului forțat se fac în domeniul frecvenței utilizând transformările Fourier datorită volumului mult mai redus de calcule. În ultima decadă, majoritatea calculelor de răspuns forțat se fac pe baza unor informații ce se obțin din calculul de vibrații libere cum ar fi: factorii de participare modală, factorii de masă modală efectivă și masa cumulativă.

Fiecare structură are tendința de a vibra la un anumit set de frecvențe naturale. Fiecare frecvență naturală este asociată cu o formă, numită formă de mod propriu, spre care modelul tinde atunci când vibrează la acea frecvență. Factorul de participare modală este o măsură a

modului în care un anumit mod contribuie la răspunsul structurii atunci când este supus excitației într-o direcție specifică.

În analiza dinamică, trebuie luate în considerare două subiecte conexe, rezonanța și participarea modală. Rezonanța apare atunci când frecvența de excitație a sursei perturbatoare se suprapune cu una dintre frecvențele naturale ale structurii. În acest caz, excitația amplifică modul și pot rezulta deplasări mari. Factorul de participare indică cât de mult contribuie un mod dat la răspuns. În concluzie, este posibil ca frecvența excitației să se potrivească cu o frecvență naturală (adică o condiție de rezonanță), dar factorul de participare al modului este aproape de zero ceea ce înseamnă că puțină energie va intra în acel mod și va avea loc un răspuns dinamic neglijabil.

Factorii de participare modală sunt scalari care măsoară interacțiunea dintre răspunsurile date de modurile proprii de vibrație și direcția excitației într-un sistem de referință definit. Valorile mai ridicate ale acestor factori indică o contribuție mai semnificativă la răspunsul dinamic.

Factorii de masă modală efectivi asociați fiecărui mod reprezintă cantitatea de masă a sistemului care participă la acel mod într-o anumită direcție de excitație. Această valoare este dată ca procent din masa totală a sistemului. Prin urmare, un mod cu o masă efectivă mare va contribui semnificativ la răspunsul sistemului în direcția de excitație dată. O regulă generală obișnuită pentru analiza dinamică liniară este aceea că un mod ar trebui inclus dacă contribuie cu mai mult de 1-2% din masa efectivă totală.

Masa cumulativă pentru modul „n” este suma factorilor de masă efectivi pentru modurile 1 până la „n”. O regulă generală obișnuită pentru analiza dinamică liniară este includerea unor moduri suficiente, astfel încât masa cumulativă să fie de cel puțin 80% în direcția predominantă a vibrației de excitație.

Pentru o bară de lungime L și masă pe unitate de lungime  $\rho A$ , factorii de participare modală se calculează cu relația [TOM148], [TOM149]:

$$\Gamma_i = \int_0^L m(x) \cdot Y_i(x) dx = \int_0^L \rho A(x) \cdot Y_i(x) dx \quad (1.28)$$

unde  $Y_i(x)$  sunt vectorii proprii obținuți prin normalizarea masei, calculați cu (1.11).

Masa modală generalizată și masa modală efectivă pe fiecare mod, se calculează cu următoarele relații [TOM148], [TOM149]:

$$\hat{m}_i = \int_0^L m(x) \cdot [Y_i(x)]^2 dx = 1, \quad m_{\text{eff},i} = \frac{\left[ \int_0^L m(x) \cdot Y_i(x) dx \right]^2}{\hat{m}_i} = \Gamma_i^2 \quad (1.29)$$

Întrucât normalizarea vectorilor proprii se face în funcție de masă, masa modală generalizată  $\hat{m}_i$  are valoare unitară.

Determinarea răspunsului forțat pentru o bară în consolă excitată în bază după o lege armonică de amplitudine unitară și ținând cont de amortizarea exprimată prin fracțiunea din amortizarea critică, este dată în (1.30), [TOM148].

$$Y(x, \omega) = \ddot{y}(\omega) \cdot \sum_{i=1}^4 \frac{-\Gamma_i \cdot Y_i(x)}{(\omega_i^2 - \omega^2) + 2j\xi_i \omega \omega_i} \quad (1.30)$$

$Y(x, \omega)$  – deplasarea relativă a barei față de bază în funcție de pulsația excitației,  
 $\ddot{y}(\omega)$  - accelerația excitației convertită din timp în frecvență,

$\Gamma_i$  - factorul de participare modală specific fiecărui mod,

$Y_i(x)$  – vectorii proprii normalizați pe baza masei, specific fiecărui mod propriu,

$\omega$  – pulsația excitației,

$\omega_i$  – pulsația naturală a fiecărui mod,

$\xi_i$  - fracțiunea din amortizarea critică.

### 1.2.3 Analiza cu elemente finite a vibrațiilor pentru elementul de ghidare a razelor gamma

Modelul cu elemente finite, prezentat în figura 1.20 a fost discretizat cu elemente finite de tip SHELL cu patru noduri de colț, fiecare nod având 6 grade de libertate nodală. Întrucât domeniul de utilizare al elementului analizat presupune o precizie ridicată în exploatare, intervalul de frecvență pentru care s-au studiat vibrațiile libere a fost considerat între 0 și 1000 Hz. În cadrul analizei de moduri proprii, s-au urmărit cu precădere modurile proprii specifice mișcării elementului de ghidare pe direcția excitației. Parametrii principali urmăriți pentru fiecare mod din analiza vibrațiilor libere au fost: frecvența proprie, factorii de participare modală, masa modală efectivă și forma modurilor proprii.

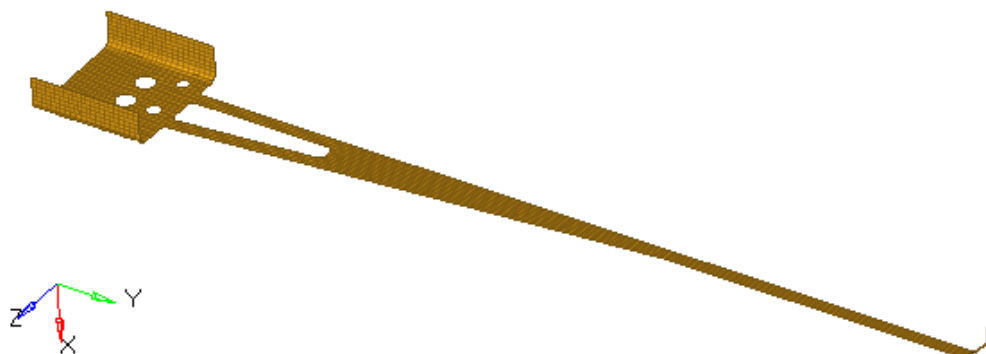


Figura 1.20 – Modelul cu elemente finite al elementului de ghidare al undelor gamma

Materialul din care este confecționată lamela de ghidare este un oțel cu următoarele proprietăți: modul elasticitate ( $E = 21000$  MPa), coeficientul contracției transversale (coeficientul Poisson,  $\nu = 0,3$ ) și densitatea ( $7860$  kg/m<sup>3</sup>). Grosimea lamelei este de 2 mm, iar masa acesteia este de 93,28 grame.

### 1.2.4 Rezultatele din analiza cu elemente finite a vibrațiilor pentru elementul de ghidare a razelor gamma

În cadrul analizelor cu element finit (FEA) s-a urmărit să se stabilească cât de mare va fi deplasarea țintei când amplitudinea vibrației din bază este unitară [HAR55], [SCU128]. În intervalul de frecvențe stabilit pentru analiza de vibrații libere s-au obținut 27 moduri proprii. În tabelul 1.3, 1.4 și 1.5 se pot vedea factorii de participare modală normalizați și masa modală efectivă pentru primele 14 moduri proprii de vibrație.

**Tabelul 1.3 - Factorii de participare modală normalizați**

Mod propriu	Frecvență	Translații			Rotații		
	[Hz]	X	Y	Z	RX	RY	RZ
1	19.25	1	0.004	0.000	0.000	0.086	1
2	85.66	0.697	0.010	0.001	0.001	0.228	0.388
3	121.4	0.001	0.013	0.878	1	0.732	0.000
4	238	0.431	0.021	0.002	0.002	0.267	0.202
5	448.1	0.013	0.064	1	0.749	1	0.008
6	463.2	0.301	0.020	0.048	0.036	0.151	0.134
7	770.9	0.224	0.039	0.060	0.036	0.162	0.094
8	820.6	0.021	0.039	0.680	0.387	0.393	0.007
9	1010	0.007	0.014	0.486	0.246	0.763	0.003
10	1152	0.181	0.035	0.006	0.004	0.114	0.077
11	1378	0.000	0.000	-0.001	-0.159	0.001	0.002
12	1601	-0.001	0.000	0.000	0.002	-0.006	0.111
13	1716	0.000	0.000	-0.001	-0.098	0.018	-0.002
14	2101	-0.001	0.000	0.000	-0.008	-0.007	0.105

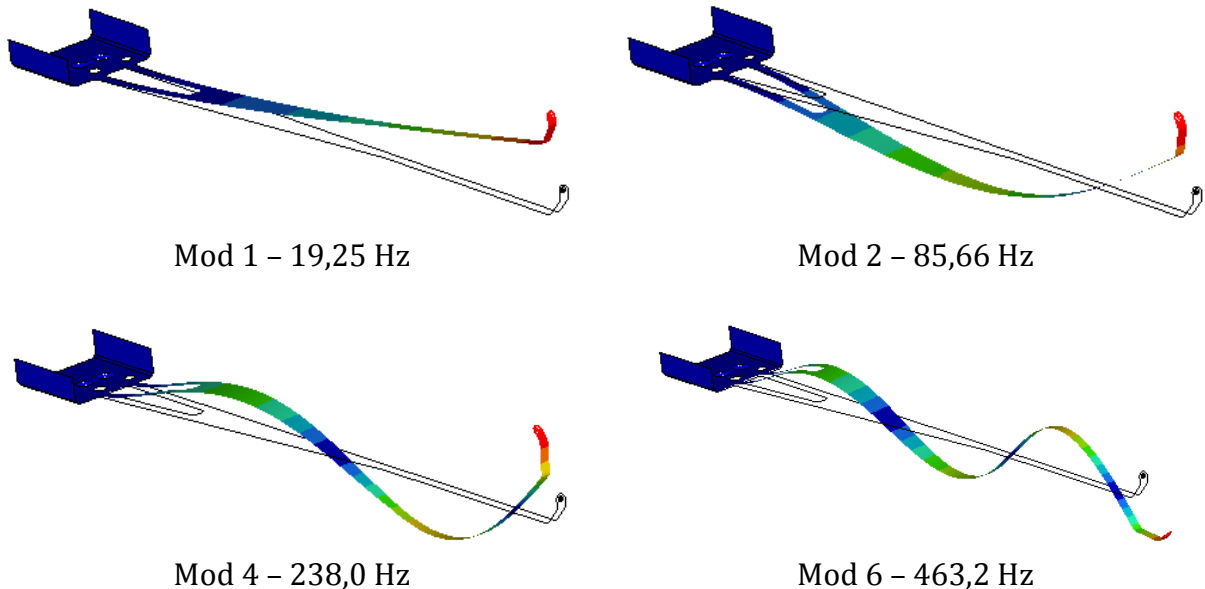
**Tabelul 1.4 - Masa modală efectivă**

Mod propriu	Frecvență	Translații			Rotații		
	[Hz]	X	Y	Z	RX	RY	RZ
1	19.25	2.32E-05	2.60E-10	1.73E-13	3.94E-08	2.77E-05	3.01E+00
2	85.66	1.13E-05	2.07E-09	1.41E-11	2.57E-06	1.94E-04	4.53E-01
3	121.4	4.73E-11	3.63E-09	1.25E-05	2.04E+00	2.00E-03	4.01E-07
4	238.00	4.30E-06	8.53E-09	6.73E-11	8.77E-06	2.66E-04	1.22E-01
5	448.1	3.75E-09	8.14E-08	1.62E-05	1.15E+00	3.73E-03	1.89E-04
6	463.2	2.11E-06	8.03E-09	3.69E-08	2.58E-03	8.46E-05	5.37E-02
7	770.9	1.16E-06	2.96E-08	5.92E-08	2.69E-03	9.77E-05	2.65E-02
8	820.6	9.84E-09	3.04E-08	7.49E-06	3.06E-01	5.76E-04	1.66E-04
9	1010	1.24E-09	4.13E-09	3.82E-06	1.23E-01	2.17E-03	3.21E-05
10	1152	7.60E-07	2.43E-08	5.72E-10	2.88E-05	4.88E-05	1.79E-02
11	1378	2.64E-10	5.54E-09	1.19E-06	2.52E-02	1.96E-06	4.05E-06
12	1601	5.84E-07	1.26E-07	1.06E-13	5.59E-06	4.22E-05	1.23E-02
13	1716	6.93E-10	6.52E-11	6.04E-07	9.62E-03	3.27E-04	2.36E-06
14	2101	4.09E-07	2.46E-08	1.43E-09	5.76E-05	4.43E-05	1.10E-02
<b>TOTAL</b>		9.32E-05	9.32E-05	9.32E-05	1.24E+01	1.89E+03	7.03E+00

**Tabelul 1.5 – Masa modală efectivă (procentuală)**

Mod propriu	Translații			Rotații		
	X	Y	Z	RX	RY	RZ
1	24.87%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	42.75%
2	12.07%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	6.44%
3	0.00%	0.00%	13.39%	16.48%	0.00%	0.00%
4	4.61%	0.01%	0.00%	0.00%	0.00%	1.74%
5	0.00%	0.09%	17.36%	9.24%	0.00%	0.00%
6	2.26%	0.01%	0.04%	0.02%	0.00%	0.76%
7	1.24%	0.03%	0.06%	0.02%	0.00%	0.38%
8	0.01%	0.03%	8.02%	2.47%	0.00%	0.00%
9	0.00%	0.00%	4.09%	1.00%	0.00%	0.00%
10	0.81%	0.03%	0.00%	0.00%	0.00%	0.25%
11	0.00%	0.01%	1.28%	0.20%	0.00%	0.00%
12	0.63%	0.14%	0.00%	0.00%	0.00%	0.18%
13	0.00%	0.00%	0.65%	0.08%	0.00%	0.00%
14	0.44%	0.03%	0.00%	0.00%	0.00%	0.16%

În tabelul 1.5, masele modale efective procentuale au fost evidențiate pentru valori mai mari de 2%. Întrucât excitația aplicată este orientată după axa globală X a sistemului de referință ce poate fi observat în figura 1.6, modurile proprii care prezintă interes din punct de vedere al studiului de răspuns forțat sunt 1, 2, 4, 6, mai exact primele patru moduri de încovoiere în raport cu axa Z.

**Figura 1.21 – Modelul cu elemente finite al elementului de ghidare al undelor gamma**

Bazat pe valorile procentuale ale maselor modale efective obținute din analiză, se poate concluziona că masa modală efectivă a modului 1 prezintă cele mai mari valori ceea ce

înseamnă că o mare parte din energia de vibrație de încovoiere este dată de acest mod. Acest lucru este pus în evidență atât de procentul ridicat din translația după axa X (24,87%) cât și de procentul mare obținut pe rotația în jurul axei Z (42,75%). Același lucru se poate afirma pentru modul 2.

Modurile 3, 5, 8 și 9 sunt de asemenea moduri proprii de încovoiere însă pentru o excitație care acționează pe o direcție perpendiculară planului în care se produce vibrația de încovoiere specifică acestor moduri, răspunsul forțat nu este influențat de acestea.

În figura 1.22 este prezentată variația răspunsului forțat în deplasare pentru capătul liber al elementului de ghidare al undelor gamma.

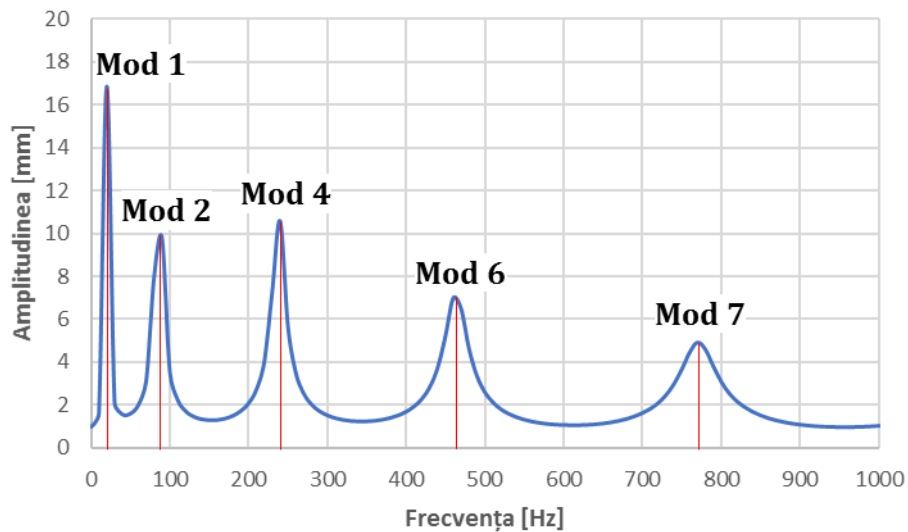


Figura 1.22 – Răspunsul forțat al capătului liber pentru elementul de ghidare al undelor gamma

### 1.2.5 Concluzii

Analiza vibrațiilor libere și forțate efectuate pentru lamela de direcționare a undelor gamma ilustrează unele aspecte importante care trebuiesc luate în considerare la proiectarea soluției finale a acestui element de ghidare.

În baza graficului obținut din analiza de răspuns forțat se poate observa că elementul de ghidare prezintă o flexibilitate destul de ridicată, iar acest lucru este scos în evidență de răspunsul amplitudinii obținut pe modurile proprii de vibrație. După cum reiese și din factorii de participare modală, respectiv masa modală efectivă, modul 1 poate fi considerat cel mai influențabil pentru răspunsul obținut. În funcție de acest mod se pot face propunerile de îmbunătățire a soluției constructive analizate care presupun un redesign al formei constructive astfel încât aceasta să conducă la o amplitudine maximă a vibrației cât mai redusă.

## 1.3 Analiza vibrațiilor libere și a transmisibilității prin MEF a camerei de interacție ELI-NP pentru sistemul de detectori ELIADE

### 1.3.1 Introducere

În cadrul acestui capitol se va prezenta un studiu efectuat asupra răspunsului dinamic al camerei de interacțiune (CI) pentru detectorul de particule ELI-NP (*Extreme Light Infrastructure-Nuclear Physics*) sub acțiunea unei excitații armonice de amplitudine unitară aplicate în bază. Mai exact se va studia transmisibilitatea vibrațiilor asupra camerei de interacție (CI).

În interiorul CI din figura 1.23 se produc reacții între fasciculul drept al razelor gamma și diverse materiale din care este concepută ținta care este atinsă de acestea, iar rolul CI este de a menține cât mai precis acest fascicul ce lovește ținta pe o perioadă cât mai îndelungată.

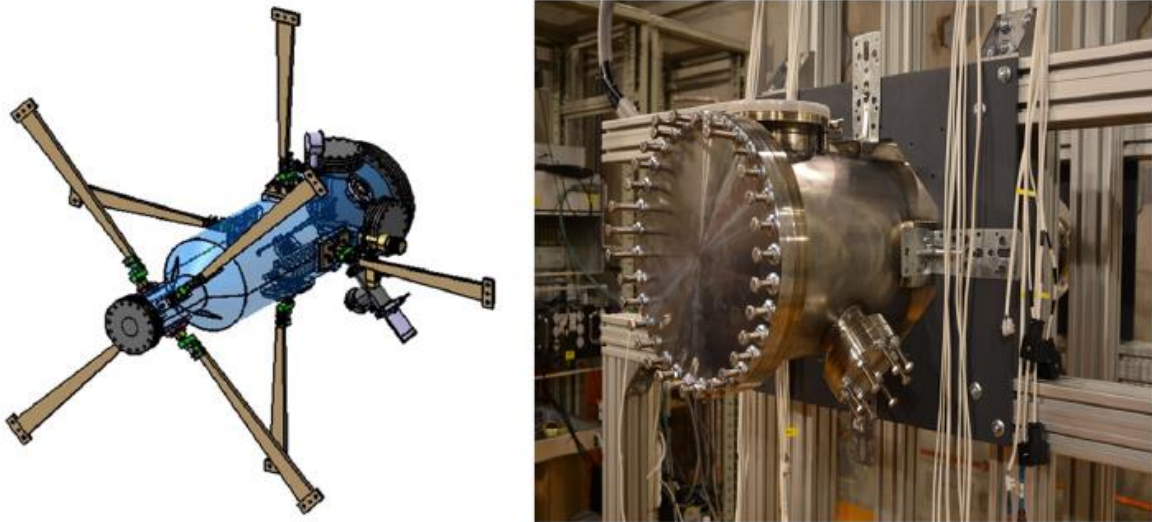


Figura 1.23 – Camera de interacție: a) - model virtual, b) – modelul real

În jurul CI sunt prevăzute mai multe sisteme de detecție pentru urmărirea reacțiilor nucleare care se produc în interiorul CI. Acestea sunt poziționate cu o precizie ridicată în raport cu CI și cu un element fix considerat ca referință. Pe lângă urmărirea fasciculului de raze gamma este de asemenea necesar să se cunoască cu mare precizie și poziția relativă dintre suportul probei plasat în interiorul IC și detectoarele ELIADE. Precizia necesară pentru un experiment cu raze gamma este determinată de mărimea ținte. De exemplu, dacă avem suficient material țintă pentru un experiment, atunci precizia nu este foarte importantă, însă dacă avem o cantitate foarte mică de material țintă, atunci precizia devine foarte importantă. Pentru un experiment se consideră precizie ca fiind satisfăcătoare pentru o valoare de  $2\mu\text{m}$ . În general, fasciculul gamma produs de sistemul laser ELI-NP de mare putere, prezintă uşoare fluctuații ale intensității și direcției [BIH11], [CWI32], [MAT87].

Un sistem de aliniere este atașat de CI pentru a urmări fluctuațiile fasciculului de raze gamma în timp real și de asemenea pentru a menține ținta în raport cu fasciculul de raze gamma în limitele restrictive stabilite. Figura 1.24 ilustrează poziționarea detectorilor

relativ la CI și sistemul de detecție care permite urmărirea variațiilor fasciculului de raze gamma în timp real pe direcția de lovire a țintei.

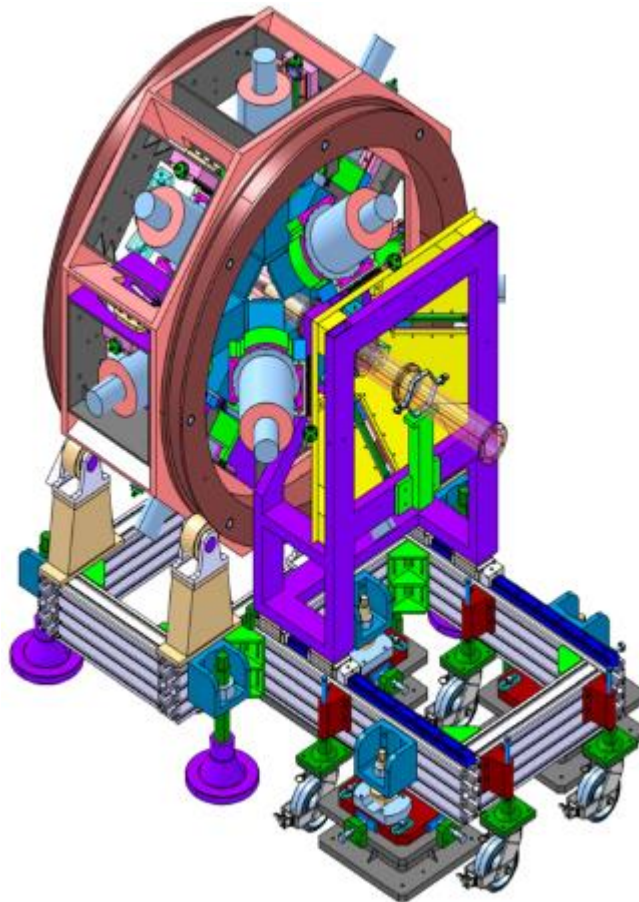


Figura 1.24 – Camera de interacție cu sistemele de detecție și aliniere

În cadrul acestui capitol ne vom concentra în principal pe precizia cinematică asigurată de sistemul mecanic reprezentat de camera de interacțiune cu componentele sale. Pentru aceasta, este necesară analiza vibrațiilor sistemului utilizând metoda elementelor finite (FEA). În figura 1.25 poate fi observat modelul cu elemente finite (MEF).

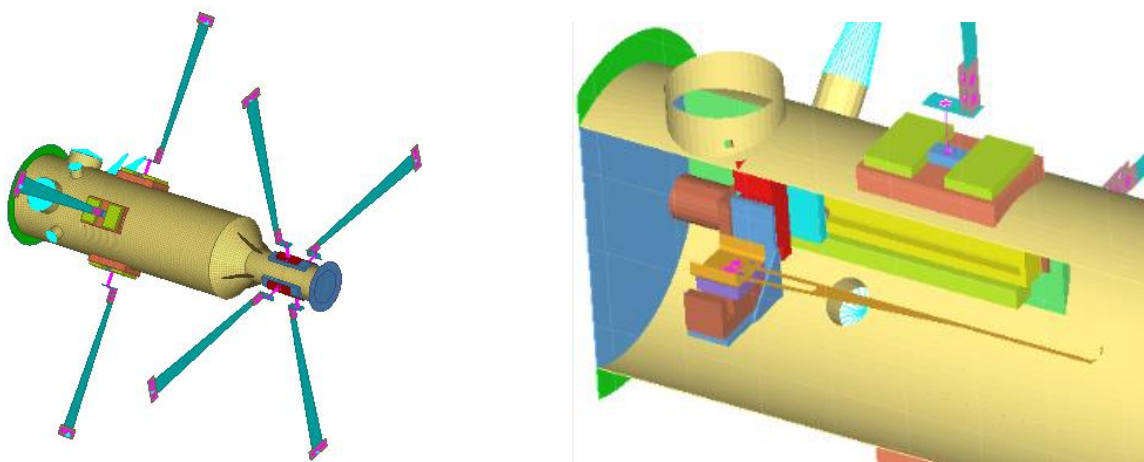


Figura 1.25 – Modelul cu elemente finite (MEF) al camera de interacție



### 1.3.2 Analiza vibrațiilor libere și a transmisibilității sistemului ELI-NP

Pe baza ecuațiilor lui Lagrange, care presupun cunoașterea energiilor din sistem se vor putea face estimări legate de modurile proprii ale întregului sistem de analizat, respectiv al transmisibilității care reprezintă raportul între mărimea ce iese din sistem și mărimea ce intră în sistem.

Pentru un sistem conservativ, în vibrație liberă, forțele generalizate  $Q_j$  sunt derivatele cu semn schimbat ale energiei potențiale  $W_p$  a sistemului, în raport cu coordonatele generalizate  $q_j$  [BUZ15], [VLA164]:

$$Q_j = -\frac{\partial W_p}{\partial q_j} \quad (1.31)$$

În acest caz, ecuațiile lui Lagrange se scriu sub forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial W_c}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial W_c}{\partial q_j} + \frac{\partial W_p}{\partial q_j} + \frac{\partial W_d}{\partial \dot{q}_j} = 0, \quad j=1,2, \dots, n. \quad (1.32)$$

unde  $W_c$  este energia cinetică din sistem,  $W_p$  energia potențială din sistem,  $W_d$  energia disipată în sistem,  $q_j$  coordonata generalizată a fiecărui grad de libertate al sistemului, iar  $\dot{q}_j$  este viteza generalizată a fiecărui grad de libertate din sistem.

În formă matriceală generală, aceste energii pot fi scrise sub forma:

$$W_c = \frac{1}{2} \{\dot{q}_j\}^T \cdot [m] \cdot \{q_j\}, \quad W_p = \frac{1}{2} \{q_j\}^T \cdot [k] \cdot \{q_j\}, \quad W_d = \frac{1}{2} \{\dot{q}_j\}^T \cdot [c] \cdot \{q_j\}. \quad (1.33)$$

Matricele  $[m]$ ,  $[c]$  și  $[k]$  sunt matrice simetrice, iar vectorii coordonatelor generalizate și a vitezelor generalizate sunt vectori coloană de tipul:

$$\{q_j\} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_n \end{Bmatrix}, \quad \{\dot{q}_j\} = \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{Bmatrix}. \quad (1.34)$$

Prin înlocuirea lui (1.34) în (1.33) se va obține forma generală a ecuațiilor ce caracterizează mișcarea vibratorie liberă a sistemului cu amortizare.

$$[m]\{\ddot{q}_j\} + [c]\{\dot{q}_j\} + [k]\{q_j\} = \{0\}. \quad (1.35)$$

Pentru determinarea modurilor proprii de vibrații libere, ecuația se scrie:

$$\{\ddot{q}_j\} + [d] \cdot \{q_j\} = \{0\}. \quad (1.36)$$

unde  $[d]$  este matricea dinamică dată de relația:

$$[d] = [m]^{-1} \cdot [k] = [m]^{-1} \cdot [\delta]^{-1}. \quad (1.37)$$

unde  $[\delta]$  este matricea coeficienților de influență.

Soluțiile sistemului (1.36) se pot scrie sub forma:

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \end{Bmatrix} \sin(pt + \varphi) = \{a\} \cdot \sin(pt + \varphi). \quad (1.38)$$

Prin înlocuirea lui (1.38) în (1.36) se obține:

$$([k] - p^2[m])\{a\} = \{0\}. \quad (1.39)$$

Determinarea pulsațiilor naturale  $\omega_n$  din (1.39) se vor determina din condiția:

$$\det([k] - \lambda_j[m]) = \{0\}. \quad (1.40)$$

unde  $\lambda_j = p^2$  reprezintă valorile proprii ale sistemului.

Fiecărei valori proprii determinate  $\lambda_r$  îi corespunde un vector  $\{a^{(r)}\}$  denumit vector propriu cu elemente reale  $a_j^{(r)}$  care satisface ecuația matriceală:

$$([k] - \lambda_r[m])\{a^{(r)}\} = \{0\} \quad (1.41)$$

Calculul de normalizare a elementelor vectorului  $\{a^{(r)}\}$  se va face în baza (1.42):

$$\mu_j^{(r)} = \frac{a_j^{(r)}}{a_1^{(r)}}. \quad (1.42)$$

Se notează:

$$\{a^{(r)}\} = \begin{Bmatrix} a_1^{(r)} \\ a_2^{(r)} \\ \vdots \\ a_n^{(r)} \end{Bmatrix} = a_1^{(r)} \begin{Bmatrix} \mu_1^{(r)} \\ \mu_2^{(r)} \\ \vdots \\ \mu_n^{(r)} \end{Bmatrix} = a_1^{(r)} \{\mu^{(r)}\} \quad (1.43)$$

unde  $\{\mu^{(r)}\}$  este vectorul propriu normalizat al modului propriu  $r$ .

Mișcarea în modul propriu de vibrație de ordin  $r$  este caracterizată de vectorul:

$$\{q^{(r)}\} = \{a^{(r)}\} \sin(p_r t + \varphi_r) = \{\mu^{(r)}\} \{a_1^{(r)}\} \sin(p_r t + \varphi_r) = \{\mu^{(r)}\} \cdot \eta_r \quad (1.44)$$

unde s-a notat cu  $\eta_r$  coordonata principală  $r$ .

$$\eta_r = \{a_1^{(r)}\} \sin(p_r t + \varphi_r) \quad (1.45)$$

Mișcarea generală a sistemului este dată de o suprapunere de moduri proprii și poate fi scrisă sub forma:

$$\{q\} = \sum_{r=1}^n \{\mu^{(r)}\} \cdot \eta_r = [A]\{\eta\}, \quad (1.46)$$

unde matricea  $[A]$  se numește matrice modală sau matricea vectorilor proprii normalizați și are vectorii proprii normalizați drept coloane, iar  $\{\xi\}$  este matricea coloană a coordonatelor principale. Ecuația (1.46) reprezintă transformarea în coordonate modale.

$$[A] = \begin{bmatrix} \{\mu^{(1)}\} & \{\mu^{(2)}\} & \dots & \{\mu^{(n)}\} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu_1^{(1)} & \mu_1^{(2)} & \dots & \mu_1^{(n)} \\ \mu_2^{(1)} & \mu_2^{(2)} & \dots & \mu_2^{(n)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mu_n^{(1)} & \mu_n^{(2)} & \dots & \mu_n^{(n)} \end{bmatrix} \quad (1.47)$$

Folosind transformarea de coordonate (1.46), ecuația (1.36) devine:

$$[M]\{\ddot{\eta}\} + [K]\{\eta\} = \{0\}. \quad (1.48)$$

unde  $[M]$  este matricea masei modale, iar  $[K]$  este matricea de rigiditate modală. Aceste matrici au expresiile:

$$\begin{aligned} [M] &= [A]^T [m] [A], \\ [K] &= [A]^T [k] [A]. \end{aligned} \quad (1.49)$$

Se vor calcula coeficienții de influență ai masei modale generalizate utilizând masele modale generalizate de pe diagonala principală a matricii  $[M]$  conform (1.50) [DOU41]:

$$\alpha_{ii} = \frac{1}{\sqrt{M_{ii}}}. \quad (1.50)$$

Matricea vectorilor proprii obținuți prin transformarea în coordonate modale, ce se va utiliza în calcule pentru răspunsul forțat, este:

$$[\phi] = [A][\alpha] = \begin{bmatrix} \mu_1^{(1)} & \mu_1^{(2)} & \dots & \mu_1^{(n)} \\ \mu_2^{(1)} & \mu_2^{(2)} & \dots & \mu_2^{(n)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mu_n^{(1)} & \mu_n^{(2)} & \dots & \mu_n^{(n)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \alpha_{11} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \alpha_{22} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \alpha_{nn} \end{bmatrix} \quad (1.51)$$

Vectorii proprii, în coordonate modale, se consideră corect determinați dacă matricea maselor modale generalizate  $[\hat{m}]$  este matrice unitate, iar matricea rigidităților modale

generalizate conține pe diagonala principală valorile proprii  $\lambda_j$ . Calculul acestor matrici modale generalizate este dat în (1.52).

$$\begin{aligned} [\hat{m}] &= [\phi]^T \cdot [M] \cdot [\phi] = [I] \\ [\hat{k}] &= [\phi]^T \cdot [K] \cdot [\phi] = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \lambda_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \lambda_n \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1.52)$$

Pentru a determina factorii de participare modală, respectiv masa modală efectivă pentru fiecare mod, se definește o matrice de influență  $\{\bar{r}\}$  care reprezintă deplasările maselor rezultate din deplasări și rotații statice ale bazei de valoare unitară. Spre exemplu pentru un corp masiv în spațiu care are 6 grade de libertate (trei translații și trei rotații), această matrice de influență este o matrice unitate, dacă se consideră centrul de greutate ca punct de referință.

$$[\bar{r}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.53)$$

Vectorul coeficienților de influență pentru fiecare mod propriu, se calculează cu relația:

$$[L] = [\phi]^T \cdot [M] \cdot [\bar{r}] \quad (1.54)$$

Factorii de participare modală vor fi dați de relația [TOM149]:

$$\Gamma_j = \frac{L_j}{\hat{m}_j}, \quad [\Gamma] = \frac{[\phi]^T \cdot [M] \cdot [\bar{r}]}{[\phi]^T \cdot [M] \cdot [\phi]} \quad (1.55)$$

Masa modală efectivă, este [TOM149]:

$$m_{\text{eff},j} = \frac{L_j^2}{\hat{m}_j} \quad (1.56)$$

Pentru studiul răspunsului forțat al unei structuri sub acțiunea unei excitații în bază, ecuația (1.35) se scrie:

$$[m]\{\ddot{q}_j\} + [c]\{\dot{q}_j\} + [k]\{q_j\} = -[m]\{r_j\}\{\ddot{q}_b\}. \quad (1.57)$$

unde,  $[m]$  este matricea de masă ( $n \times n$ ),  $[k]$  – matricea de rigiditate ( $n \times n$ ),  $[c]$  – matricea de amortizare ( $n \times n$ ),  $\{r_j\}$  – vectorul coeficienților de influență pentru modul propriu  $j$  ( $n \times 1$ ),  $\{\ddot{q}_b\}$  - vectorul de accelerație din bază.

Prin aplicarea transformării în coordonate modale (1.46) și prin înmulțirea la stânga cu  $[\phi]^T$ , ecuația (1.57) devine:

$$[\phi]^T [m] \cdot [\phi] \{\ddot{\eta}\} + [\phi]^T [c] \cdot [\phi] \{\dot{\eta}\} + [\phi]^T [k] \cdot [\phi] \cdot \{\eta\} = -[\phi]^T [m] \{r\} \{\ddot{q}_b\} \quad (1.58)$$

Ecuația (1.58) se poate reduce la forma:

$$\{\ddot{\eta}_j\} + 2\xi_j p_j \{\dot{\eta}_j\} + p_j^2 \cdot \{\eta_j\} = -\{\Gamma_j\} \{\ddot{q}_b\} \quad (1.59)$$

unde,  $\eta_j$  – deplasarea modală a modului  $j$ ,  $\xi_j$  – fracțiunea de amortizare critică modală a modului  $j$ .

Răspunsul modal maxim în deplasare se calculează cu relația:

$$\eta_j = \phi_j \cdot \Gamma_j \cdot S_d(\xi_j, f_j) \quad (1.60)$$

### 1.3.3 Simularea vibrațiilor libere și a transmisibilității sistemului ELI-NP prin metoda elementelor finite

Analiza FEA a fost realizată în doi pași. În primul pas, valorile proprii și vectorii proprii sunt determinați pentru a identifica modurile proprii de vibrație ale sistemului. În cel de-al doilea pas s-a determinat transmisibilitatea sistemului. Acestea devin importante datorită faptului că motorul electric poate constitui o sursă perturbatoare care poate provoca vibrații. Odată ce modurile proprii de vibrație și transmisibilitatea sistemului (determinat folosind FEM) sunt cunoscute, se poate determina abaterea țintei din poziția ideală datorită vibrațiilor.

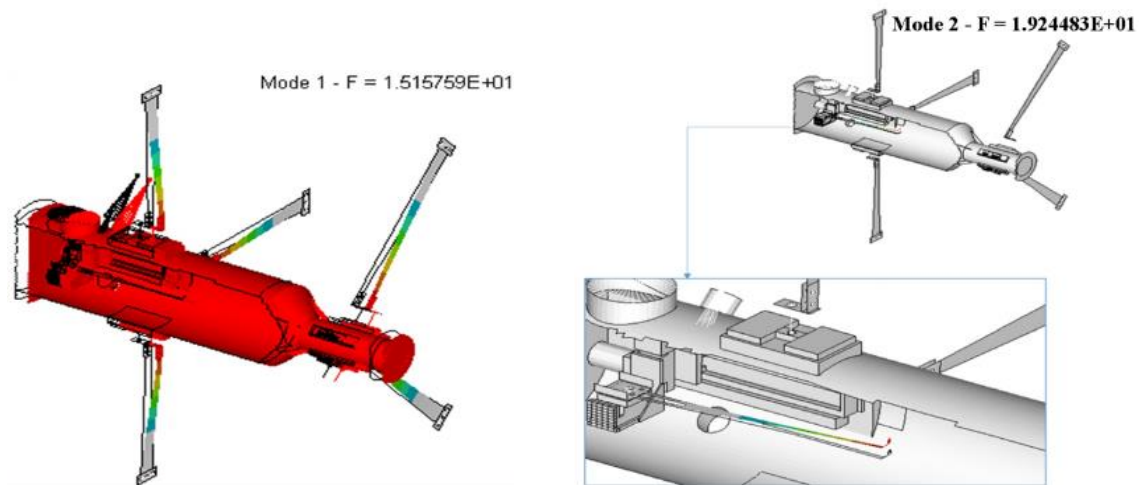


Figura 1.26 – Modurile proprii 1 și 2 obținute pe sistemul ELI-NP

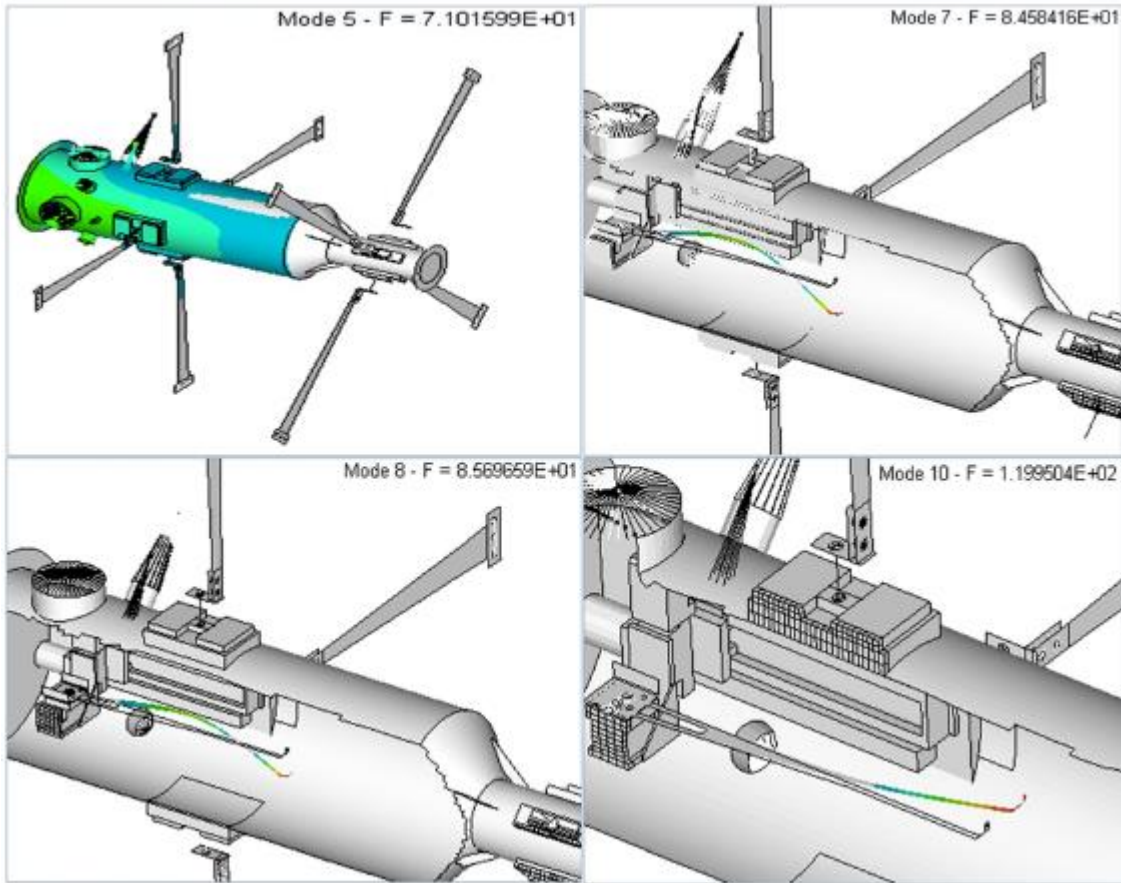


Figura 1.27 - Modurile proprii 5, 7, 8 și 10 obținute pe sistemul ELI-NP

În figurile 1.26 și 1.27 se prezintă forma câtorva moduri proprii de vibrație care pot aduce un aport de influență asupra transmisibilității sistemului care presupune raportarea mărimii de ieșire (deplasarea țintei) la mărimea de intrare (excitația armonică a bazei cu amplitudine unitară).

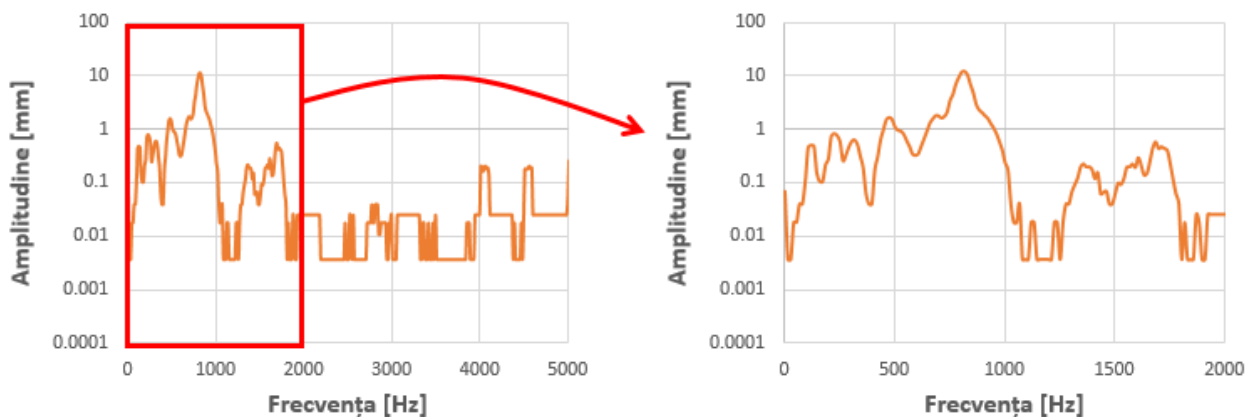


Figura 1.28 - Transmisibilitatea obținută pe sistemul ELI-NP

Factorul de amplificare obținut din analiza de transmisibilitate este prezentat în Fig.1.28. Se poate observa că, pentru unele frecvențe de excitație, amplitudinea țintă poate fi de 13 ori mai mare decât deplasarea punctului de susținere (datorită vibrațiilor induse de

motoarele electrice). Problema vibrațiilor poate fi rezolvată în două moduri: fie creșterea rigidității pârgheii pentru a-i schimba proprietățile elastice și a reduce transmisibilitatea și/sau introducerea unui sistem de amortizare în același scop. Soluția propusă este schimbarea formei pârgheii cu o placă cu o suprafață nervurată. Schimbarea materialului poate fi riscantă, deoarece nu se știe cum se comportă diferite materiale la un fascicul de raze gamma de o asemenea magnitudine.

### **1.3.4 Concluzii**

În acest capitol s-a studiat vibrația camerei de reacție ELI-NP. Transmisibilitatea de la sol la camera de reacție și la țintă este o măsură importantă pentru funcționarea corectă a sistemului. Fundația și solul laboratorului trebuie construite pentru a oferi o bună izolare vibrațiilor. Cu toate acestea, pot apărea excitații previzibile și imprevizibile ale camerei de reacție. În interiorul camerei de interacțiune, există trei actuatoare care permit țintei să se deplaseze către fluxul principal al fascicului de raze gamma. Acești actuatori (dacă acționează) induc vibrații în întregul sistem. Dacă frecvența de excitație este apropiată de frecvența de rezonanță a mecanismului de fixare, este posibil să existe o amplificare a vibrațiilor induse de motoare. Scopul principal al studiului este de a ajuta la proiectarea corectă a sistemului, luând în considerare acțiunea vibrațiilor care pot apărea. Rezultatele analizei arată că o deplasare unitară a solului poate provoca vibrații cu o amplitudine de 13 ori mai mare. Acest lucru se întâmplă pentru o frecvență de aproximativ 790 Hz. În mod clar, această frecvență trebuie evitată, iar măsurătorile au arătat că motorul a indus excitațiile în afara acestui interval. Cu toate acestea, creșterea magnitudinii poate avea loc la alte frecvențe (vezi Fig. 1.28). Ținta poate suferi o deplasare importantă, făcând posibil ca raza gamma să se deplaseze în afara țintei. În consecință, poate fi necesar o redimensionare a acestui dispozitiv cu un sistem de fixare, astfel încât transmisibilitatea de la sol la țintă să scadă. De asemenea, o modificare a formei pârgheii bazată pe metode de optimizare de formă și distribuție de material ar putea fi o soluție viabilă inteligentă pentru eliminarea neajunsurilor care țin de vibrațiile pe zona de rezonanță. De asemenea, așa cum s-a mai menționat, alegerea materialului trebuie făcută în așa fel încât proprietățile mecanice să nu fie afectate de fasciculul razelor gamma din interiorul CI.

## **1.4 Proiectarea și analiza vibrațiilor libere a izolației inerțiale a platformei proiectului ELI-NP al sistemelor cu fascicul laser și gamma**

### **1.4.1 Introducere**

Toate instalațiile, dispozitivele și anexele din sistemul laser și sistemul de producere a razelor gamma al structurii ELI-NP de la Magurele sunt instalate pe o platformă inerțială care cântărește peste 50.000 de tone. Platforma este din beton, este izolată de mediul exterior și

este susținută de baterii cu arc și amortizoare. Planeitatea acestei platforme trebuie să respecte unele standarde foarte stricte și, ținând cont de procesele care se desfășoară pe platformă, transmiterea diferitelor trepidări ale mediului înconjurător către masa inertială trebuie să fie extrem de redusă. Din acest motiv, sunt necesare un studiu static și o analiză de vibrații a platformei. Metoda elementelor finite este utilizată atât pentru a determina deformabilitatea platformei de beton pentru diferite sarcini, plasate în diferite puncte, cât și pentru a determina valorile proprii și modurile proprii de vibrație.

Abrevierea ELI-NP vine de la *Extreme Light Infrastructure - Nuclear Physics* și este un proiect care încorporează 13 țări europene. Cercetările ce se prezintă în acest capitol se referă la un studiu al platformei inertiiale al proiectului dezvoltat în Magurele-București. Acest proiect are două componente: un sistem laser de intensitate foarte mare (10-30 PW) și un fascicul  $\gamma$  foarte strălucitor, intens de până la 19 MeV, 0,1% lățime de bandă, ambele poziționate pe o platformă izolatoare din beton.

Sistemul de fascicule gamma din sistemul ELI-NP oferă un fascicul de fotoni foarte luminos, cu lățime de bandă și capacitate de reglare fără precedent. Pentru a profita din plin de această performanță, o serie de cazuri interesante de fizică au fost identificate în WhiteBook [\*\*\*01] a proiectului ELI-NP și apoi detaliate în rapoartele de proiectare tehnică [SER130]. Două dintre direcțiile experimentale majore sunt studiul fluorescenței prin rezonanță nucleară (NRF) și studiul stărilor peste pragul de emisie de neutroni [HAB51], [WEL173]. Ambele configurații experimentale declară în rapoartele lor de proiectare tehnică dorința de a utiliza ținte îmbogățite cu izotopi. Sursa gamma în construcție la ELI-NP este adecvată în special pentru aceste studii, din cauza dimensiunii mici a fasciculului la poziția țintă, care permite potrivirea fluxului fasciculului complet cu o țintă foarte mică. Cu toate acestea, acest avantaj se poate transforma rapid într-o pantă experimentală dacă suprapunerea dintre locul fasciculului în poziția țintă și țintă nu este foarte bună sau cel puțin măsurabilă. Pentru a realiza acest lucru este necesar să se realizeze o bună izolație și să se reducă în mod semnificativ vibrațiile solului transmise platformei sistemului laser și fasciculului gamma. Cercetătorul trebuie să realizeze o aliniere țintă foarte precisă cu fasciculul gamma și acest lucru nu este posibil dacă transmisibilitatea vibrației nu este controlată satisfăcător. Proiectarea platformei inertiiale impune implementarea unei precizii ridicate de poziționare a dispozitivelor, a pieselor, a sistemului de aliniere pentru experimente datorită, în viziunea mai generală, impactului uriaș asupra experimentelor.

Gradul de complexitate al studiului vine din faptul că sistemul ELI-NP furnizează un fascicul de fotoni cu energie mare de o intensitate fără precedent într-un unghi de deschidere foarte mic și pentru aceasta, precizia devine un lucru important. Izolarea platformei de bază este un mijloc de reducere a transmiterii vibrațiilor în clădiri și primele încercări de a aborda această problemă au fost studiate în anii 60 [ARN05],[TAR139]. De atunci, multe tipuri de arcuri au fost montate pe multe construcții pentru a reduce efectele vibrațiilor provenite din bază. În majoritatea cazurilor, clădirea se sprijină pe arcuri de oțel sau elemente din cauciuc. Scopul este de a reduce transmisia vibrațiilor cu cel puțin 10 dB pentru frecvențe peste 10 Hz, dar acest obiectiv este rareori atins [TER141]. Un element important în izolație este tipul arcului folosit, dar, de asemenea, importante sunt costurile de funcționare și dificultatea de implementare a sistemului. O modelare mai precisă permite alegerea parametrilor pentru



elementele elastice și disipative care corespund cât mai bine cu scopul final, de izolare a vibrațiilor.

Numeroase metode de izolare au fost studiate pe platforme considerate rigide cu șase grade de libertate (platforma Stewart) în care s-a scos în evidență faptul că mai mulți parametrii pot influența capacitatea unui astfel de sistem de a fi izolat. O astfel de metodă de studiu se bazează pe algoritmi de optimizare a acestor parametrii cu eficiență foarte bună din punct de vedere a preciziei de calcul într-un timp redus [JIA64].

De asemenea, este propus un model dinamic pentru un sistem de izolare a vibrațiilor hibrid cu 6 axe bazat pe o configurație cubică a platformei Stewart. Excitațiile de deplasare și sarcinile sunt luate în considerare simultan folosind o formulare Newton-Euler. Este propus și studiat un principiu de control al feedback-ului forței. Simularea numerică întărește încrederea în metoda propusă [HAN54].

O analiză a unui sistem activ de izolare a vibrațiilor cu șase grade de libertate (DOF) este prezentată în [GEN47]. Sistemul este aplicat pentru a izola o platformă Stewart, pentru un control cât mai bun și mai precis. Lucrarea prezintă proiectarea și analiza platformei ca un sistem performant și robust de izolare a vibrațiilor.

În general studiul vibrațiilor provenite din diverse activități este destul de complex datorită mai multor particularități cu ar fi: flexibilitatea structurilor, tipologia activităților zilnice și de transport. Platforma inerțială a unui sistem laser este, în prima aproximare, un sistem cu 6 grade de libertate și poate fi studiat cu mijloace clasice de analiză. O prezentare a acestor metodologii se face în [LIU79] în care sunt revizuite tehnologia de ultimă generație și modalitățile de izolare activă a vibrațiilor pentru realizarea precisă a experimentelor pe platformă.

### **1.4.2 Descrierea platformei inerțiale**

Platforma inerțială este suspendată pe un număr de aproape 1000 de baterii cu arc și amortizor. Toate instalațiile din structura ELI-NP sunt amplasate pe o platformă care ar trebui izolată de influența oricăror vibrații ale mediului. Masa întregii platforme de beton, fără pereți despărțitori, acoperișuri și echipamente este de aproximativ 25.000 de tone. Prin adăugarea pereților despărțitori se ajunge la o masă de aproximativ 35.000 de tone, iar prin adăugarea tuturor echipamentelor și acoperișurilor se obține o masă de 54.000 de tone. Platforma este așezată pe o serie de arcuri și amortizoare care au rolul de a izola echipamentul de pe platformă de orice excitații care ar putea proveni din mediu extern. Datorită dimensiunilor platformei și a masei deosebit de mari, betonul se poate deforma sub acțiunea propriei greutate sau a greutății pereților și a echipamentelor plasate peste platformă. Numeroasele arcuri situate la mică distanță una de cealaltă au rolul de a uniformiza sarcinile care apar în suporturile elastice ale platformei. În acest fel, sarcinile care apasă pe platformă, precum și propria greutate nu vor da deformații mari ale plăcii platformei. În configurația bateriilor, există posibilitatea de a se acționa asupra arcurilor și amortizoarelor astfel încât unele să fie active sau inactive, iar altele să nu permită o reglare și control a uniformității suportului platformei. În esență, platforma constă din două blocuri de beton, conectate rigid între ele, așezate pe baterii cu arcuri care distribuie uniform greutatea pe podea.

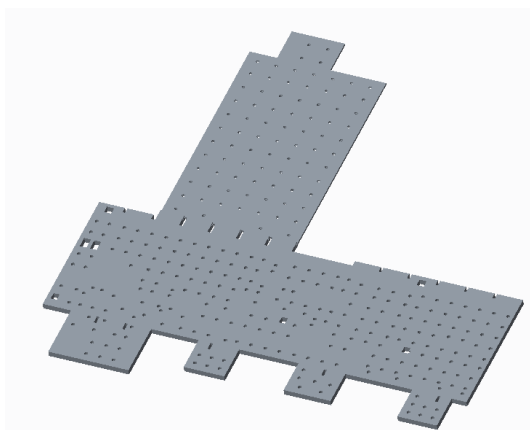


Figura 1.29 – Platforma sub greutate proprie

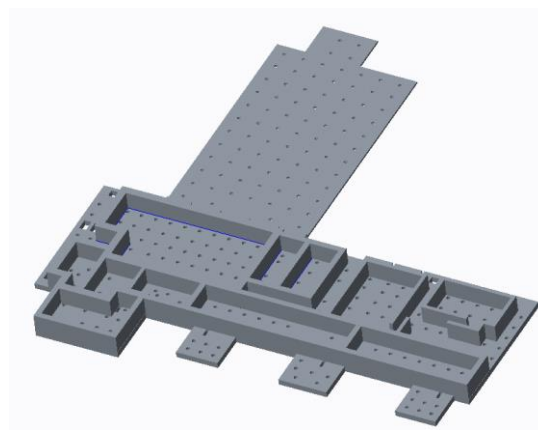


Figura 1.30 – Platforma cu includerea pereților

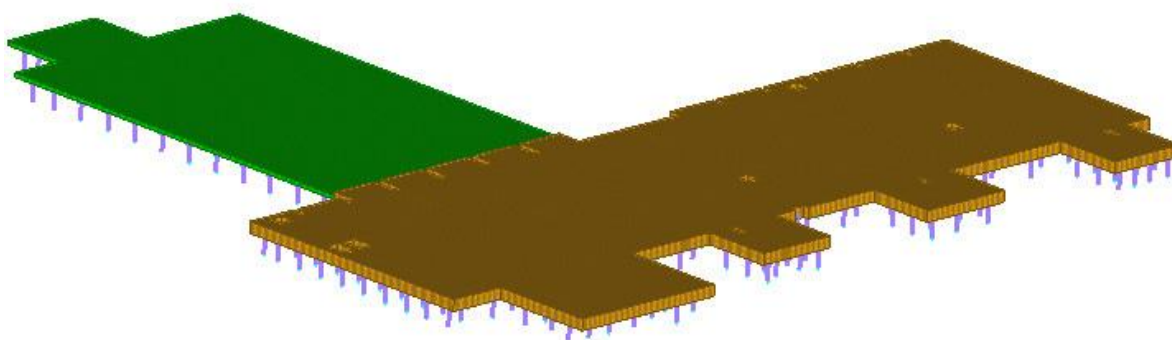


Figura 1.31 – Platforma suspendată pe bateriile de arc

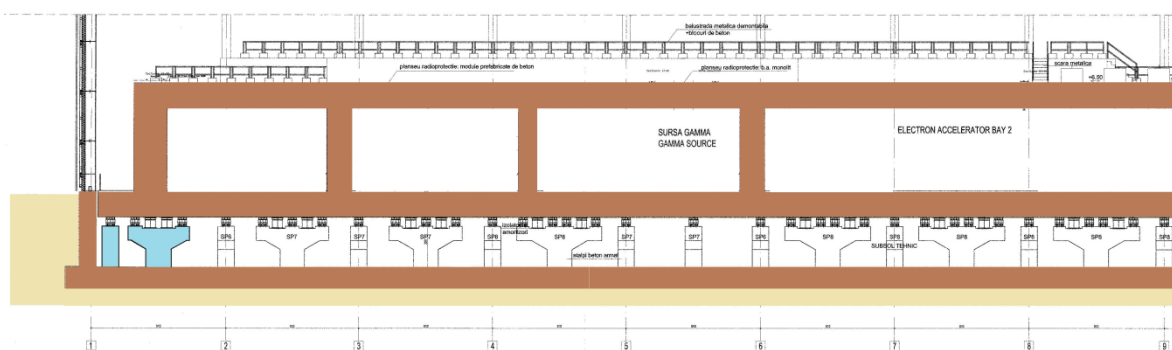
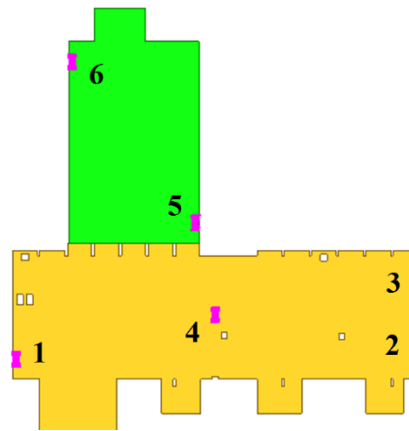


Figura 1.32 – Platforma cu includerea acoperișului și a pereților (detaliu)

Experimente cu raze laser și raze gamma vor fi efectuate pe platforma de beton, din acest motiv, platforma trebuie să asigure o izolare foarte bună de activitățile antropice din jurul clădirii, izolarea fiind impusă de experimentele care se efectuează pe platformă. În același timp, răspunsul platformei la un cutremur trebuie să se încadreze în anumiți parametri care să asigure integritatea structurii pentru cutremure de mare intensitate.

### 1.4.3 Analiza statică a platformei prin MEF

Platforma de izolare este formată dintr-un bloc de beton solid, format din două părți, una dintre ele (pe care o numim partea principală) având grosimea de 1,5 m și cealaltă (pe care o numim secundară) având grosimea de 0,6 m. La dimensiunile construcției și la masele care trebuie așezate deasupra, deformabilitatea platformei devine importantă pentru obținerea unor experimente precise (exacte). Din acest motiv, este necesar să se studieze deformabilitatea platformei de beton atât sub acțiunea propriei greutăți, cât și ca urmare a sarcinilor suplimentare. În acest sens, bateriile de arc ale platformei trebuie distribuite cât mai uniform posibil și astfel a fost proiectat un sistem de susținere pentru aproximativ 1000 de baterii cu arc. Elementele inactive din bateriile arcului pot fi activate în caz de nevoie și pot reechilibra porțiuni ale platformei, uniformizând deformările acestora și tensiunile care apar în ea. Fiecare baterie este formată din 3 până la 7 arcuri și între arcuri se află amortizoare de vibrații. Arcurile pot fi activate (adică susțin platforma) sau nu în funcție de situație. Astfel, s-a făcut un studiu al tensiunilor și deformabilității platformei așezate pe bateriile cu arc, fără a se adăuga mase suplimentare deasupra. Metoda elementelor finite a fost utilizată pentru a determina tensiunile care apar în blocul platformei. Figura 1.33 prezintă setul de două blocuri formate din corpul principal (prezentat în galben, gros de 1,5 m) și corpul secundar (prezentat în verde, cu grosimea de 0,6 m). Locațiile în care 1.000 de tone de sarcini vor fi aplicate succesiv sunt indicate prin marcajele violete. Numerele care însoțesc aceste marcaje reprezintă cazul analizat.



**Figura 1.33 - Platforma alcătuită din două blocuri solide**

În figurile următoare se prezintă în comparativ două cazuri: cazul platformei descărcate (masa totală 25.000 tone) și cazul platformei cu pereți montați vertical (masa totală 35.000 tone). Deformarea platformei de beton încărcată cu greutatea proprie, plasată pe bateriile cu arc este prezentată în Figura 1.34, în stânga varianta de 25.000 tone, în dreapta varianta de 35.000 tone. În următoarele figuri se prezintă, de asemenea comparativ deformațiile obținute prin aplicarea sarcinii de 1000 tone în cele șase locații (cazurile 2 - 7).

Modelul cu elemente finit utilizat are un număr de 50898 noduri și un număr de elemente de 50053. Pentru modelarea bateriilor cu arc au fost utilizate elemente de tip CBUSH (12 grade de libertate), iar pentru discretizarea plăcilor elemente de placă QUAD4 (24 de grade de libertate per element) [VLA167], [MAR86], [ITU61], [SCU129].

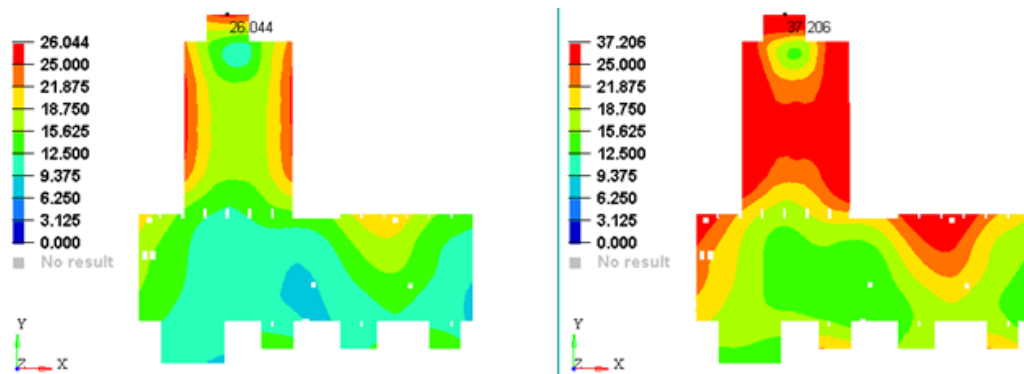


Figura 1.34 - Caz 1) - Platforma sub greutate proprie

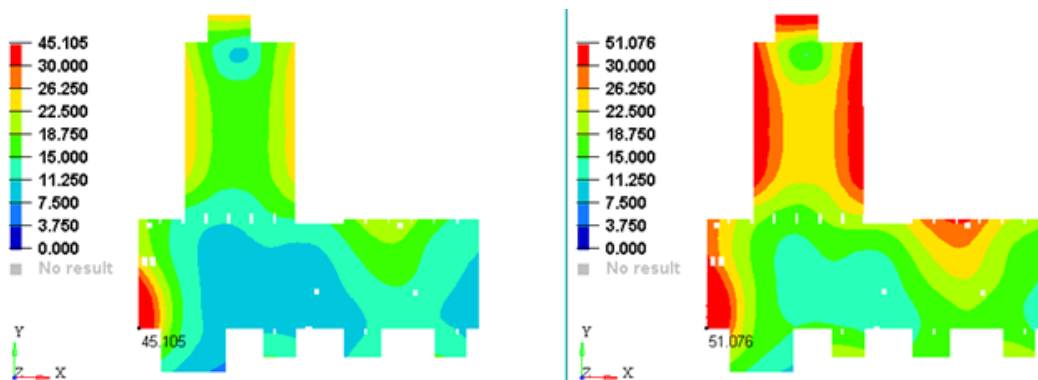


Figura 1.35 - Caz 2) - Platforma sub greutate proprie și aplicare 1000 tone în locația 1

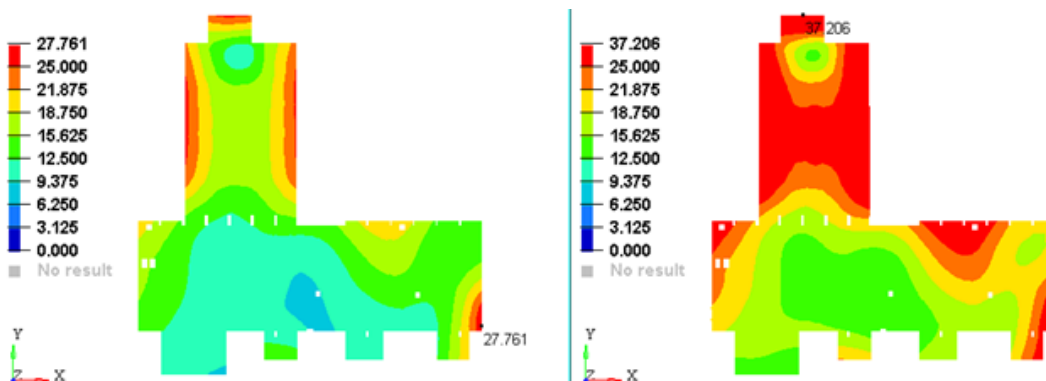


Figura 1.36 - Caz 3) - Platforma sub greutate proprie și aplicare 1000 tone în locația 2

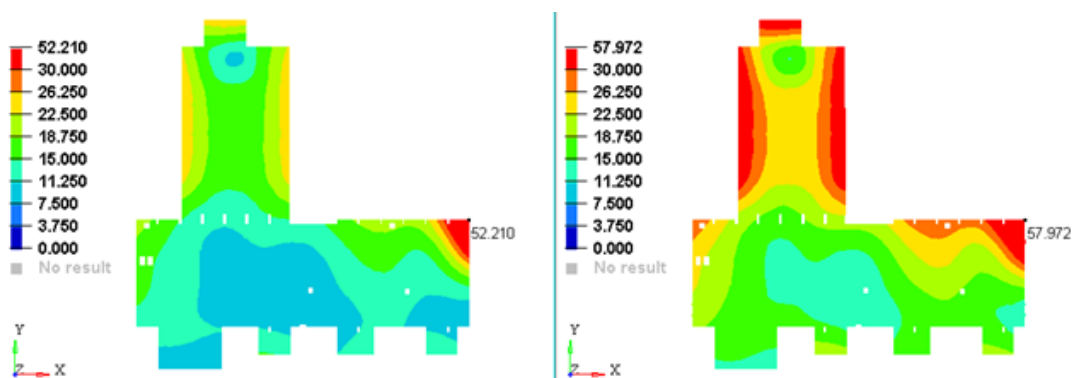


Figura 1.37 - Caz 4) - Platforma sub greutate proprie și aplicare 1000 tone în locația 3

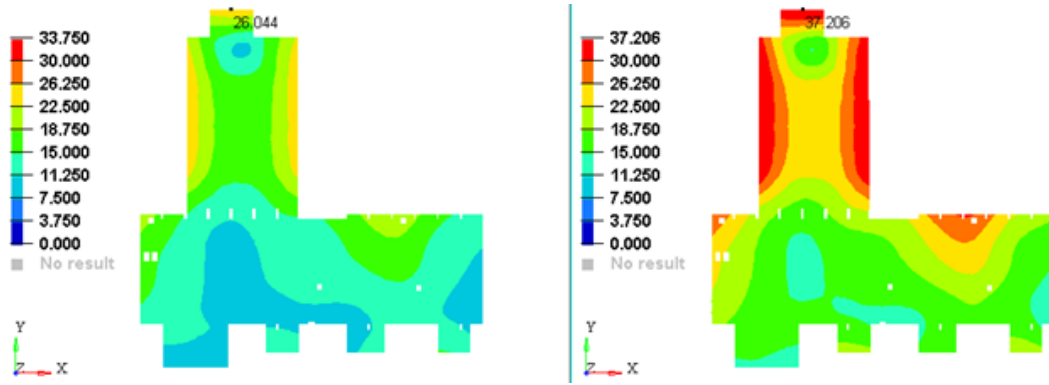


Figura 1.38 - Caz 5) - Platforma sub greutate proprie și aplicare 1000 tone în locația 4

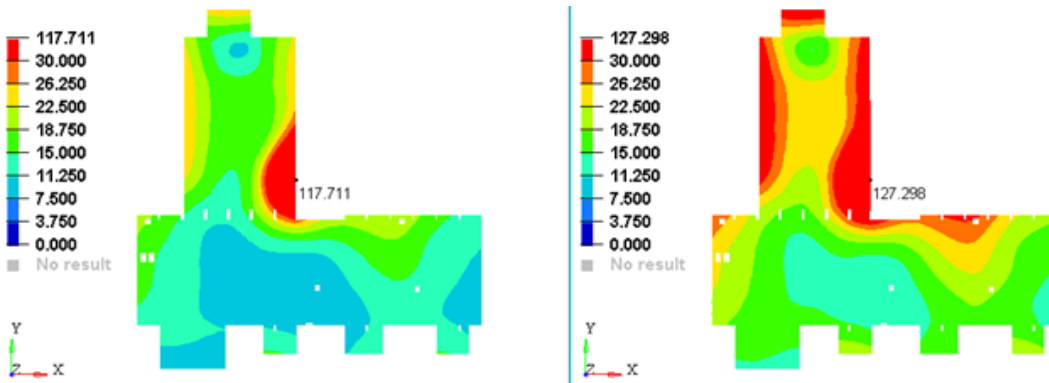


Figura 1.39 - Caz 6) - Platforma sub greutate proprie și aplicare 1000 tone în locația 5

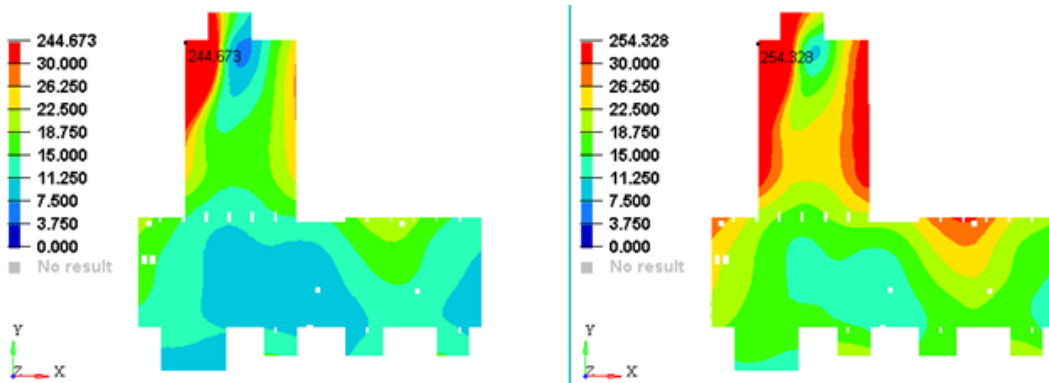


Figura 1.40 - Caz 7) - Platforma sub greutate proprie și aplicare 1000 tone în locația 6

Pentru a vedea cum amplasarea greutăților suplimentare sau îndepărtarea greutăților de pe platformă poate influența deformabilitatea platformei, s-a luat în considerare o operațiune care a presupus modificarea unui perete de beton plasat în poziția 4 din Figura 1.41. Zidul care a fost îndepărtat cântărea 160 de tone. Câmpul de deformare în cele două cazuri se prezintă în figura 1.41. Se constată că nu există diferențe semnificative între cele două situații, adică îndepărtarea unui perete de 160 de tone nu va influența semnificativ deformabilitatea platformei.

În figurile 1.42 se prezintă câmpul de tensiuni obținut pe cele șase cazuri de aplicare a sarcinii suplimentare de 1000 tone.

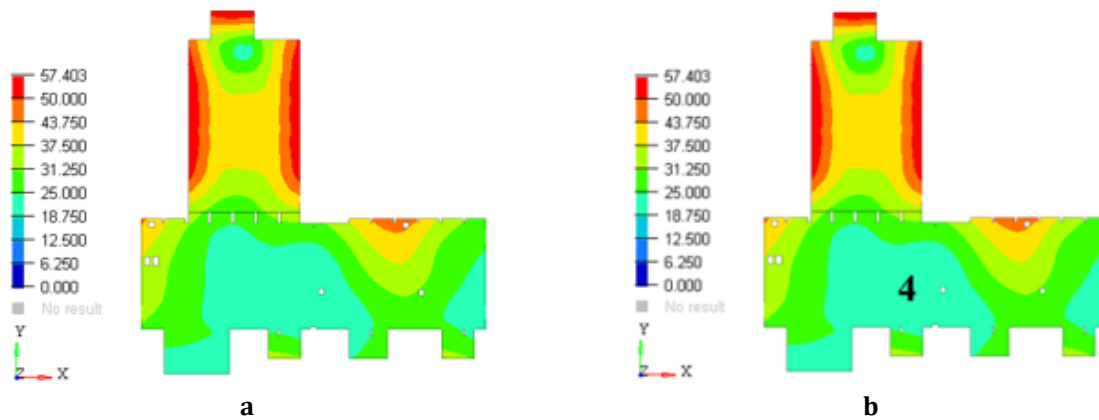


Figura 1.41 – Comparație între deformările plăcii standard și deformările după îndepărtarea unui perete de 250 de tone. a) Câmp de deformare pentru platforma inițială; b) Câmp de deformare dacă un perete este îndepărtat.

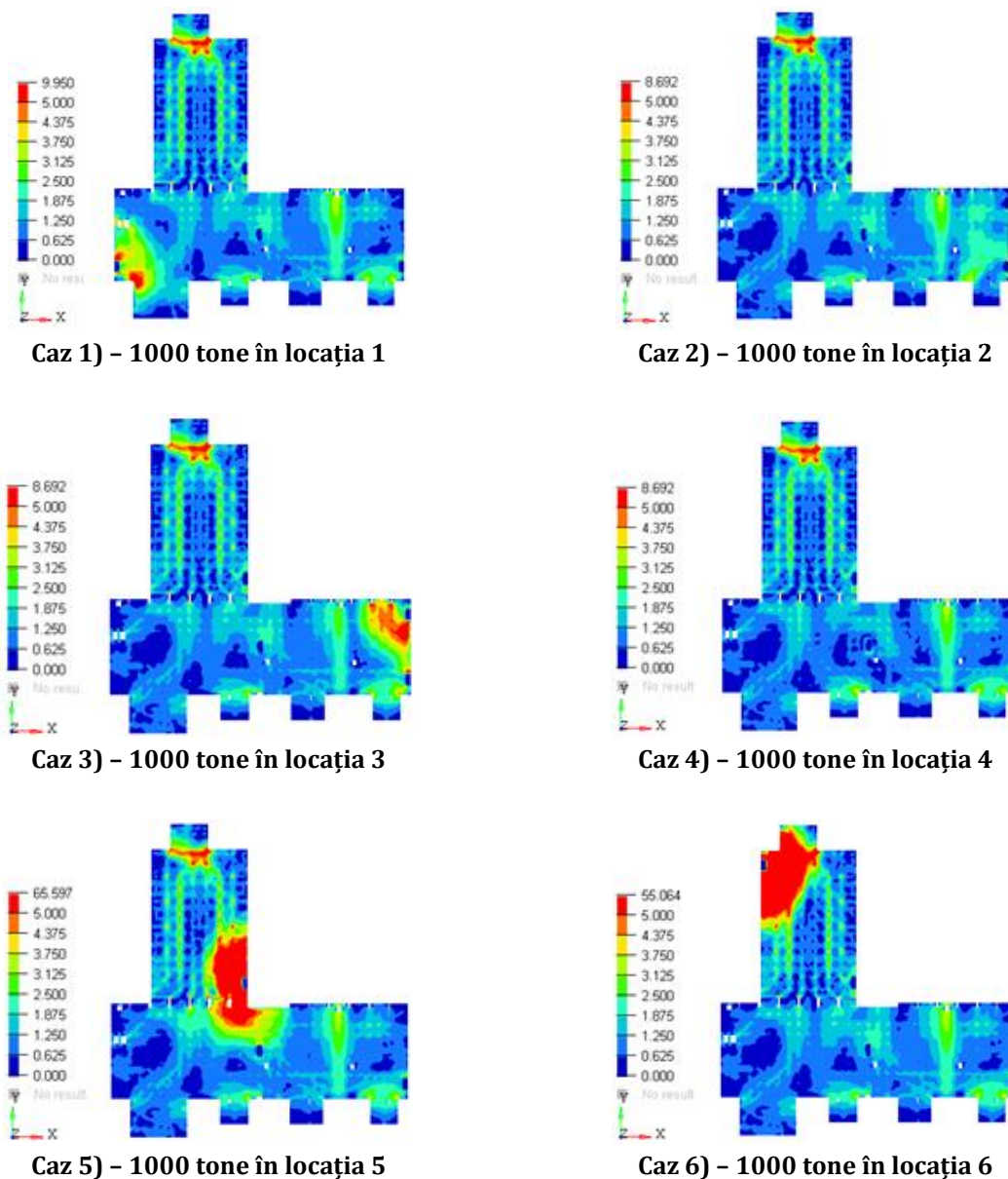


Figura 1.42 – Câmpul de tensiune al platformei pentru cazurile cu aplicare 1000 tone

#### 1.4.4 Analiza de moduri proprii a platformei prin MEF

Elementele elastice care influențează comportamentul vibrațional al platformei vor fi bateriile cu arcuri pe care este așezată platforma și deformabilitatea platformei sub acțiunea propriei greutate, a pereților și a greutății echipamentului. Analiza vibrațiilor plăcii de beton așezată pe bateriile cu arc, se face folosind modelul cu elemente finite prezentat în subcapitolul anterior. Ne interesează vibrațiile platformei din beton, cauzate de suspensia elastică. La baza acestor vibrații stau ecuațiile de mișcare [VLA168], [RAD118], [VLA169]:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\}. \quad (1.61)$$

unde  $[m]$  este matricea inerțială,  $[c]$  este matricea de amortizare,  $[k]$  este matricea de rigiditate (aceste trei matrice sunt reale, simetrice și pozitive definite),  $\{x\}$  este vectorul deplasărilor generalizate,  $\{\dot{x}\}$  este vectorul coloanei de viteze și  $\{\ddot{x}\}$  vectorul accelerațiilor generalizate.

Ecuția vibrațiilor libere va fi:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{0\}. \quad (1.62)$$

care admite soluții de forma:

$$\{x(t)\} = C\{u\} \cos(\omega t - \varphi) \quad (1.63)$$

unde:  $C$  – constantă,  $\omega$  - pulsația sarcinii excitatoare,  $\varphi$  – faza inițială.

Înlocuind (1.63) în (1.62) se va obține:

$$[k]\{u\} = \omega^2 [m]\{u\}. \quad (1.64)$$

Ecuția (1.64) are soluții nebanale, doar dacă :

$$\det([k] - \omega^2 [m]) = 0. \quad (1.65)$$

în care vectorul  $\{u\}$  satisface condiția:

$$([k] - \omega^2 [m])\{u\} = 0. \quad (1.66)$$

Ecuția (1.65) are în general  $n$  rădăcini distincte, denumite valori proprii. Rădăcinile pătrate ale valorilor proprii sunt frecvențele naturale neamortizate ale sistemului, prezentate de obicei în ordine de mărime crescătoare.

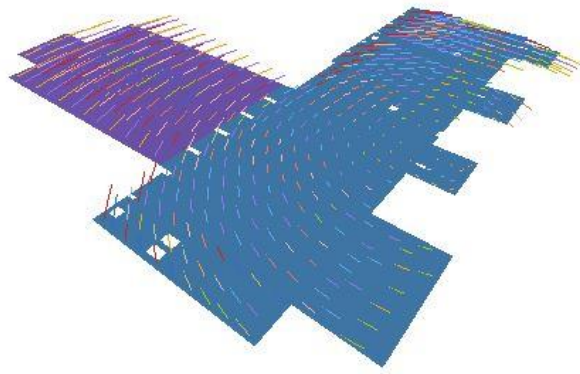
Pe baza analizelor cu element finit a modurilor, s-au obținut frecvențele proprii prezentate în tabelul 1.6 (primele 40 frecvențe) și formele modurilor proprii de vibrație ale plăcii de beton, redate în figurile 1.43 – 1.52 (primele 10 moduri).

Tabelul 1.6 – Frecvențele modurilor proprii

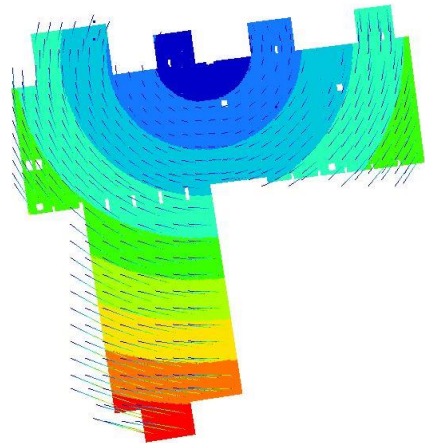
Nr.	25000 tone	35000 tone	54000 tone
1	2,27	1,90	1,53
2	2,43	2,03	1,64
3	2,49	2,08	1,68
4	3,38	2,82	2,28
5	3,40	2,84	2,29
6	3,45	2,89	2,33
7	3,60	3,01	2,42
8	3,66	3,06	2,47
9	3,89	3,26	2,62
10	3,92	3,28	2,64
11	4,00	3,34	2,69
12	4,04	3,38	2,73
13	4,14	3,46	2,78
14	4,38	3,66	2,95
15	4,42	3,69	2,96
16	4,43	3,71	2,98
17	4,52	3,78	3,04
18	4,57	3,82	3,07
19	4,60	3,85	3,10
20	4,64	3,88	3,12
21	4,72	3,95	3,19
22	4,79	4,00	3,23
23	4,97	4,16	3,36
24	5,04	4,21	3,4
25	5,06	4,23	3,41
26	5,18	4,33	3,49
27	5,33	4,46	3,6
28	5,42	4,54	3,66
29	5,57	4,66	3,76
30	5,64	4,72	3,8
31	5,67	4,74	3,83
32	5,84	4,88	3,94
33	6,05	5,06	4,08
34	6,3	5,27	4,25
35	6,38	5,33	4,31
36	6,62	5,53	4,47
37	6,69	5,59	4,51
38	6,90	5,77	4,66
39	7,10	5,93	4,79
40	7,13	5,96	4,81

Tabelul 1.6 prezintă comparativ primele 40 de frecvențe obținute pentru diferite configurații de platformă (doar cele două blocuri – 25000 tone, blocurile cu adăugarea pereților verticali – 35000 tone și blocurile cu pereții verticali și acoperișuri – 54000 tone).



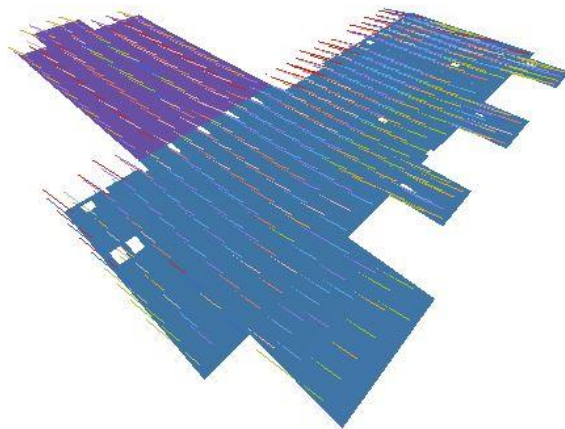


Vedere isometrică

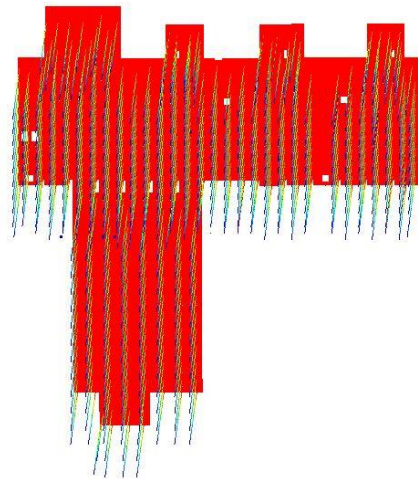


Vedere de sus

**Figura 1.43 - Forma modului propriu 1**

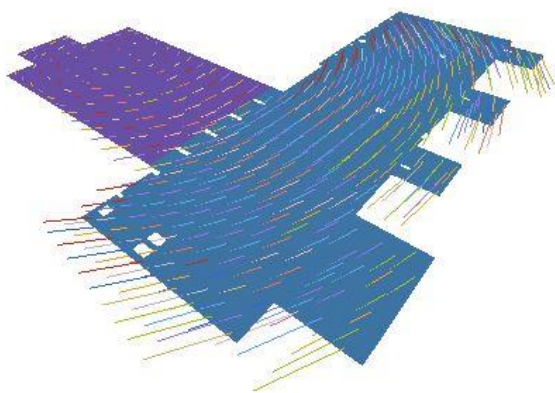


Vedere isometrică

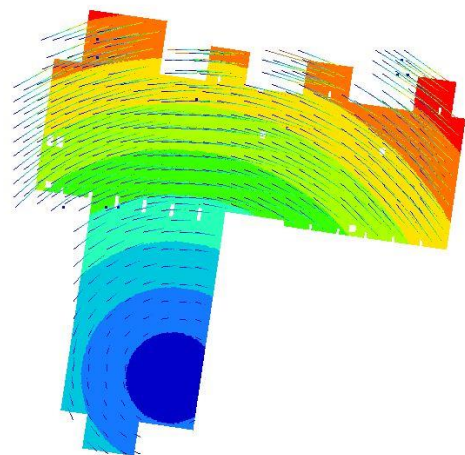


Vedere de sus

**Figura 1.44 - Forma modului propriu 2**

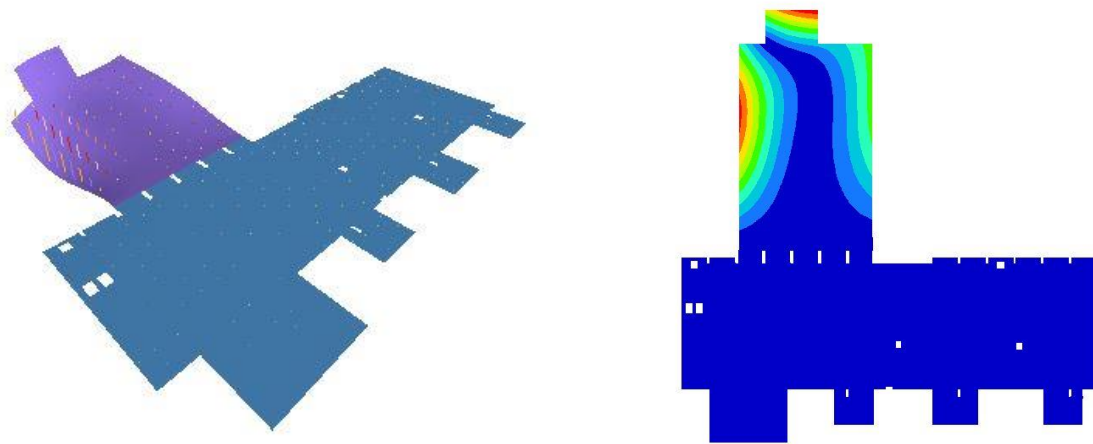


Vedere isometrică



Vedere de sus

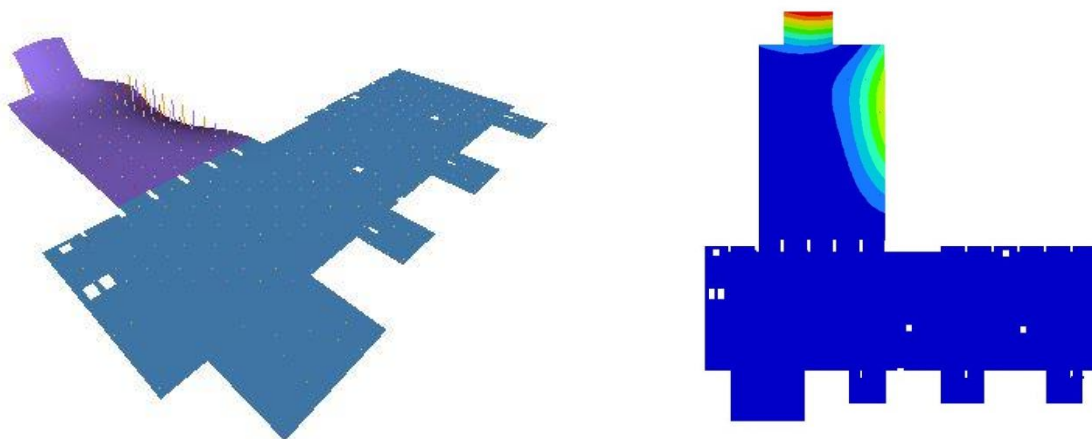
**Figura 1.45 - Forma modului propriu 3**



Vedere isometrică

Vedere de sus

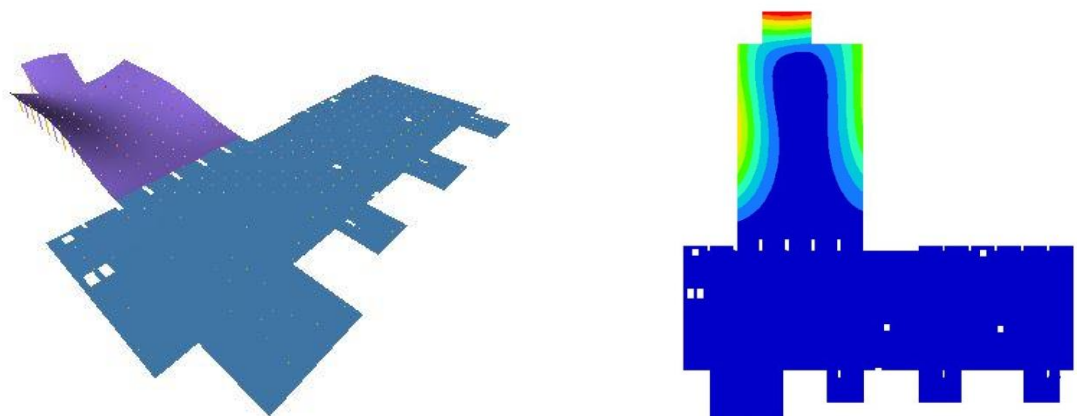
**Figura 1.46 - Forma modului propriu 4**



Vedere isometrică

Vedere de sus

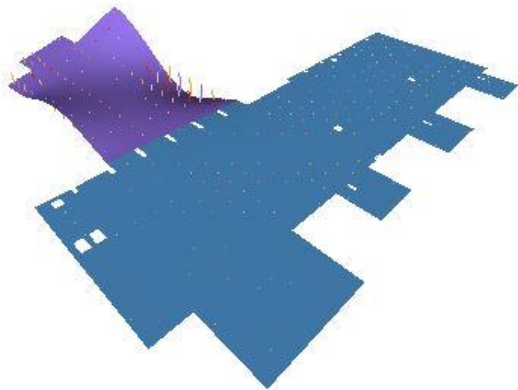
**Figura 1.47 - Forma modului propriu 5**



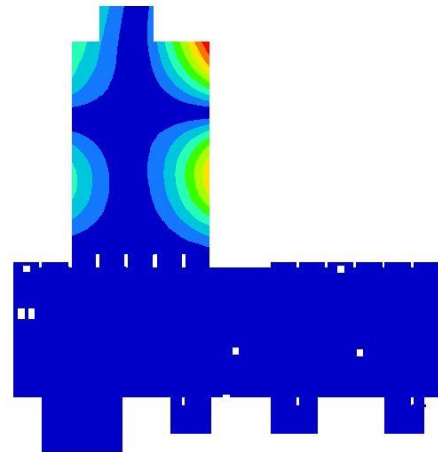
Vedere isometrică

Vedere de sus

**Figura 1.48 - Forma modului propriu 6**

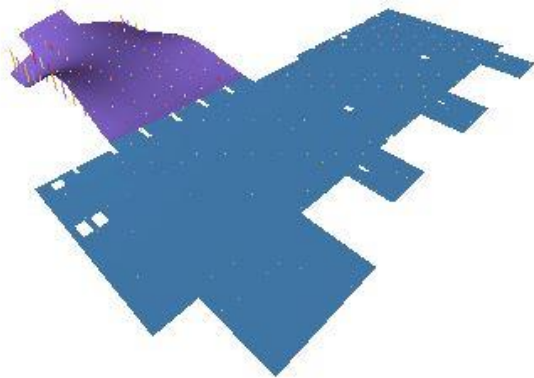


Vedere isometrică

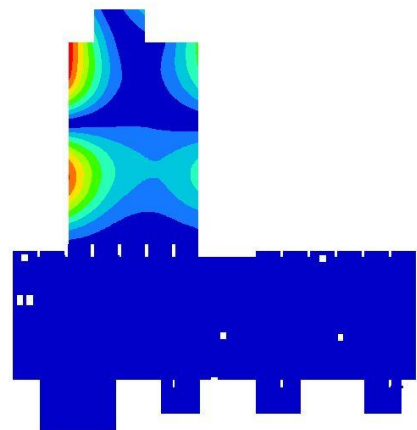


Vedere de sus

Figura 1.49 - Forma modului propriu 7

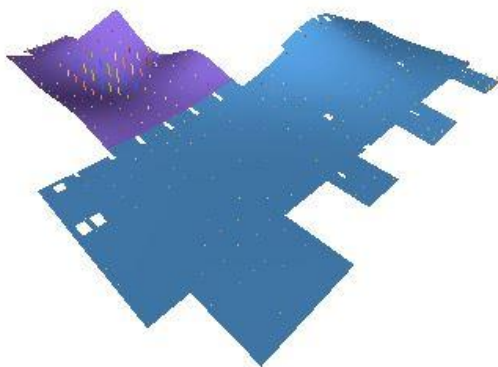


Vedere isometrică

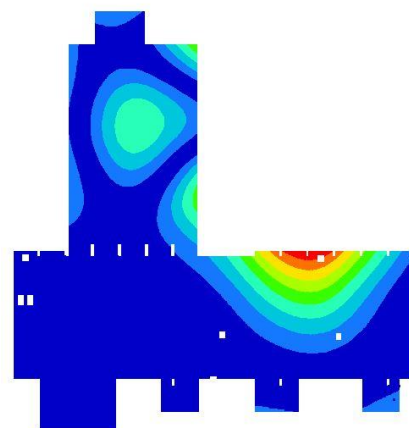


Vedere de sus

Figura 1.50 - Forma modului propriu 8

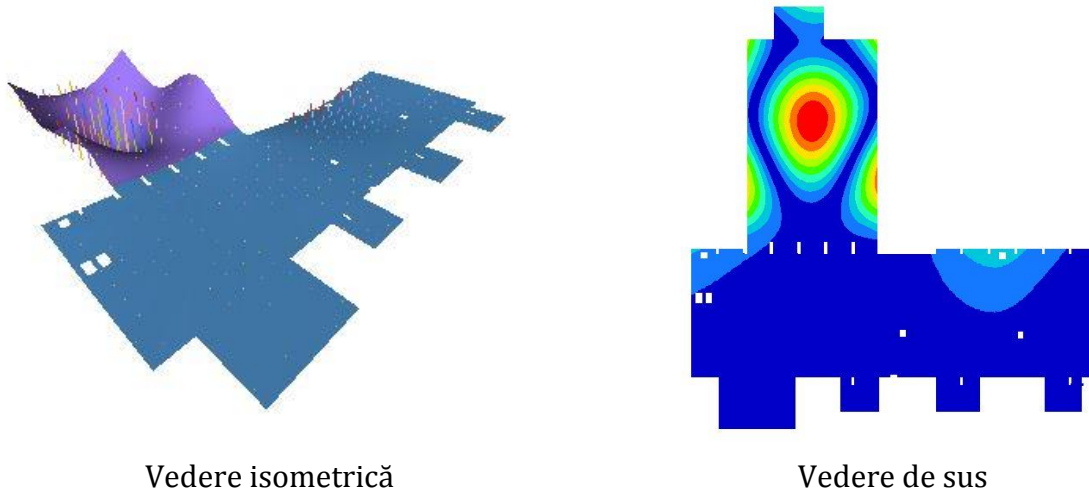


Vedere isometrică



Vedere de sus

Figura 1.51 - Forma modului propriu 9



**Figura 1.52 – Forma modului propriu 10**

### 1.4.5 Concluzii

În acest capitol s-a studiat răspunsul platformei inerțiale suspendate pe seturile de baterii cu arc de pe baza solului pentru a identifica dacă există vibrații excesive și cum sunt transmise diverse vibrații ale solului în structura platformei. Pe platformă sunt distribuite o mulțime de dispozitive și instrumente implicate în cercetările științifice și în anexele necesare. De obicei, vibrațiile provenite de la vehicule și alte activități antropice și transmise prin sol sunt vibrații non-staționare. Pentru a reduce influența acestor vibrații asupra platformei inerțiale, aceasta este suspendată pe un set de baterii cu arc și amortizoare care pot fi activate sau nu. Această suspensie constituie un instrument excelent pentru a reduce transferul vibrațiilor nedorite pe platforma studiată. De asemenea, este studiată deformabilitatea platformei de beton sub acțiunea propriei greutate și sub acțiunea greutății pereților. Se constată că deformările și tensiunile relative care apar în materialul platformei sunt relativ mici, deci nu există probleme legate de rezistența și fisurarea platformei, chiar dacă este încărcată la sarcini mari. Platforma este formată din două plăci, una principală, pe care se găsesc majoritatea instrumentelor și dispozitivelor și unde sunt ridicați pereții despărțitori masivi, care are aproximativ 1.600 mm și a doua platformă, pe care am numit-o secundară, mai mică și mai subțire, având doar 600 mm și cântărește aproximativ jumătate din greutatea plăcii principale descărcate. Dacă placa principală este încărcată cu toate echipamentele, aceasta cântărește aproximativ 1/6 din greutatea totală a platformei. Se constată că această platformă are amplitudini semnificative în modurile proprii, astfel încât în cazul excitațiilor externe cu frecvențe apropiate de frecvențele naturale ale întregii platforme, ne putem aștepta la o amplificare a acestor excitații la platforma secundară. Problema poate fi rezolvată prin activarea arcurilor suplimentare din bateriile cu arcuri care susțin platforma secundară. De asemenea, o altă problemă care poate fi menționată este faptul că frecvențele proprii ale platformei se găsesc în intervalul de frecvențe de excitație în care cutremurele care au loc în zonă. În acest sens se recomandă un studiu de vibrații pe anumite spectre de frecvențe provenite de la cutremure.

## Capitolul 2. Calculul și simularea sistemelor mecanice pe baza metodelor numerice

### 2.1 Metode de analiză a sistemelor mecanice prin simulări virtuale

#### 2.1.1 Introducere.

Evoluția din ultimele decenii a proceselor de cercetare-dezvoltare, obținere și lansare pe piață a unor produse s-a bazat pe integrarea în acest flux a unor metodologii de calcul bazate pe proceduri de modelare, simulare și vizualizare, realizate prin intermediul unor pachete de programe cunoscute astăzi sub denumirea de CAE software (*Computed Aided Engineer*). În același timp, presiunile impuse cu privire la realizarea unor sisteme din ce în ce mai complexe, reducerea costurilor de achiziție și îmbunătățirea performanțelor acestora au condus la dezvoltarea unor astfel de capacități de calcul, cu scopul de a ajuta la analiza, proiectarea și fabricarea de produse noi într-un timp cât mai optim posibil.

În figura 2.1 este prezentat un proces de dezvoltare al unui produs, în care activitatea de calcule și simulări numerice, împreună cu activitatea de design sunt înglobate în așa numitul proces tipic CAE (*Computed Aided Engineering*).

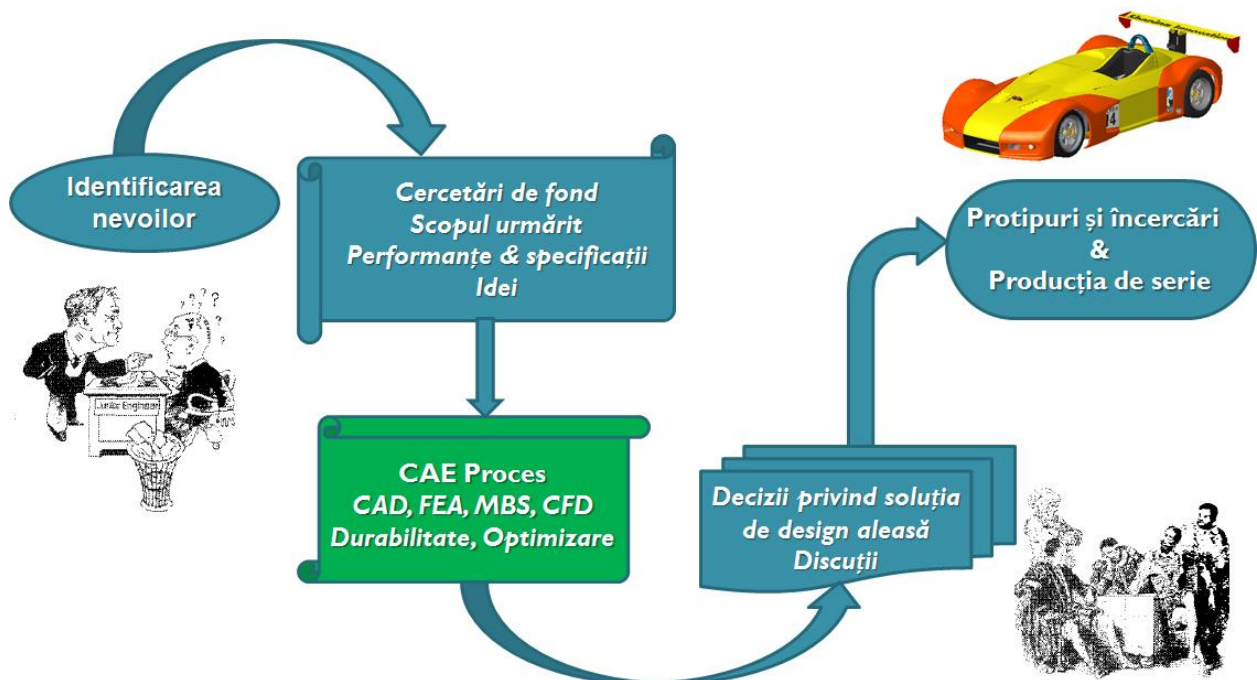


Figura 2.1 – Integrarea simulărilor CAE în procesul de dezvoltare

După cum se poate observa din figura 2.1, procesul CAE înglobează activitățile conexe de proiectare și concepție realizate prin platformele de software CAD (*Computer Aided Design*) și activitățile de calcul și simulare efectuate prin intermediul platformelor software MBS (*Multi Body Simulation*), FEA (*Finite Element Analysis*), CFD (*Computed Fluid Dynamic*).

Activitatea de concepție și creație cunoscută sub denumirea de design, urmărește să asigure fiecărui produs un înalt randament funcțional, însoțit de un aspect agreabil. După cum se poate observa din figura 2.1, această activitate de design se bazează pe parcurgerea câtorva etape premergătoare care încep în primul rând cu identificarea nevoilor. Următoarele etape, anterioare procesului de design presupun o cercetare de fond a problemei care presupune colectarea de informații a problemei în studiu, o definire clară a obiectivului problemei, a parametrilor de performanță de atins și o dezvoltare a ideilor. Odată ce designul s-a definit, se trece la etapa de analiză a acestuia în funcție de scopul urmărit. Tipurile de analiză se efectuează prin intermediul software-urilor comerciale, iar metodele de calcul și simulare ar putea fi: metoda sistemelor multicorp, metoda elementelor finite, metoda simulării curgerii dinamice a fluidelor, metode care acoperă o multitudine de domenii tehnice, cum ar fi: mecanica, rezistența materialelor, vibrațiile, termotehnica, mecanica fluidelor, etc.

Metoda sistemelor multicorp este o metodă de calcul bazată pe noțiunile de mecanică analitică, prin intermediul acestei metode făcându-se trecerea de la unele concepte generale studiate la mecanica clasică spre metode de calcul analitic, urmate de simulări virtuale.

Sistemele multicorp sunt sisteme mecanice alcătuite din mai multe elemente rigide sau flexibile, aflate în mișcare relativă unele față de celelalte și care sunt conectate între ele prin intermediul unor legături mecanice de diferite tipuri care le restricționează mișcarea.

În ultimele decenii, sistemele multicorp și-au extins gradul de aplicabilitate în diverse domenii ale ingineriei, cum ar fi: ingineria mecanică, biomecanica, mecatronica, industria auto, industria aviatică, etc.

Istoria dinamicii sistemelor multicorp începe în anul 1687 cu publicația lui Isaac Newton [ISA58] în care acesta introduce conceptul de particulă liberă. În cadrul acestui concept o particulă este considerată liberă dacă asupra ei nu se exercită nicio forță externă. Aproape un secol mai târziu, Euler definește noțiunea de corp rigid – unul din cele mai fundamentale concepte în filozofia sistemelor multicorp [EUL44]. Împreună cu Newton, dezvoltă un nou set de ecuații, denumite ecuațiile Newton-Euler care descriu mișcarea unui corp liber ale cărui forțe din legături sunt modelate ca forțe externe aplicate.

În secolul XVIII, în Franța d'Alembert studiază sistemele de corpuri rigide constrânse [DAL33]. Puțin mai târziu, Lagrange a dezvoltat idea lui d'Alembert și a combinat-o cu principiul lucrului mecanic virtual [LAG74]. Acest lucru a condus la obținerea unui set de ecuații diferențiale pe baza cărora pot fi analizate sisteme mai complexe. În aceeași publicație, Lagrange a prezentat și ecuațiile diferențiale Euler-Lagrange. Cu aceste ecuații, sistemele pot fi analizate pe baza energiilor cinetice și potențiale.

Cele mai recente explorări în acest domeniu s-au făcut de Kane și Levinson în cartea lor „Dinamică, teorie și aplicații” din 1985, în care se introduce metoda Kane pentru rezolvarea rapidă a sistemelor, fără a fi necesare operațiile cu diferențiale [THO142], [PUR116].

După apariția și dezvoltarea computerelor, dezvoltarea dinamicii sistemelor multicorp a fost orientată mai mult spre algoritmi, software și calcule numerice. Acestea includ pre și postprocesarea, animația, cuplarea cu alte software-uri bazate pe calcul numeric și calcul de rezistență și vibrații. În domeniul științific, în ultima perioadă se cercetează problematici legate de flexibilitatea corpurilor în mișcare, fricțiunea și contactul între corpurile din sistem, impactul și controlul sistemelor [SCH125].

La începuturi, au fost dezvoltate programe pentru a calcula comportamentul sistemelor multicorp, pe baza parametrilor cinematici: deplasare, viteză și accelerație, respectiv dinamici: forțele de reacție pentru un set limitat de legături mecanice.

Primul program care a rezolvat sistemele dinamice pe baza unui istoric în timp s-a numit DAMN (*Dynamic Analysis of Mechanical Networks*) creat de Universitatea din Michigan în 1967. Acest program era dedicat doar pentru simulări 2D. Pe la mijlocul anilor '60 se dezvoltă programul ADAMS, iar pe la începutul anilor '70 apare varianta comercială a acestuia când pentru prima dată se reușește simularea unor obiecte 3D. În ultima decadă o serie de alte software-uri multicorp s-au dezvoltat dintre care ar fi de menționat Motion View din pachetul Altair, Creo/Simulate din pachetul Creo/View precum și modulele de simulare multicorp conținute în pachetele CATIA, Solid Works, Siemens SISW, etc.

În ultima perioadă s-a acordat o importanță destul de mare sistemelor multicorp cu corpuri flexibile. Pentru a putea aborda această problemă a integrării corpurilor flexibile în sistemele multicorp, este necesară o bună cunoaștere a modelărilor cu element finit (FEA), respectiv a analizelor de corpuri deformabile bazate pe studiul vibrațiilor libere. În general aceste vibrații libere se bazează pe metoda dezvoltată de Craig Bampton [CRA28] în ceea ce privește forma modurilor proprii și a frecvențelor proprii. Principala problemă în cadrul acestor tipuri de simulări cu includerea corpurilor flexibile îl reprezintă numărul mare de ecuații pe care rezolvatoarele computerelor trebuie să le soluționeze, în acest sens fiind necesare resurse hardware mult mai mari comparativ cu o simulare de sistem multicorp în care toate corpurile sunt rigide.

Metoda elementelor finite este o metodă numerică de calcul ce se bazează pe formularea matriceală a ecuațiilor de echilibru pentru structurile deformabile abordate în cadrul rezistenței materialelor. Necunoscutele sunt de fapt gradele de libertate ale sistemului și reprezintă răspunsurile obținute la acțiunile exterioare exercitate asupra sistemului. Tipul gradelor de libertate se exprimă în funcție de tipul încărcării exterioare precum și de felul aplicației. În tabelul 2.1 se exemplifică câteva tipuri de grade de libertate.

**Tabelul 2.1 - Grade de libertate, sarcini exterioare, aplicații FEA**

<b>Tip grade libertate</b>	<b>Acțiune exterioară</b>	<b>Tipul aplicației</b>
Deplasare	Forță	Structural
Temperatură	Flux termic	Termal
Tensiune	Curent	Electric
Potențial magnetic	Curent	Magnetic
Presiune	Curgerea fluidelor	Curgere

În raport cu desfășurarea în timp și rezolvarea problemelor, metoda elementelor finite le grupează în următoarele categorii: probleme de echilibru, probleme de valori proprii și probleme de propagare.

Problemele de echilibru sunt probleme de stare constantă, a căror soluții nu depind de timp. De exemplu: determinarea tensiunilor și deformațiilor în corpurile solide, stabilirea distribuției de temperatură într-un corp solid, etc.

Problemele de valori proprii pot fi considerate ca o extindere a problemelor de echilibru. Aceste probleme sunt specifice mecanicii solidelor și fluidelor. De exemplu, flambajul și stabilitatea structurilor, problemele de frecvențe proprii în sisteme mecanice, determinarea rezonanței în circuite electrice. Se mai numesc probleme de analiză armonică sau spectrală.

Problemele de propagare includ fenomenele de tranziție și stare. Se obțin din primele două categorii menționate prin luarea în considerare a timpului. De exemplu analiza de propagare a tensiunii în corpuri elastice pentru un fenomen tranzitoriu, analiza fenomenelor de propagare a căldurii într-un mediu solid, problemele de vibrații.

Din punct de vedere al unei scurte istorii în timp, se poate spune că primele referiri cu privire la metoda elementelor finite apar în anul 1943 într-o cercetare a lui R. Courant [COU27] care folosește metoda Ritz de analiză numerică și calcul variațional pentru a obține soluții aproximative la analiza sistemelor în vibrații. În anul 1956, Turner, Clough, Martin și Topp elaborează o lucrare în care aplică metoda elementelor finite în analiza rigidității și deplasărilor structurilor complexe [TUR151]. Ea a fost aplicată pentru rezolvarea problemelor de mecanica solidelor și structurilor și a fost recunoscută ca o metodă generală ce poate fi aplicată la obținerea de soluții și la alte clase de probleme. Este important de subliniat că între 1957 - 1963 un grup de cercetători condus de prof. Clough a folosit metoda elementului finit în analiza stărilor de tensiune și deformații [CLO24]. În 1968 la Universitatea California, prof. Wilson a inițiat programul SAP (Structural Analysis Program). În același an Przemieniecki publică o carte bazată pe teoria calculului matriceal pentru structuri mecanice [PRZ115].

În anii '70 metoda cu elemente finite începe să fie implementată în programele de calculator însă cu aplicabilitate restrânsă datorită resurselor hardware destul de limitate la acea vreme. De asemenea, în perioada respectivă, au început să apară câteva lucrări legate de fundamentele metodei elementelor finite, elaborate de Zeinkiewicz, Cheung, Hinton și alții. Domeniul de aplicare al metodei își găsește utilitatea în domeniile: industriei aeronautice, autovehiculelor, construcțiilor complexe, apărării, industriei nucleare, etc.

După anii '80 analiza cu elemente finite a devenit mai accesibilă unui număr tot mai mare de cercetători, datorită evoluției computerelor din punct de vedere al resurselor hardware. Începând de prin această perioadă, câteva companii au început să dezvolte versiuni comerciale de programe de analiză cu elemente finite bazate pe interfață grafică și cu posibilitatea de import din programe CAD.

În prezent există multe reviste în care sunt prezentate articole în care se analizează diferite probleme cu metoda elementelor finite. Dezvoltarea acestei metode este strâns legată de performanțele calculatoarelor, în acest sens dezvoltându-se diverse programe de elemente finite dintre care ar fi de menționat câteva: ANSYS, MSC Patran-Nastran, MSC Marc, Abaqus, Altair-Hyperworks, LS-DYNA, etc.

După anul 1990, dezvoltatorii de software FEA implementează algoritmi de discretizare automată a modelelor importate din platformele CAD, iar în anul 2000 metoda elementului finit (MEF) se dezvoltă la scară largă, devine o unealtă de mare importanță în procesul de obținere și validare produs.



## 2.1.2 Exemple de sisteme mecanice soluționate prin metodele numerice

După cum s-a menționat și în capitolul anterior, simularea sistemelor mecanice prin intermediul platformelor de software CAE, oferă avantaje cu privire la luarea deciziilor în ceea ce privește opțiunea finală a unui design, aducând beneficii asupra costurilor și timpilor alocați pentru trecerea spre etapa de dezvoltare fizică a prototipului, respectiv a testărilor fizice propriu-zise. În continuare se vor prezenta câteva exemple de sisteme mecanice abordate ca soluționare prin intermediul platformelor CAE.

În figura 2.2,a este prezentat sistemul mecanic al trenului de aterizare al unei aeronave, iar în figura 2.2,b schema cinematică a acestui sistem multicorp. Scopul urmărit în baza unei analize cinematice ar fi determinare pozițiilor extreme ale acestui sistem prin varierea cursei cilindrului. Prin utilizarea unor simulări succesive și modificare anumitor parametrii geometrice, se poate ajunge la soluția dorită într-un timp mult mai scurt.

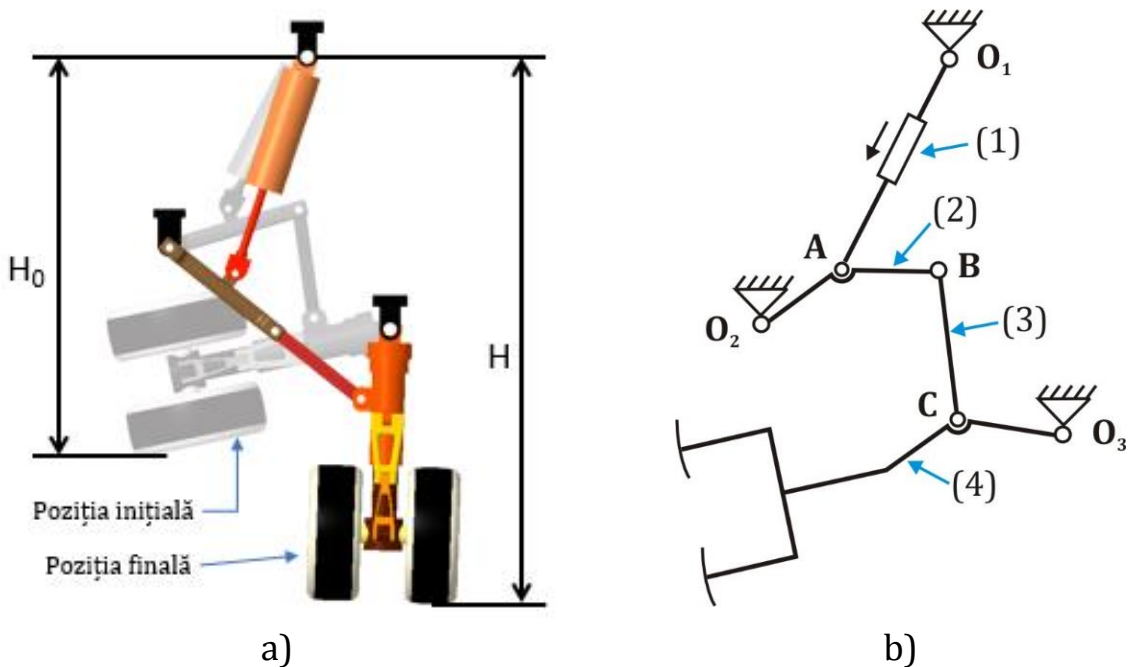


Figura 2.2 – Integrarea simulărilor CAE în procesul de dezvoltare

Un alt exemplu de simulare cinematică se prezintă în figura 2.3 unde se prezintă un sistem mecanic de închidere deschidere al unui portbagaj de automobil. Punctul de interes în cadrul unei astfel de simulări l-ar putea reprezenta variația unghiulară a elementelor (1) și (3) care sunt elemente conduse în mecanism și efectuează mișcări de rotație față de punctele de articulație fixă din caroseria automobilului. De asemenea traiectoriile punctelor A, B și C ar putea reprezenta alte mărimi de interes din analiza cinematică.

Alte două exemple de posibilitate de simulare cinematică sunt prezentate în figurile 2.4 și 2.5. În figura 2.4 se pot vedea două posibilități de manevrare ale lamei tractorului. În figura 2.4,a lama este ridicată spre o poziție particulară prin intermediul cilindrului de ridicare, iar în figura 2.4,b este indicată bascularea lamei prin intermediul cilindrului de basculare. În figura 2.5 este prezentată schema cinematică a unui sistem de ștergătoare de parbriz al unui automobil. Pentru sistemele mecanice din aceste figuri 2.4 și 2.5, cerințele ar putea fi legate

de determinarea traiectoriilor pe elementele finale din lanțul cinematic sau suprafețelor obținute prin rotirea ștergătoarelor .

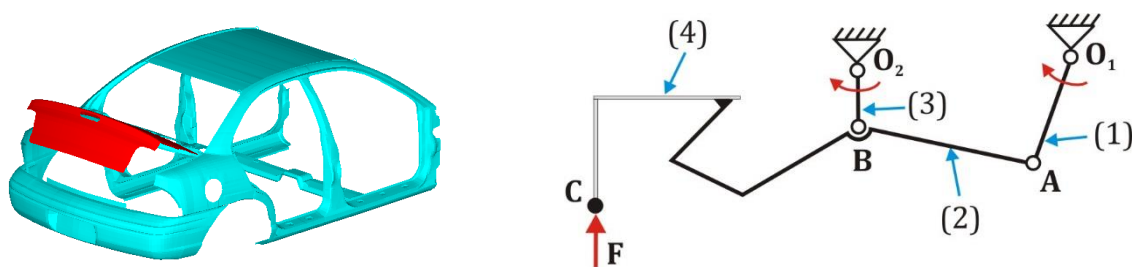
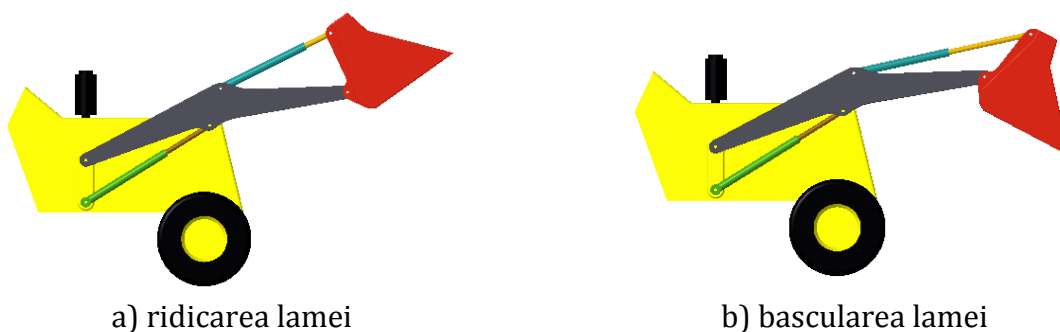


Figura 2.3 - Integrarea simulărilor CAE în procesul de dezvoltare



a) ridicarea lamei

b) bascularea lamei

Figura 2.4 - Pozițiile particulare ale mecanismului de acționare cu lamă al unui tractor

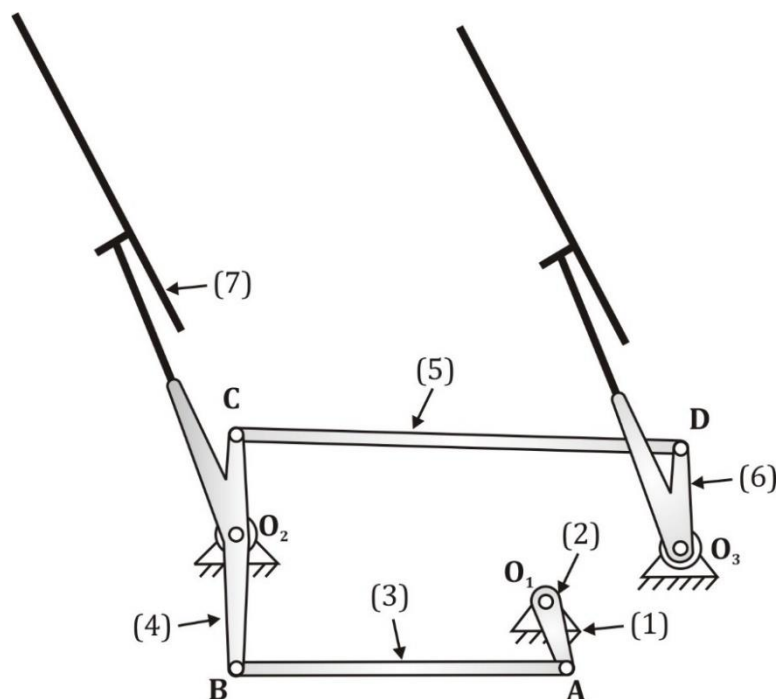


Figura 2.5 - Schema mecanismului de acționare a ștergătoarelor de parbriz

Din punct de vedere a simulărilor dinamice pe sistemele mecanice, în figura 2.6 este prezentat un ATV așezat pe niște cilindri de testare care joacă rol de elemente conducătoare în sistemul de analizat. Mai exact

acești cilindri induc niște deplasări verticale care simulează deplasările dintr-un teren accidentat. Prin intermediul contactului dintre roată și elementul de testare, solicitările sunt transmise în structura ATV-ului și a elementelor elastice. Ca posibil obiectiv de urmărit în cadrul unei analize pentru cazul de față ar putea fi studiul suspensiei.

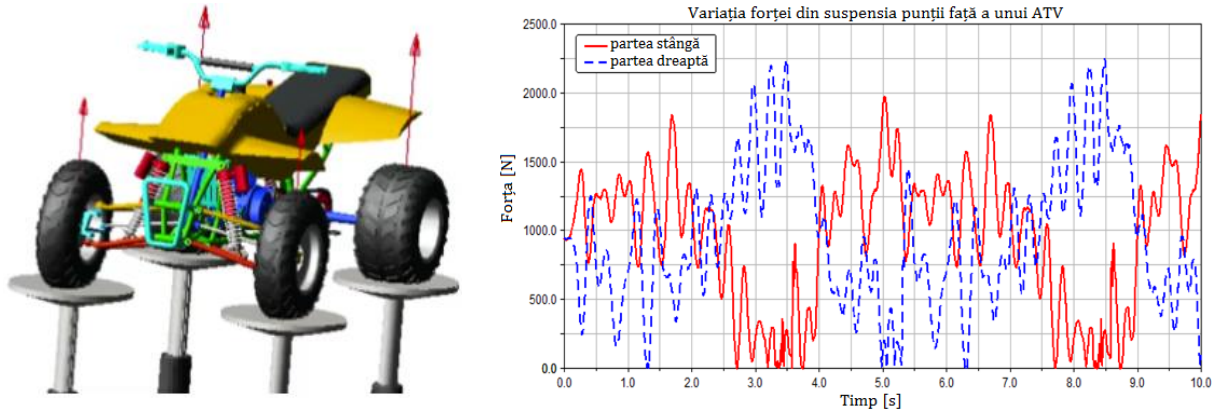


Figura 2.6 – Studiul suspensiei unui ATV

În figura 2.7 se prezintă un exemplu de trecere al unui utilaj de mare tonaj prin gropi. Acest tip de analiză dinamică ar putea avea ca obiectiv determinarea forțelor de încărcare ale pneurilor și a forțelor interne din legăturile mecanice în vederea unei evaluări din punct de vedere a durabilității a diverselor componente de interes, cum ar fi: brațele de manipulare a sarcinii utile, șasiul de susținere a cabinei, a motorului și a altor agregate, etc.

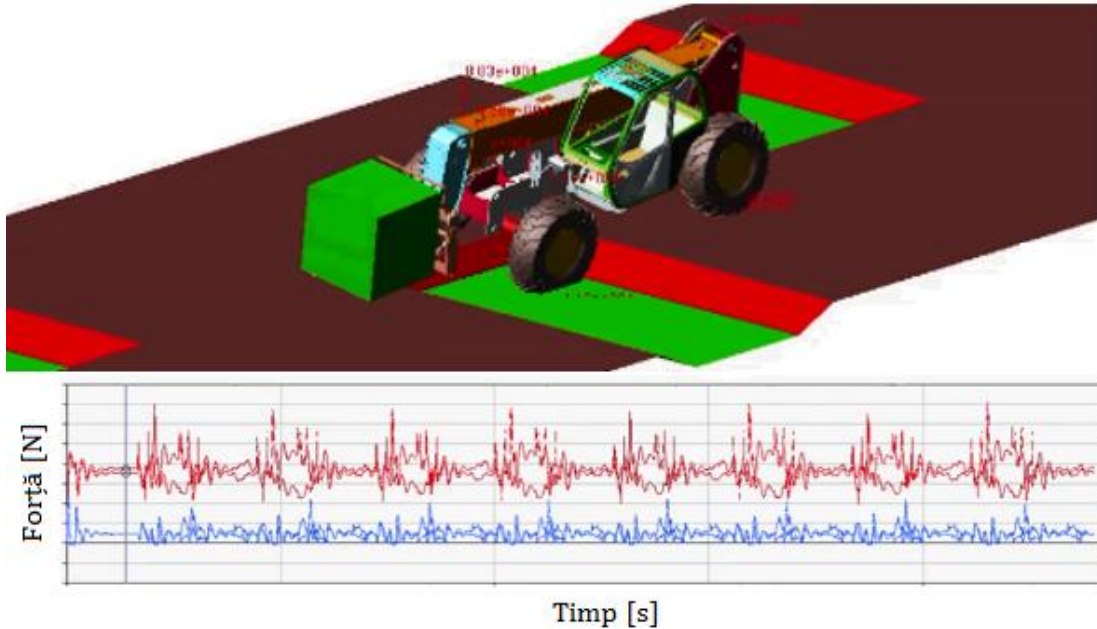
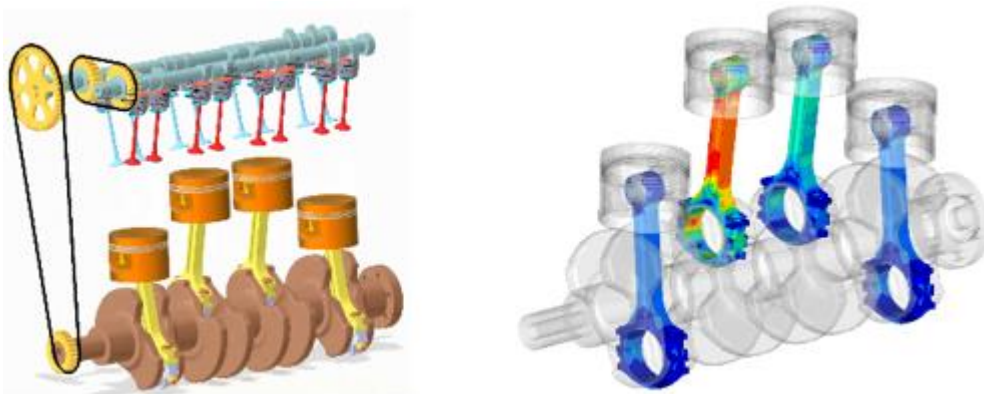


Figura 2.7 – Simularea trecerii prin gropi a unui utilaj greu

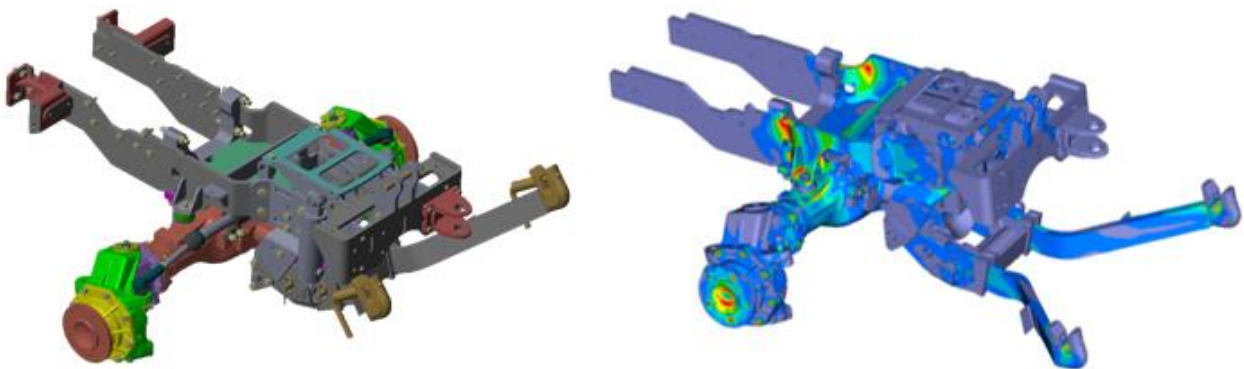
Analizele dinamice cu luarea în considerare a corpurilor deformabile în mișcare presupun în primă fază o discretizare a corpului în elemente finite utilizând un program specializat pe metoda elementului finit și apoi trecerea la analiza acestuia din punct de vedere a modurilor proprii. Cunoscând răspunsul corpului deformabil pe baza formei

modurilor proprii și a frecvențelor specifice acestuia obținem de fapt o informație legată de rigiditatea dinamică a acestui corp. Integrarea corpului deformabil în sistemul mecanic din care face parte prin intermediul legăturilor mecanice va însemna într-un proces de analiză dinamică multicorp, încărcarea acestuia cu forțele din legăturile mecanice care pot fi considerate forțe perturbatoare peste modurile proprii obținute din analiza modală. În figura 2.8 se prezintă un exemplu de analiză dinamică multicorp cu corpuri flexibile deformabile. În cadrul acestui exemplu se urmărește studiul comportamentului bielei motoare din punct de vedere al câmpului de tensiuni și deformații în regim dinamic de mișcare pentru diferite turații ale motorului. În figura 2.8 (din stânga) putem observa mecanismul motor împreună cu mecanismul de distribuție, cu toate elementele considerate solid rigide, iar în dreapta același mecanism motor, în care biețele motoare au fost considerate flexibile.



**Figura 2.8 - Simularea unui mecanism motor cu luarea în considerare a bielei deformabile**

Un alt exemplu de analiză dinamică bazată pe deformabilitate s-ar putea aborda cu luarea în considerare a unui câmp gravitațional de accelerație. În figura 2.9 se prezintă un subansamblu punții față al unui utilaj. O cerință care s-ar putea solicita în cadrul acestei abordări ar putea să fie, determinarea câmpului de tensiuni și deformații sub acțiunea unei accelerații verticale oarecare. În acest mod, putem simula în mod simplist o solicitare dinamică ce ar putea proveni din căderea într-o groapă sau lovirea unui dâmb.



**Figura 2.9 - Simularea unui mecanism motor cu luarea în considerare a bielei deformabile**

Procesul de ștanțare ar putea constitui o altă formă de simulare dinamică de tip tranzitoriu, în care este importantă cunoașterea proprietăților de material, mai exact curba tensiune-deformație, întrucât pe baza acesteia se pot face interpretări legate de deformația atinsă în procesul de ștanțare al unei table. În figura 2.10 se poate observa o tablă simulată într-un astfel de proces în două instantanee, înainte și după procesul de deformare. Aprecierea gradului de deformabilitate se face pe baza diagramei din figura 2.11.

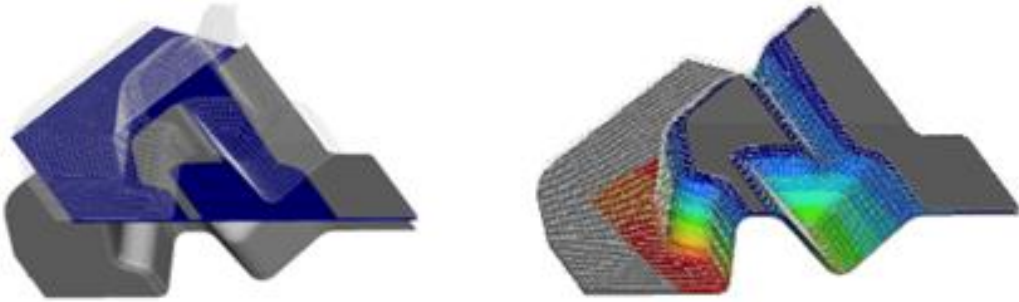


Figura 2.10 – Simularea unui proces de ștanțare

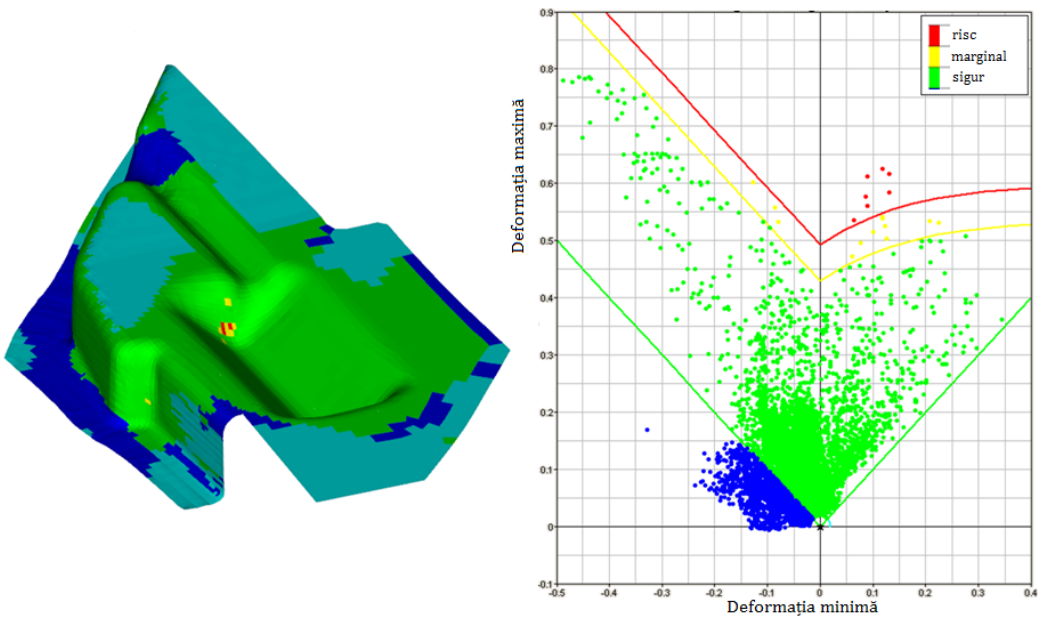


Figura 2.11 – Diagrama de deformabilitate specifică simulării operațiunii de ștanțare

După cum se poate observa, există o multitudine de metodologii de simulare a fenomenelor dinamice pentru sistemele mecanice, în acest capitol prezentându-se doar câteva exemple. Ceea ce este important de reținut este faptul că în special metoda elementului finit și în general metodele numerice sunt metode aproximative care se bazează pe ipoteze simplificatoare, iar în interpretare rezultatelor obținute din simulări trebuie ținut cont de acest aspect. Pentru astfel de situații orice model creat, analizat și simulat prin metodele numerice ar trebui în general comparat și validat cu un model experimental, această modalitate reprezentând calea cea mai viabilă de confirmare a rezultatelor.

## 2.2 Răspunsul cinematic și dinamic al unui mecanism motor de actualitate cu braț oscilant

### 2.2.1 Introducere

În cadrul acestui capitol se prezintă avantajul obținut de un mecanism nou al unui motor, al cărui concept se bazează pe un braț oscilant față de mecanismul clasic cunoscut al motorului cu ardere internă. Beneficiile acestui tip de mecanism și avantajele majore ale parametrilor de funcționare depind în mare măsură de pozițiile articulațiilor brațului oscilant. De asemenea, creșterile parametrilor geometrici funcționali (cursa pistonului, volumul camerei de ardere sau raportul de compresie) conduc la o sporire a parametrilor energetici (putere, cuplu) precum și la o îmbunătățire a parametrilor ecologici (consum, emisii noxe, etc.).

Parcul de autovehicule s-a extins de la an la an ca număr de autovehicule și a condus la o creștere globală nedorită a emisiilor și consumului de gaze de eșapament. Din acest motiv, inginerii au fost obligați să îmbunătățească și să optimizeze soluțiile constructive existente ale motoarelor actuale. Mai mult, presiunea crescută asupra producătorilor de motoare a impus implementarea în fluxul de producție a unor noi soluții constructive pentru motorul actual care să îndeplinească cerințele standard actuale impuse de piață. Aceasta înseamnă o îmbunătățire a unor parametri sau caracteristici ale motorului, cum ar fi: creșterea de cuplu cu reducere de consum și emisii, precum și o creștere a durabilității și fiabilității [KUS73], [LOU80], [JOS66], [NAK98], [THO143].

În general, eficiența unui motor cu ardere internă este evaluată prin intermediul proceselor caracteristice pe un ciclu sau pe baza unor parametri constructivi, cum ar fi: cilindreea motorului, raportul cursă-alezaj sau raportul de compresie. Mai mult, eficiența poate fi evaluată și pe baza parametrilor operaționali (gestionarea motorului, formarea și controlul amestecului aer/combustibil și sincronizarea aprinderii).

Unul dintre cele mai reprezentative concepte dezvoltate după anul 2000 pentru a îndeplini aceste cerințe este o soluție constructivă a motorului cu rezultate satisfăcătoare bazată pe un mecanism cu braț oscilant și raportul de compresie variabil (VCR). Promotorul acestei soluții este Dr. Joe Ehrlich care, după 11 ani de cercetări, a implementat-o pentru prima dată pe motorul Mayflower e3 [SCH126], [WEB171]. În această configurație, raportul de compresie este un parametru controlabil. Prin urmare, pentru acest motor cu ardere internă, tehnologia VCR [WHA174] ar putea fi considerată una dintre cheile care au condus la performanțe mai bune atât pentru sarcini parțiale, cât și pentru sarcinile complete ale motorului. Această tehnologie se bazează pe un mecanism multi-braț care permite schimbarea pozițiilor punctului mort superior și inferior și astfel schimbarea continuă a raportului de compresie [KOJ72]. Pe baza acestei tehnologii, se poate obține o creștere a raportului de comprimare, o optimizare a timpilor de suprapunere ai supapelor și o reducere a pierderilor de combustibil în diverse regimuri de funcționare tranzitorii [SHA132]. Cu toate acestea, cele mai multe beneficii sunt legate de consumul minim de combustibil și reducerea emisiilor de particule [PES108]. În general, pentru a obține performanțe superioare pe motoarele cu ardere internă este necesară o îmbunătățirea a procesului de

proiectare, precum și a parametrilor procesului de ardere [MIL91], [HOS56], [MIS92], [NAY100].

Alți cercetători s-au concentrat pe dezvoltarea VCR și au dezvoltat diverse soluții tehnologice. În acest sens, SAAB a dezvoltat două concepte pentru motorul pe benzină cu aspirație naturală: motorul cu raport de compresie variabil SVC (Saab Variable Compression) și sistemul de control al procesului de ardere SCC (Saab Combustion Control). Ambele soluții integrate au condus la o reducere a consumului cu 30%. Sistemul SVC de la SAAB permite variația continuă a compresiei între 8: 1 la 14: 1 [DRA42]. O altă soluție VCR dezvoltată de Peugeot este pentru motorul MCE-5 VCRi [DUC43] care a adăugat un element intermediar sub forma unui angrenaj special. Sistemul poate modifica raportul de compresie de la 7: 1 la 18: 1, iar sistemul poate controla fiecare cilindru separat, permițând tuturor celor patru cilindri să funcționeze la rapoarte de compresie diferite. Gomecsys a oferit o altă soluție VCR bazată pe posibilitatea de a roti axa manivelei schimbând poziția excentricului pe ochiul mare al bielei. În acest tip de motor, un purtător montat excentric transportă rulmenții arborelui cotit care se pot roti pentru a ridica sau a coborî pistoanele până la punctul mort superior (TDC). Raportul de compresie poate fi ajustat doar modificând rotația purtătorului excentric. Această tehnologie încorporată în sistem economisește combustibilul și CO<sub>2</sub> total cu 18% [VLA158], [RAH119], [YOG178]. Nissan a obținut de-a lungul timpului un succes considerabil în dezvoltarea motoarelor VCR [DEG35], [DEG36]. Motorul VC-Turbo de la Nissan folosește un sistem multi-braț în locul unei biele tradiționale pentru a roti arborele cotit, iar un motor de acționare schimbă punctul final al sistemului multi-braț pentru a varia cursa pistonului pentru modificarea raportului de compresie. Acest lucru face posibilă variația continuă a raportului de compresie, după cum este necesar, în intervalul de 8: 1 (pentru sarcină mare) la 14: 1 (pentru sarcină mică). FEV a dezvoltat un sistem de motor VCR în două etape, care s-a dovedit a fi un concept bun, având în vedere costul său redus de fabricație și avantajul integrării în arhitecturi comune ale motorului. Sistemul folosește o tijă de legătură reglabilă pe lungime, cu un știft excentric de piston în ochiul mic al bielei, iar ajustarea raportului de compresie se realizează printr-o combinație de forțe de gaz și masă [PIS111], [KLE71]. O potențială îmbunătățire a consumului de combustibil este de 5-7%, în funcție de stilul de conducere și combinațiile vehicul/grup propulsor [TOM147]. De asemenea, Ford a lucrat mult la dezvoltarea motoarelor VCR în ultimii 20 de ani și un motor VCR cu lungime variabilă a pistonului și a bielei a fost dezvoltat în 2003 [RAO120].

Obiectivul cercetării este axat pe creșterea performanțelor motorului, iar procesul de cercetare-dezvoltare pe căutarea de soluții pentru a minimiza costurile cu privire la dezvoltarea și optimizarea produsului final. Acest lucru poate fi realizat pe baza utilizării software-urilor de actualitate prin intermediul computerelor care pot simula procesul real folosind date experimentale de la produse anterioare. Utilizarea capacităților computerelor ajută la reducerea testelor experimentale, ceea ce înseamnă reducerea costurilor pentru testele în sine, pe lângă întreținerea standului [SCH127], [SET131], [TWI152].

Numeroase programe software comerciale au fost dezvoltate în ultimele două decenii cu scopul de a acoperi cererile în prezent, provenite de la clienți sau din nevoile pieței [\*\*\*03], [\*\*\*04], [\*\*\*05], [\*\*\*06]. Acestea permit reducerea timpului pentru obținerea unui produs în limite de timp mai reduse [RAH119], [YOG178], [RYO122], [CH119], [NAK99], [\*\*\*07]. Un alt obiectiv important al utilizării acestor programe software dezvoltate ca

instrumente constă în posibilitatea de a lua o decizie foarte rapidă cu privire la alegerea unei soluții de proiectare viabile dintr-o multitudine de soluții propuse, bazate pe diferite procese de analiză virtuală.

În cadrul acestui capitol se vor prezenta beneficiile mecanismului cu un braț oscilant în raport cu un mecanism clasic al unui motor convențional pe baza evaluării unor parametrii cinematici și dinamici, cum ar fi: cursa pistonului, raportul de compresie, cuplul și puterea pe ciclu. Pentru a face acest lucru, analizele au fost efectuate folosind calculul analitic și tehnica de simulare multicorp.

### 2.2.2 Obiectivul studiului

În general, procesele și fenomenele dezvoltate în sistemele mecanice reale sunt destul de complexe și dificil de reprezentat cât mai aproape posibil în modelele virtuale. De fapt, aceasta din urmă reprezintă o aproximare a sistemelor reale. O propunere de evaluare a comportamentului mecanismului se face în conformitate cu diagrama bloc generală prezentată în Figura 2.12.

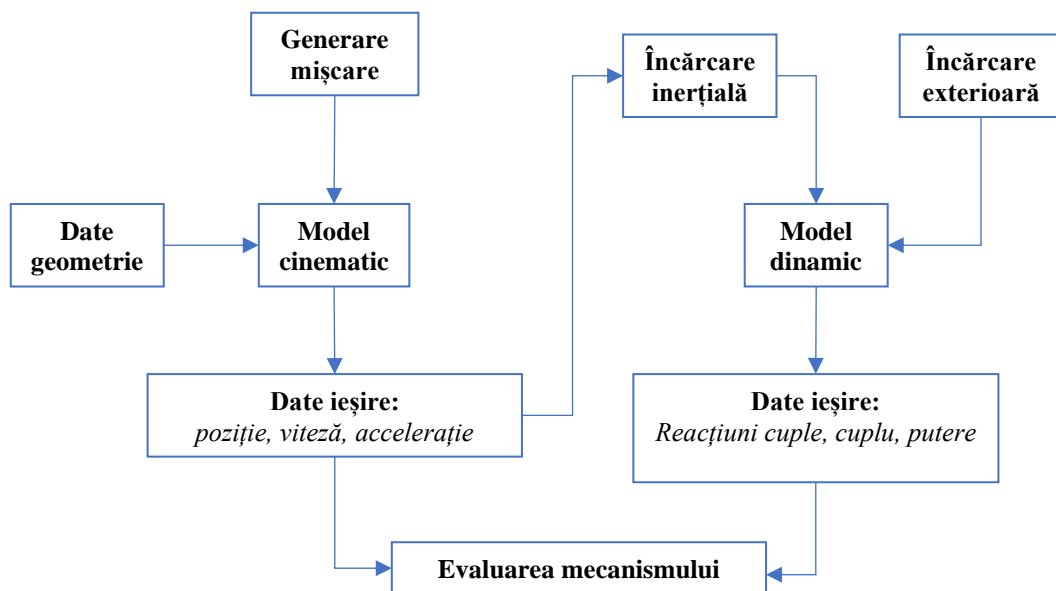


Figura 2.12 – Schema bloc de evaluare mecanism pe baza simulării multicorp

După cum se poate vedea din Figura 2.12, într-o primă etapă de analiză a mecanismului s-a definit modelul cinematic având ca date de intrare poziția articulațiilor și mișcarea impusă elementului conducător (manivela). În etapa a doua, datele de intrare utilizate pentru analiza dinamică MBS au fost: masa și momentul de inerție a elementelor, încărcarea inerțială rezultată din mișcarea mecanismului și încărcarea externă provenind din presiunea de pe fiecare cilindru.

Obiectivul studiului a presupus efectuarea mai multor simulări MBS, rezultatele acestor simulărilor fiind folosite pentru interpretarea parametrilor de interes a celor două soluții de mecanisme: convențional și VCR. Toate simulările virtuale au fost efectuate cu tehnica sistemelor multicorp considerând corpurile rigide și utilizând software-ul MSC ADAMS.



### 2.2.3 Metoda de simulare

Principiul funcționalității unui mecanism clasic este foarte cunoscut și din acest motiv nu va fi detaliat. Acest tip de mecanism transformă mișcarea de rotație a manivelei într-o mișcare de translație a pistonului. Principiul general a fost prezentat în Figura 2.13,a.

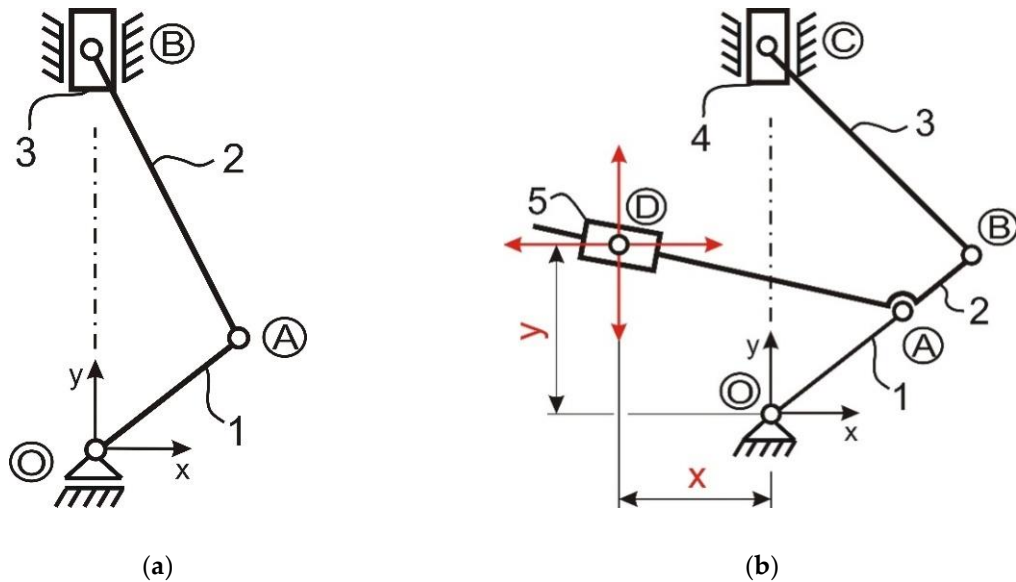


Figura 2.13 - Schema cinematică a celor două concepte de mecanism. (a) clasic, (b) cu braț oscilant

În Figura 2.13,b este prezentată schema cinematică pentru cazul mecanismului cu braț oscilant. Diferența dintre aceste două tipuri de concepte de mecanism constă în modul în care biela este asamblată în mecanism: pentru motorul convențional biela este conectată direct la arborele cotit, iar pentru motorul cu braț oscilant, biela este conectată la arborele cotit prin intermediul brațului 2. Acest braț oscilant culisează într-un rulment axial (5) care la rândul lui oscilează în jurul punctului D. Când mecanismul motorului funcționează, punctul de pivotare (D) poate fi deplasat pe direcția verticală și orizontală și, astfel, poziția brațului oscilant este modificată. În acest fel, se pot obține diferite valori ale raportului de compresie și pentru cursa pistonului. În cele din urmă, se poate obține o optimizare a regimurilor de lucru ale motorului, în funcție de sarcina și turația motorului.

În cazul mecanismului motor cu braț oscilant, traiectoria ochiului mare al bielei obținută pe o rotație completă a arborelui cotit este o elipsă spre deosebire de traiectoria circulară obținută pe un mecanism convențional al motorului (Figura 2.14). Această traiectorie eliptică va determina o creștere a timpului de mișcare a pistonului în apropierea punctului mort superior comparativ cu motorul convențional. Menținerea pistonului mai aproape de punctul mort superior cât mai mult posibil va crea condiții mai bune pentru procesul de aprindere la volum constant și o îmbunătățire a eficienței din punct de vedere energetic a motorului.

Pentru a demonstra avantajele pe care le poate aduce mecanismul brațului oscilant, câteva scenarii de analiză s-au efectuat. Ca și caz particular, s-a început studiul pornind de la un motor clasic având următoarele caracteristici: Alezaj: 82 mm, cursă: 76 mm, intervalul

turației motorului: 1000 - 6000 rpm. Pentru o analiză comparativă relevantă, aceleași componente au fost utilizate pentru cele două soluții analizate. Practic, elementul care face diferența între cele două soluții este brațul oscilant, împreună cu rulmentul în care alunecă. Datele de intrare utilizate pentru simularea cinematică sunt prezentate în Tabelul 2.2.

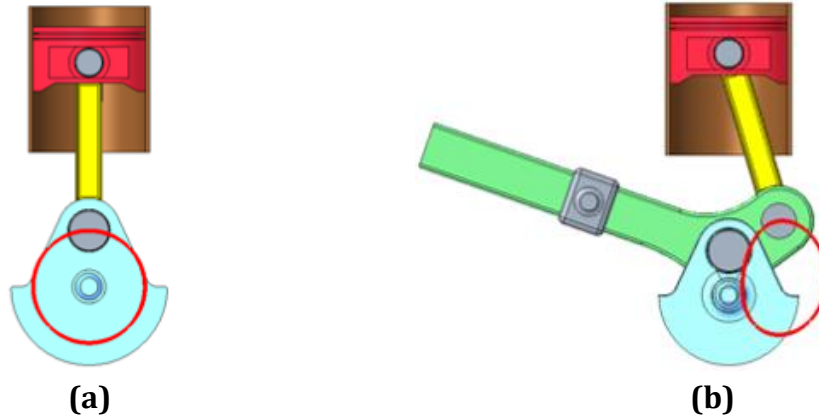


Figura 2.14 - Traiectoria ochiului mare al bielei . (a) clasic, (b) cu braț oscilant

Tabelul 2.2 - Datele cinematice de intrare

Cupla	Pozițiile inițiale ale cuplelor considerate în mecanism [mm]			
	Clasic		VCR	
	x	y	x	y
O	0	0	0	0
A	0	38	0	38
B	0	165	43.15	63.5
C			0	207.2
D	-	-	-120	80

După cum se poate vedea în figura 2.15, punctul de pivotare a fost modificat pe direcția verticală pentru a indica modul în care sunt influențați următorii parametri: cursa pistonului, volumul camerei și raportul de compresie.

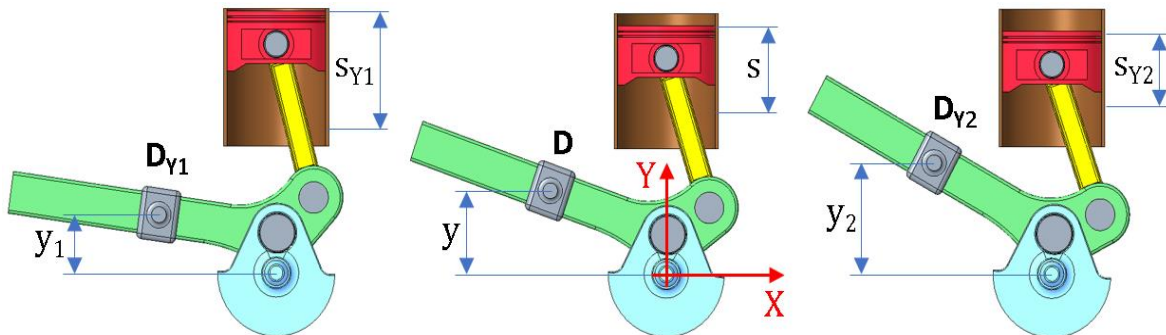


Figura 2.15 - Influența cursei pistonului cu modificarea poziției punctului de pivotare pe verticală

În figurile 2.15 și 2.16, poziția nominală a punctului de pivotare a fost notată cu litera D așa cum a fost utilizată în schema cinematică.

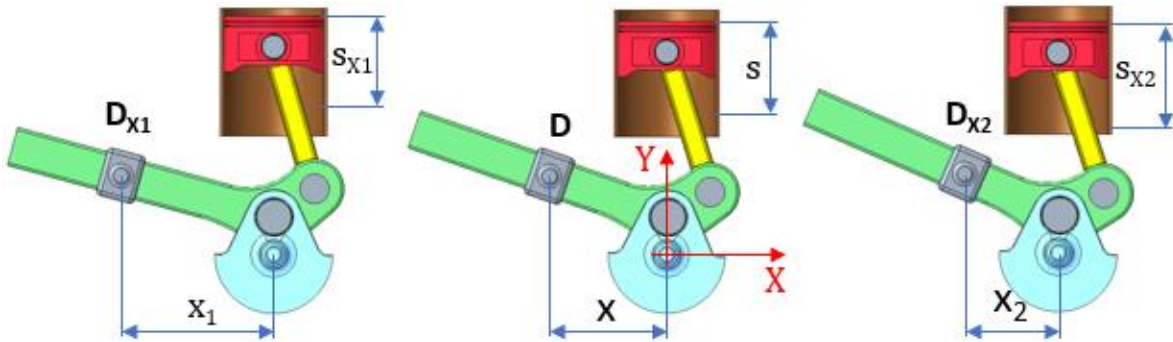


Figura 2.16 - Influența cursei pistonului cu modificarea poziției punctului de pivotare pe orizontală

După cum se poate vedea în figura 2.13,b, mecanismul este raportat la un sistem global de coordonate plasat pe axa arborelui cotit. În ceea ce privește acest sistem, notațiile care definesc o nouă poziție a articulației lagărului D au fost utilizate după cum urmează:

- dacă articulația lagărului se deplasează în direcția opusă față de axele sistemului global, un număr „1” este folosit ca un indice secundar al literei D, primul indice reprezentând direcția axei mișcării;
- dacă articulația lagărului se deplasează în direcția axelor sistemului global se va utiliza un indice „2” urmat de un alt indice ce reprezintă direcția deplasării.

În analiza cinematică, domeniul mobil al punctului de pivotare a fost considerat +/- 40 mm pe orizontală direcție și +/- 25 mm pe direcție verticală.

Tabelul 2.3 conține o prezentare generală a rezultatelor pentru toate pozițiile extreme ale punctului de pivotare (D) indicate în figura 2.15 și 2.16 precum și pentru poziția inițială a acestui punct, iar figura 2.17 prezintă o schemă de principiu a termenilor conținuți în tabelul 2.3. Conform acestor rezultate, se poate observa că deplasarea punctului D în poziția extremă dreapta va duce la o creștere a cursei și la o scădere a raportului de compresie față de poziția inițială. Coborârea punctului D de la poziția inițială la poziția extremă în jos va duce la o creștere a raportului de cursă și compresie.

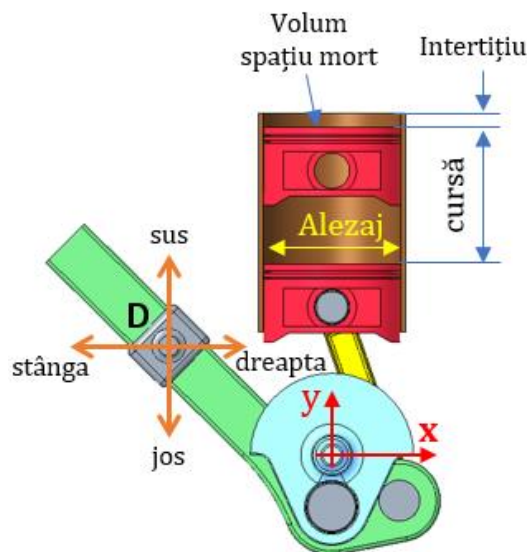


Figura 2.17 - Schema de principiu cu termenii din Tabelul 2.3

Tabelul 2.3 - Parametrii cinematici pentru pozițiile extreme ale punctului D

Punct D Poziția extremă	Interstițiu [mm]	Cursă [mm]	Alezaj [mm]	Volum total per cilindru [L]	Volumul spațiu mort [L]	Raport comprimare (CR)
inițial	13.78	98.21	82	0,59	0.07	8,13
Stânga	9.80	94.88 ↘	82	0,55	0.05	10,68 ↗
Dreapta	21.35	99.42 ↗	82	0,64	0.11	5,66 ↘
Jos	6.18	105.7 ↗	82	0,59	0.03	18,1 ↗
Sus	21.20	89.1 ↘	82	0,59	0.11	5,2 ↘

În conformitate cu figura 2.15, deplasarea punctului de pivotare în direcția ascendentă va reduce cursa pistonului și va crește volumul camerei atunci când pistonul este aproape de punctul mort superior PMS. Mai mult, deplasând punctul de pivotare într-o direcție orizontală către dreapta, cursa pistonului este, de asemenea, redusă (Figura 2.16). Evoluția cursei pe o rotație completă a arborelui cotit pentru diferite poziții ale punctului de pivotare poate fi vizualizată pe ambele grafice din figura 2.18.

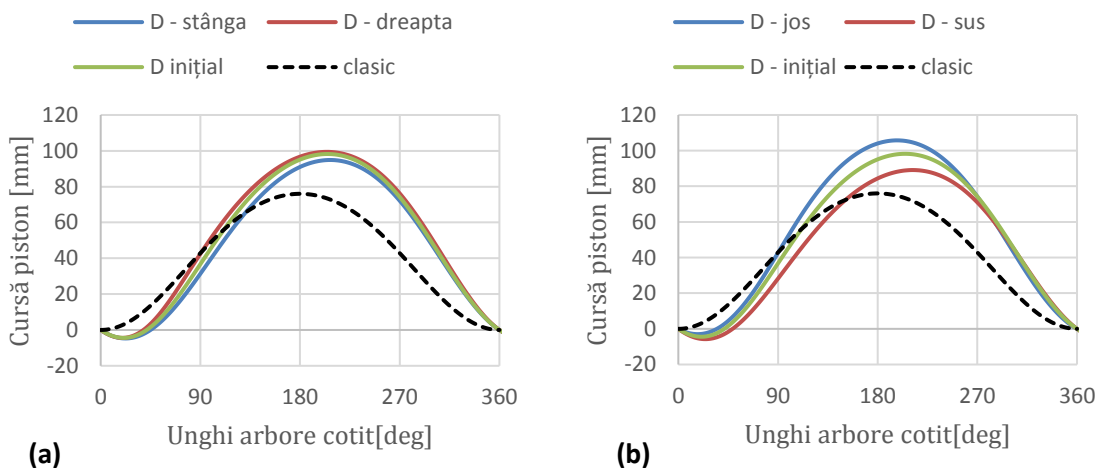
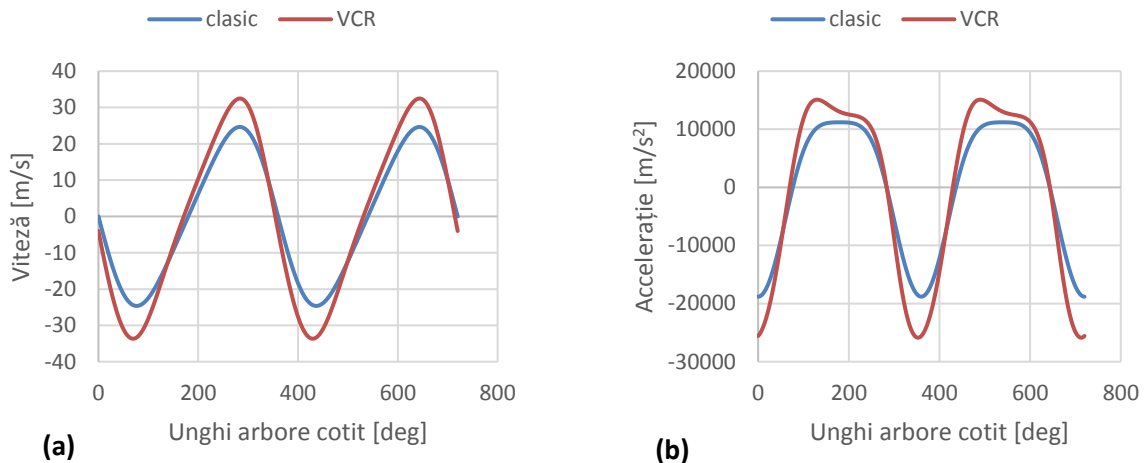


Figura 2.18 - Evoluția cursei pistonului în timpul rotației complete a arborelui cotit atunci când punctul de pivotare este deplasat: a) direcție orizontală, b) direcție verticală

În figura 2.18,a, se poate observa creșterea cursei pistonului deplasând punctul de pivotare spre dreapta. De asemenea, creșterea cursei pistonului poate fi obținută pe baza deplasării punctului de pivotare în direcția ascendentă (Figura 2.18,b). Se poate observa că punctul de pivotare spre direcția verticală are o influență mai mare comparativ cu cel al deplasării pe direcția orizontală. Pentru a avea informații comparative mai bune cu privire la cele două soluții, un grafic cu cursa obținută pentru soluția clasică a fost suprapus în figura 2.18. Se poate vedea că cursa pentru soluția VCR (punctul D în poziție nominală) este mărită cu 25 %. Această creștere, din punct de vedere cinematic va avea o influență asupra raportului de compresie și volumului camerei și ar putea duce, de asemenea, la îmbunătățirea procesului de ardere pe un ciclu complet și a consumului.

Alți parametri cinematici analizați ca o comparație pot fi vizualizați în figura 2.19. Este vorba despre viteza și accelerația pistonului.



**Figura 2.19 – Evoluția parametrilor cinematici pe un arbore cotit cu rotație completă a ciclului: a) viteza pistonului, b) accelerația pistonului**

Din configurațiile de mecanisme analizate, în baza graficelor se poate observa că din punct de vedere cinematic se obțin valori mai mari utilizând soluția VCR în comparație cu soluția clasică. Mai exact, folosind soluția VCR, valorile maxime absolute obținute pentru viteza și accelerația pistonului sunt mai mari cu 25% față de soluția convențională, aceluiași lucru în considerare a unei turații constante a arborelui cotit de 6000 rpm. În aceste condiții, din punct de vedere dinamic, încărcarea inertială proporțională cu accelerația ar putea induce o creștere a încărcărilor în toate articulațiile mecanismului. Din acest motiv, câteva analize dinamice s-au efectuat pentru a avea o informație din punct de vedere dinamic asupra unii parametri importanți, cum ar fi reacțiunile din cuple, puterea și cuplul motor.

După cum se știe, pentru a avea o durabilitate cât mai mare pentru un mecanism, este de dorit să existe forțe interne cât mai mici în sistem. De asemenea, pentru a avea cele mai bune performanțe mecanice, este de dorit să se obțină pe baza acestor forțe interne, valori ale cuplului și puterii cât mai mari. Practic, trebuie să fim undeva între durabilitatea ideală și performanța mecanică ideală. Din acest motiv, sarcinile din cuple trebuie studiate pe baza simulărilor dinamice sau a unui calcul analitic.

Este bine cunoscut faptul, că pentru un mecanism clasic, pentru a obține cuplul mecanic și încărcarea internă din toate cuplele, este necesar să se scrie ecuațiile de echilibru pe toate corpurile din asamblare pe baza metodei cineto-stactice utilizate în calculul dinamic al sistemelor multicorp.

Ecuațiile generale care pot fi scrise pentru orice corp individual dintr-un ansamblu sunt următoarele:

- ✓ pentru mișcarea de translație:  $\sum \bar{F} = m \cdot \bar{a}$ ,
- ✓ pentru mișcarea de rotație:  $\sum \bar{M} = J \cdot \bar{\varepsilon}$ .

În schemele de calcul, s-au folosit următoarele notații:  $r$  – lungimea brațului,  $R$  – forța rezultantă,  $G$  – greutatea elementului,  $F_i$  – forța de inerție,  $F_p$  – forța din piston,  $J$  – moment masiv de inerție,  $N$  – forță normală din contact,  $\omega$  – viteza unghiulară,  $\varepsilon$  – accelerația unghiulară,  $T$  – cuplul motor.

Spre exemplu, pentru mecanismul clasic din figura 2.20, ecuațiile pot fi scrise după cum urmează

$$\begin{aligned}
 \text{Corp 1: } & \begin{cases} \bar{\mathbf{R}}_o + \bar{\mathbf{R}}_A + \bar{\mathbf{G}}_1 = \bar{\mathbf{F}}_{i1} \\ (\bar{\mathbf{r}}_o \times \bar{\mathbf{R}}_o) \bar{\mathbf{k}} + (\bar{\mathbf{r}}_1 \times \bar{\mathbf{R}}_A) \bar{\mathbf{k}} + \bar{\mathbf{T}}_1 \bar{\mathbf{k}} = J_1 \varepsilon_1 \end{cases} \\
 \text{Corp 2: } & \begin{cases} -\bar{\mathbf{R}}_A + \bar{\mathbf{R}}_B + \bar{\mathbf{G}}_2 = \bar{\mathbf{F}}_{i2} \\ -(\bar{\mathbf{r}}_2 \times \bar{\mathbf{R}}_A) \bar{\mathbf{k}} + (\bar{\mathbf{r}}_3 \times \bar{\mathbf{R}}_B) \bar{\mathbf{k}} = J_2 \varepsilon_2 \end{cases} \\
 \text{Corp 3: } & -\bar{\mathbf{R}}_B + \bar{\mathbf{N}}_B + \bar{\mathbf{F}}_p + \bar{\mathbf{G}}_2 = \bar{\mathbf{F}}_{i3}
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

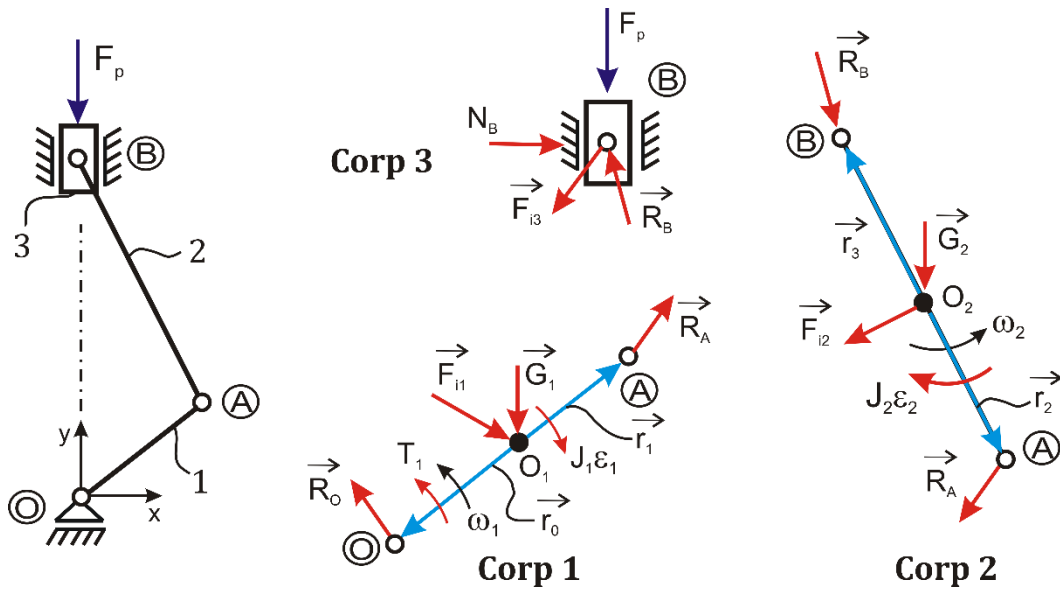


Figura 2.20 – Schema de calcul dinamic pe baza teoriei separării corpurilor (motor clasic)

Din sistemul de ecuații (2.1), se va obține cuplul  $T_1$  și cunoscând turația motorului se va putea determina și puterea motorului. Cuplul  $T_1$  obținut din sistemul de ecuații (2.1) se numește cuplul total al motorului și este de fapt un efect cumulativ care provine din două surse: presiunea din interiorul cilindrilor și inerția.

$$\begin{aligned}
 \text{Corp 1: } & \begin{cases} \bar{\mathbf{R}}_o + \bar{\mathbf{R}}_A + \bar{\mathbf{G}}_1 = \bar{\mathbf{F}}_{i1} \\ (\bar{\mathbf{r}}_o \times \bar{\mathbf{R}}_o) \bar{\mathbf{k}} + (\bar{\mathbf{r}}_1 \times \bar{\mathbf{R}}_A) \bar{\mathbf{k}} + \bar{\mathbf{T}}_1 \bar{\mathbf{k}} = J_1 \varepsilon_1 \end{cases} \\
 \text{Corp 2: } & \begin{cases} -\bar{\mathbf{R}}_A + \bar{\mathbf{R}}_B + \bar{\mathbf{G}}_2 + \bar{\mathbf{N}}_D = \bar{\mathbf{F}}_{i2} \\ -(\bar{\mathbf{r}}_2 \times \bar{\mathbf{R}}_A) \bar{\mathbf{k}} + (\bar{\mathbf{r}}_3 \times \bar{\mathbf{R}}_B) \bar{\mathbf{k}} + (\bar{\mathbf{r}}_4 \times \bar{\mathbf{N}}_D) \bar{\mathbf{k}} = J_2 \varepsilon_2 \end{cases} \\
 \text{Corp 3: } & \begin{cases} -\bar{\mathbf{R}}_B + \bar{\mathbf{R}}_C + \bar{\mathbf{G}}_3 = \bar{\mathbf{F}}_{i3} \\ -(\bar{\mathbf{r}}_5 \times \bar{\mathbf{R}}_B) \bar{\mathbf{k}} + (\bar{\mathbf{r}}_6 \times \bar{\mathbf{R}}_C) \bar{\mathbf{k}} = J_3 \varepsilon_3 \end{cases} \\
 \text{Corp 4: } & -\bar{\mathbf{R}}_C + \bar{\mathbf{N}}_C + \bar{\mathbf{F}}_p + \bar{\mathbf{G}}_4 = \bar{\mathbf{F}}_{i4} \\
 \text{Corp 5: } & -\bar{\mathbf{N}}_D + \bar{\mathbf{R}}_E = 0
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

Dacă se dorește aflarea cuplului motor dat doar din efectul de inerție, în ecuațiile sistemului (2.1) termenul  $F_p$  se egalează cu zero. De asemenea, dacă dorim să aflăm contribuția presiunii din cilindri la cuplul total  $T_1$ , toți termenii din partea dreaptă a ecuațiilor din sistemul (2.1) se vor egala cu zero. În mod similar, pentru motorul mecanismului cu braț oscilant (soluție VCR) vom scrie ecuațiile pe toate corpurile din sistem și se va determina cuplul. Pentru mecanismul cu un braț oscilant din Figura 2.21, ecuațiile de echilibru scrise pe fiecare corp sunt prezentate în sistemul de ecuații (2.2).

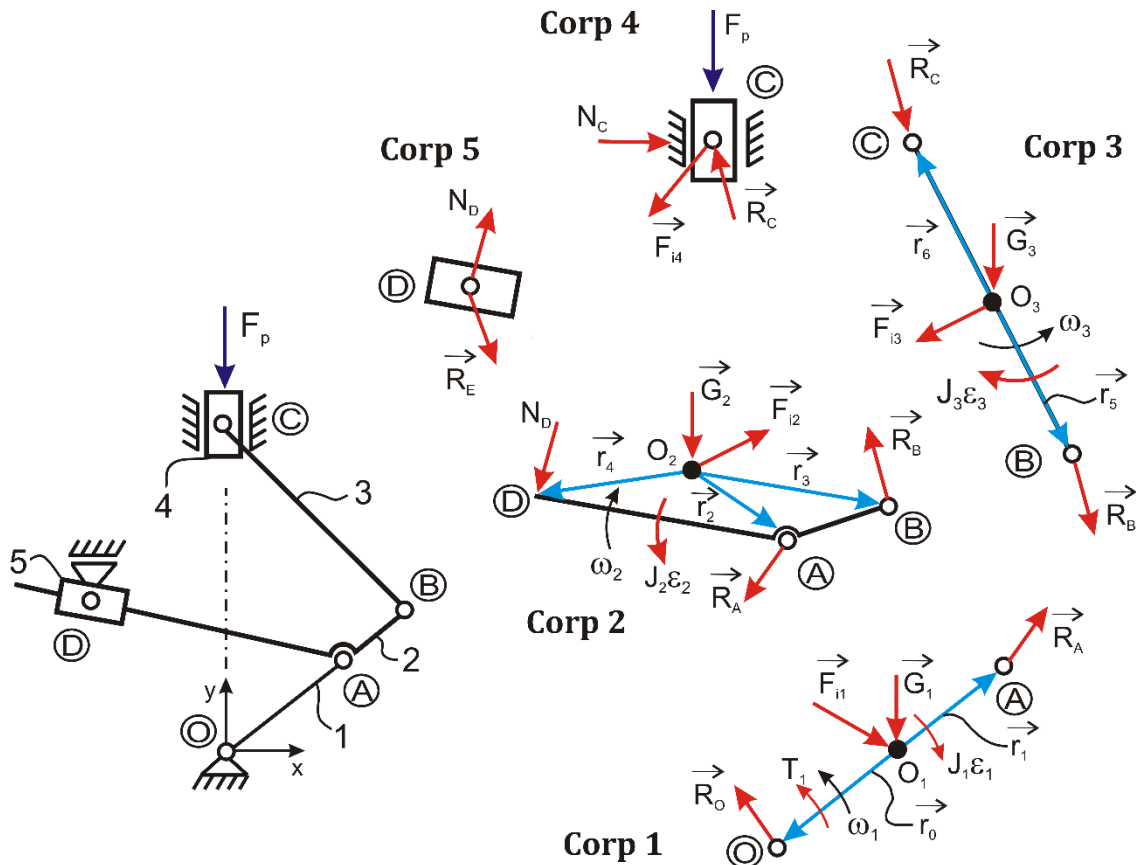


Figura 2.21 - Schema de calcul dinamic pe baza teoriei separării corpurilor (motor VCR)

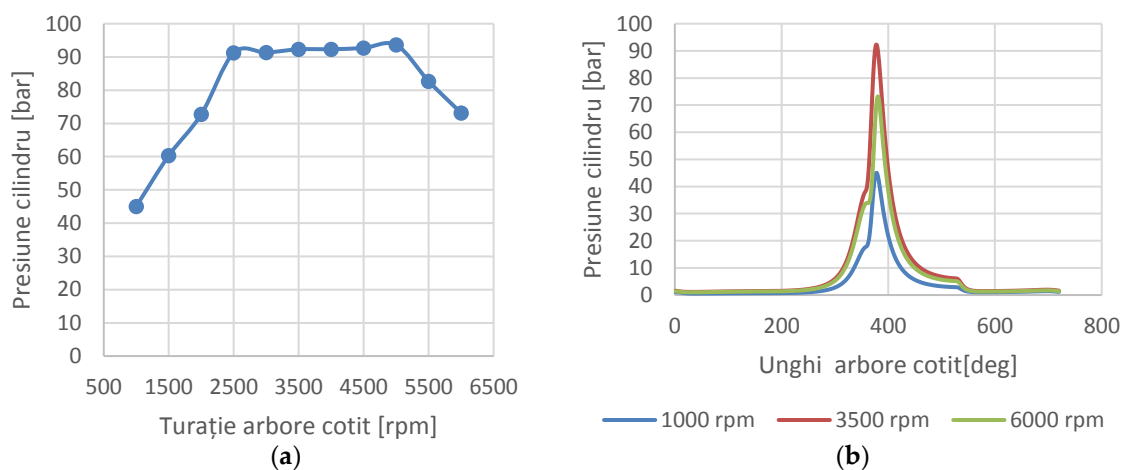
Datele de intrare utilizate pentru rezolvarea sistemului de ecuații (2.1) și (2.2) au fost: pozițiile cuplelor, turația arborelui cotit și presiunea din cilindri, pentru trei turații importante ale arborelui cotit: turația minimă, turația nominală și o turație apropiată de cuplul maxim. Figura 2.22,a prezintă evoluția presiunii în cilindru în funcție de turația arborelui cotit. În figura 2.22,b, se prezintă evoluția presiunii în cilindri pe un ciclu complet numai pentru cele trei turații ale arborelui cotit menționate. Presiunea din cilindru a fost convertită în forță de presiune cu luarea în considerare a ariei capului pistonului (forța de presiune a gazului este obținută din multiplicarea presiunii cu aria capului pistonului). Detaliile datelor de intrare sunt prezentate în Tabelul 2.4.

Luând în considerare sistemul de ecuații (2.1) și (2.2) și utilizând analizele dinamice multicorp, variația cuplului total și a cuplului de inerție pe un cilindru au fost obținute pentru un ciclu complet (două rotații ale unui arbore cotit) în raport cu cele trei turații ale motorului: minimă, de cuplu maxim, nominal. Evoluțiile grafice ale acestora pot fi vizualizate

în figura 2.23 și 2.24. Conform graficelor din figurile 2.23 și 2.24, se poate observa că valoarea maximă a cuplului total obținut pentru soluția VCR este mai mare față de un mecanism clasic al motorului, iar puterea va avea un procent similar în creștere.

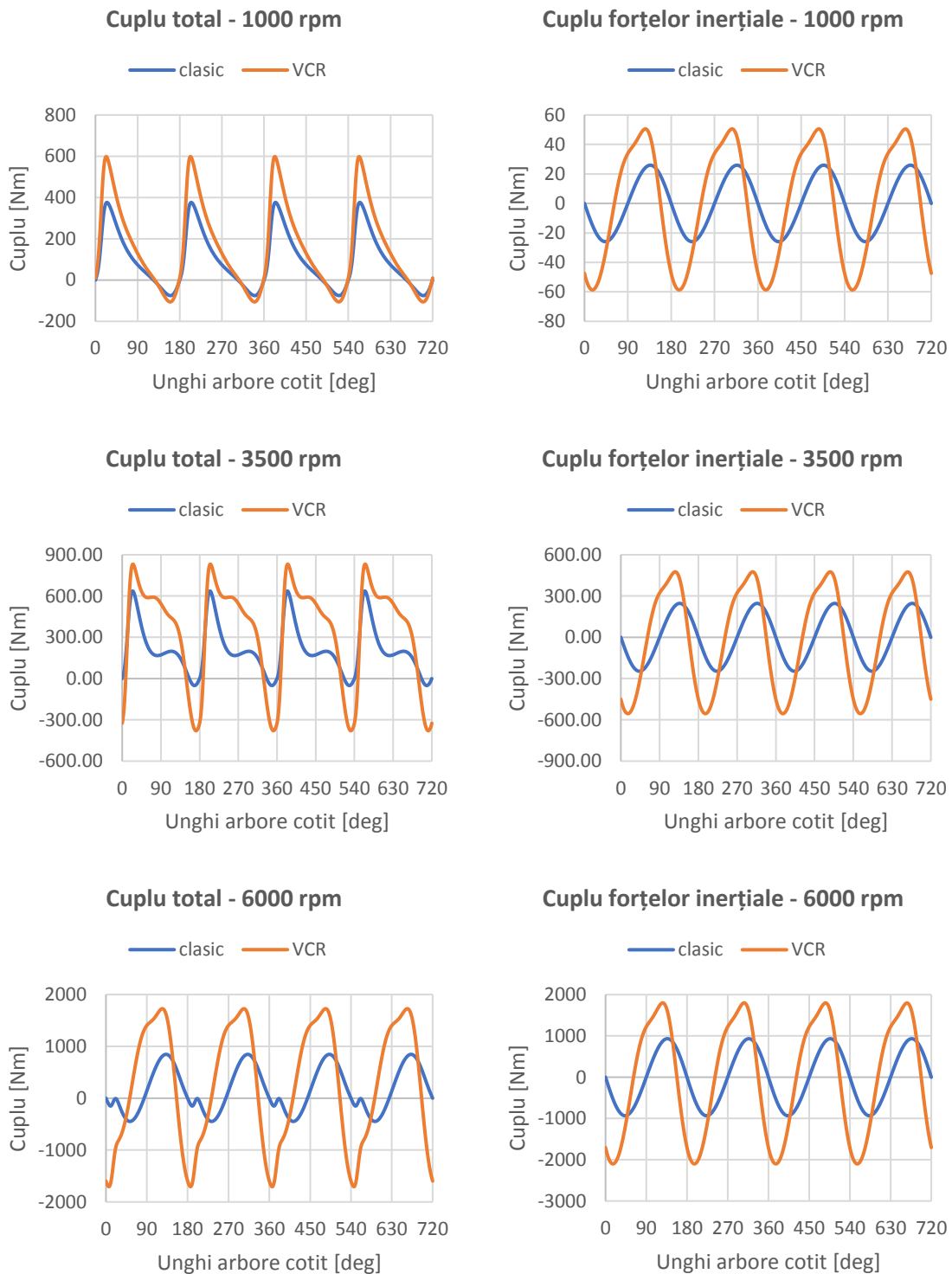
**Tabelul 2.4 - Datele de intrare pentru analiza dinamică**

Element	Clasic		VCR	
	Masă [kg]	Moment inerție [kg·mm <sup>2</sup> ]	Masă [kg]	Moment inerție [kg·mm <sup>2</sup> ]
1 - arbore cotit	16.5	24560	16.5	24560
2 - bielă	0.3	1185	0.3	1185
3 - piston	0.354	387.5	0.354	387.5
4 - braț oscilant	-	-	1.55	13400
5 - pivot	-	-	0.275	100



**Figura 2.22 - Evoluția presiunii pe un cilindru în funcție de: a) turație arbore cotit, b) unghi arbore cotit, c) schița motorului**



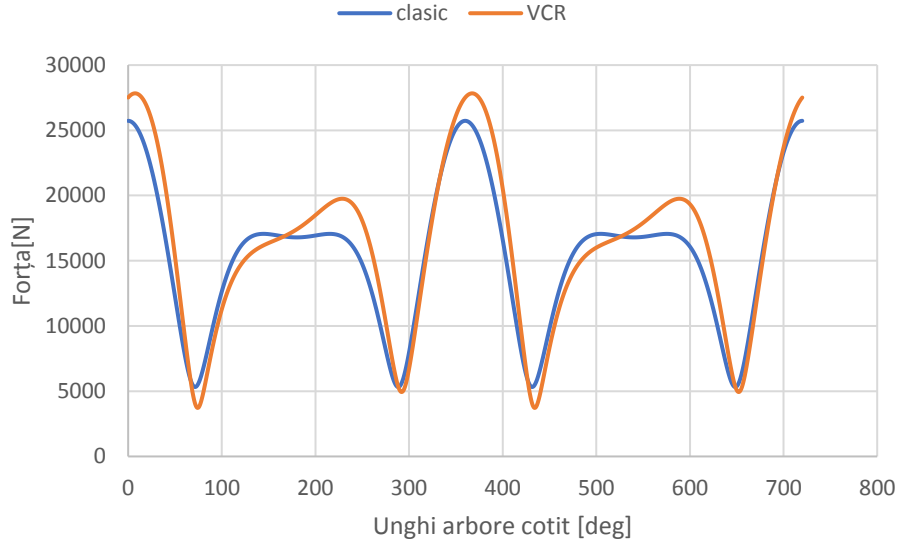


**Figura 2.23 – Evoluția cuplului motor (total și al forțelor de inerție) pe un ciclu complet**

În figurile 2.23 vedem contribuția cuplului dat de forțele de inerție comparativ cu a cuplului total obținut pe ciclu. După cum se poate vedea, contribuția cuplului de inerție din cuplul total al motorului este semnificativ la turații mai mari. Pentru turații mai mici, contribuția inerției este: la ralanti - 8%, iar turația maximă a cuplului - 50%.

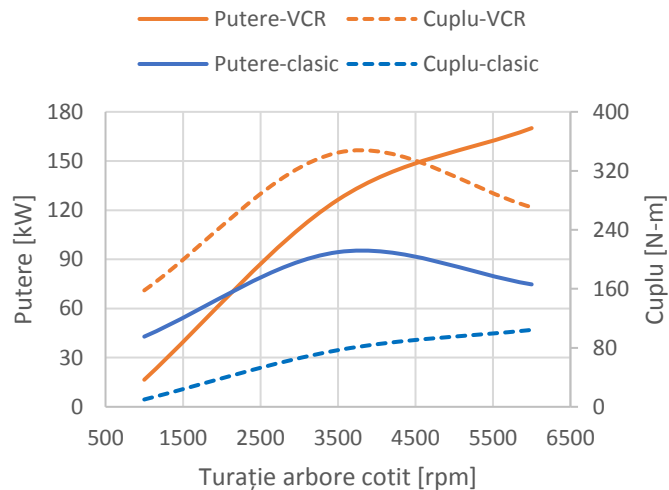
De asemenea, pe baza analizelor dinamice efectuate, pentru a avea o imagine asupra magnitudinii încărcării articulației care influențează uzura fusului maneton în timp, în figura

2.24 prezintă evoluția forței rezultante din cupla ochiului mare al bieiei pentru un ciclu complet, la o turație a arborelui cotit de 6000 rpm. După cum se poate observa, în comparație cu mecanismul clasic, capătul mare al bieletei de pe soluția VCR analizată are valori comparabile cu cele din mecanismul clasic.



**Figura 2.24 – Evoluția forței din cupla ochiului mare al bieiei pentru un ciclu complet**

Pe baza analizelor dinamice multicorp efectuate, în figura 2.25 se prezintă caracteristica puterii și cuplului pentru cele două soluții studiate. Atât valorile maxime ale puterii, cât și valorile cuplului maxim obținute au un procent care crește cu aproximativ 40% pentru soluția VCR față de cea clasică.



**Figura 2.25 – Evoluția parametrilor energetici (putere și cuplu motor)**

Un alt parametru important pentru a aprecia performanța unui motor este puterea litică care înseamnă puterea împărțită la cilindrarea motorului. Pentru a evalua acest parametru pentru ambele configurații, s-a ținut cont că cilindrarea motorului obținută pentru

ambele soluții are valori diferite cauzate de cursele diferite. Pentru soluția clasică, cursa este mai mică cu 25% în comparație cu VCR și același lucru ar rezulta pentru cilindrul motorului. În concluzie, puterea litrică obținută din calculul pentru VCR este mai mare cu 20% comparativ cu soluția clasică.

## 2.2.4 Concluzii

În cadrul acestui capitol s-a prezentat o imagine de ansamblu cuprinzătoare și un rezumat al rezultatelor obținute pentru o soluție a unui mecanism utilizat pentru un motor cu raport de compresie variabil în comparație cu un mecanism clasic. Rezultatele generale au fost obținute din tehnica de simulare multicorp (MBS) și pe baza acestora s-a intenționat evaluarea parametrilor cinematici și dinamici din ambele mecanisme utilizând diverse scenarii. De asemenea, în acest capitol s-au elaborat modificările eficiente care pot fi aplicate sau adoptate unui mecanism clasic al motorului. Aceste modificări au fost aplicate prin sintetizarea unui mecanism nou folosind o nouă configurație a corpurilor în asamblare prin implementarea unui braț de oscilație între arborele cotit și bielă. În plus, posibilitatea de a schimba câțiva parametri cinematici și dinamici din mecanisme prin schimbarea poziției punctului de pivotare al brațului de oscilație a fost o altă noutate importantă.

Cele mai importante concluzii la care s-a ajuns în urma revizuirii literaturii sunt:

- Din punct de vedere cinematic, s-a obținut o creștere de 25% pentru cursa pistonului pe mecanismul VCR, comparativ cu cel clasic. Această creștere se datorează brațului oscilant inclus în configurația mecanismului dintre arborele cotit și bielă.
- Mai mult, viteza și accelerația pistonului pentru mecanismul VCR analizat au un procent similar de creștere în raport cu cursa pistonului obținută cu un mecanism clasic.
- Creșterea procentuală a parametrilor cinematici a dus și la creșterea sarcinilor dinamice interne din mecanism. De exemplu, în mecanismul VCR, pe ochiul mare al unei biele, s-a obținut o valoare maximă a sarcinii dinamice rezultate mai mare cu 8% comparativ cu mecanismul clasic.
- Conform simulărilor dinamice, parametrii energetici (cuplu, putere) au un procent major de 40% pe mecanismul VCR comparativ cu cel clasic.
- În cele din urmă, puterea litrică calculată în funcție de parametri cinematici și dinamici are o creștere de 20% pentru noua configurație a mecanismului în raport cu cea clasică.

Pe lângă aspectele avantajoase bazate pe analiza cinematică și dinamică, se poate concluziona că, din punct de vedere constructiv și funcțional, având în vedere parametrii determinați din simularea virtuală, proiectarea motorului cu un braț oscilant oferă un mare avantaj în comparație cu motorul convențional.

Soluția de proiectare a mecanismului cu un braț oscilant poate fi adoptată pentru majoritatea motoarelor cu ardere internă, motoare cu două sau patru cicluri și pentru orice tip de dimensiuni ale motorului.

Tehnologia (VCR - Variable Compression Ratio) oferă o mare îmbunătățire potențială în ceea ce privește eficiența consumului de combustibil și emisiile de CO<sub>2</sub> în comparație cu alte tehnologii concurente. În plus, tehnologia VCR poate oferi o îmbunătățire a cuplului la turații reduse, atunci când orice sisteme auxiliare sunt mai puțin eficiente.

Un posibil obstacol în calea adoptării unei soluții VCR ar putea fi incompatibilitatea cu componentele majore din producția actuală și dificultățile de combinare a VCR și fabricarea non-VCR în fabricile existente. Pe măsură ce presiunea de mediu asupra autovehiculului crește și se pun în aplicare planuri de investiții pentru produse noi, justificarea pentru VCR va deveni mai evidentă. Ținând cont de faptul că un număr mare de motoare cu combustie sunt fabricate în fiecare an, motorul VCR cu un braț oscilant poate reprezenta o soluție foarte bună pentru un concept de motor actual.

## **2.3 Analiza amortizoarelor inerțiale NVH utilizate în sistemele de propulsie ale motoarelor electrice EV**

### **2.3.1 Introducere**

Amortizoarele inerțiale, asigură prin proiectarea structurală disiparea mecanică a energiei datorată sursei de vibrații sau de zgomot. De asemenea, aceste amortizoare permit utilizarea flexibilității zonei neliniare, pe baza disipării energiei prin vibrații în volumul structurii, pe de o parte, și ca rezultat al eficienței energiei disipative și stabilității mai mari, pe de altă parte (datorită sistemului distribuit cu absorbție ridicată a energiei). Mai mult, distribuția spațială a maselor inerțiale poate asigura o încărcare termică mai uniformă și poate fi realizată fără condiții de rupere, evitând astfel dezvoltarea zonelor concentratoare în zonele de plasticitate. Aceeași distribuție spațială în combinație cu forma maselor inerțiale, rugozitatea suprafeței acestora și în special flexibilitatea materialelor plastice permit obținerea unor caracteristici anizotrope extrem de utile.

În [CAR16] sunt prezentate ecuațiile teoretice ale mișcării corespunzătoare masei inerțiale imersate în materialul plastic de bază. În lucrarea [CLA22] astfel de amortizoare sunt incluse în clasa „meta-materialelor”, respectiv a structurilor mecanice hibride (compozite) care permit „prezicerea proprietăților mecanice ale fazei de proiectare” și a proprietăților de amortizare în raport cu nevoile specifice din sistemul în care amortizorul este inclus. Astfel de sisteme se regăsesc în lumea înconjurătoare și pot îndeplini atât funcția de disipare, cât și de amplificarea și, prin urmare, accelerațiile vibrațiilor transmise prin amortizor. Aceste probleme sunt extrem de importante în cazul vehiculelor electrice, ca urmare a acționării lor fie prin puterea motoarelor sincrone, fie a motoarelor asincrone, cu controlul bazat pe circuitul de comutare electrică, apărând două categorii de surse de vibrații sau benzi de frecvență de zgomot cu două zone distincte. Prima categorie, corespunzătoare frecvenței fundamentale aplicate motorului electric este caracteristică zonei care depinde de viteza unghiulară variabilă. A doua categorie, este specifică intervalului de frecvență al vibrațiilor datorat aparatelor electrice și corespunde zonei cu domenii de frecvențe mai mari, cum ar fi cele produse de circuitele de comutare electrică.

Acest al doilea domeniu, oscilația va varia foarte puțin în raport cu turația unghiulară a motorului sau viteza vehiculului, iar această a doua zonă este destinată a fi acoperită de caracteristicile de amortizare (filtru de trecere a benzii) care pot fi realizate de către amortizorul inerțial. Soluțiile alternative, care implică dezvoltarea unui absorbitor de oscilații în comutația electrică de tip filtru Wiener [SHI133], care atât în ceea ce privește fiabilitatea, cât și consumul de energie, în special puterea de calcul ridicată necesară implementării, satisfac doar parțial nevoile aplicațiilor care implică o funcționare uniformă a sistemului de antrenare a vehiculelor electrice. Mai mult, dacă dintr-un anumit motiv dispare practic sistemul de control al puterii vibrațiilor de torsiune, dispare și posibilitatea de a reduce vibrațiile.

### 2.3.2 Descrierea modelului și a scenariilor de analiză

În figura 2.26 este prezentat un model standard al unui amortizor de inerție având diametrul și înălțimea de 100 mm. Volumul de bază este realizat din cauciuc armat cu bile. În studiu sunt luate în considerare două cazuri: bilele sunt realizate din oțel și, alternativ, din aluminiu (Al). Rezultatele sunt similare, motiv pentru care se vor prezenta doar cazul în care bilele sunt din oțel. Proprietățile pentru cauciuc și oțel sunt cele utilizate în prezent în inginerie. Un model cu elemente finite pentru amortizor este prezentat în figura 2.27. Scopul principal al studiului este de a determina valorile proprii pentru o structură funcțională și pentru structura deteriorată, respectiv răspunsul forțat sub acțiunea unei perturbații axiale de tip armonic. Efectuarea unei analize de frecvențe proprii este utilă pentru a identifica posibilitatea de producere a fenomenului de rezonanță și implicit deteriorarea structurii. Metoda de calcul a modurilor proprii cu implicații asupra deteriorării structurilor a fost dezvoltată în [CLA22], [GIL50], [PRA113], iar metode analitice de calcul în domeniul valorilor proprii pot fi găsite în mai multe materiale sau cărți [NEU103], [NOB104], [VLA159], [SCU128].

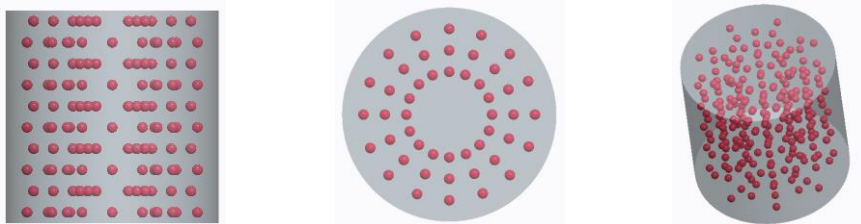


Figura 2.26 – Modelul CAD al amortizorului inerțial

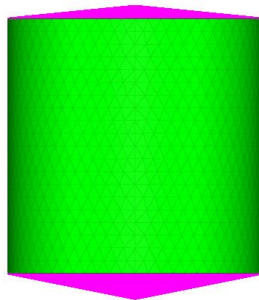


Figura 2.27 – Modelul FEM al amortizorului inerțial

În baza analizelor de moduri proprii, într-o primă etapă s-au determinat primele zece moduri proprii pe un amortizor considerat ideal (fără defecte), urmând ca apoi să se efectueze studii de frecvențe proprii pe amortizorul considerat uzat în baza scenariilor prezentate în figura 2.28 și 2.29.

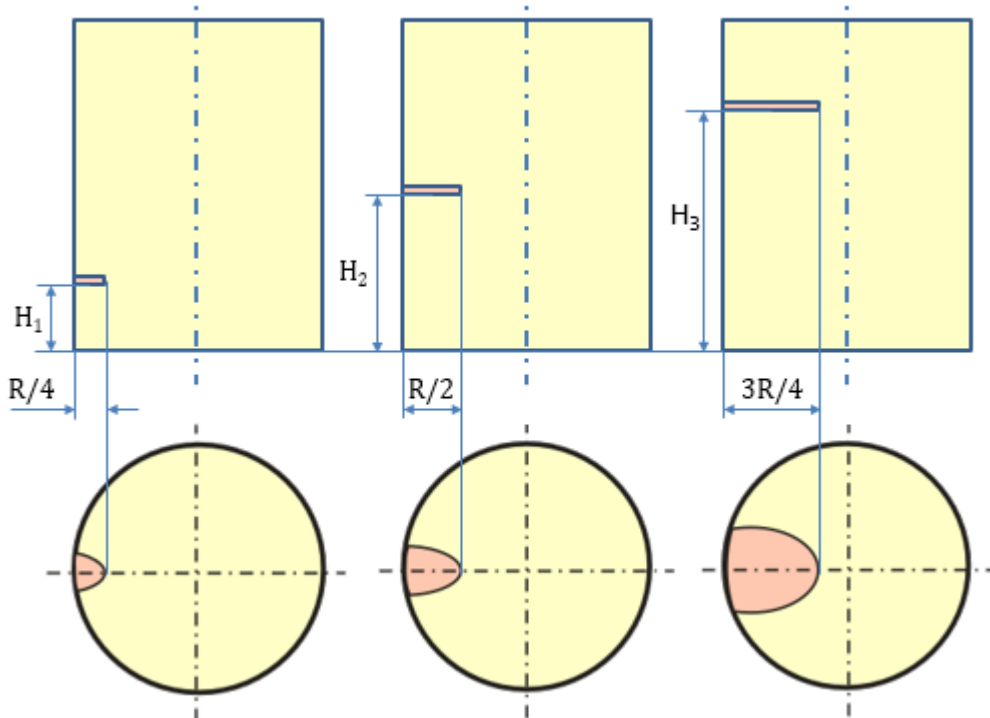


Figura 2.28 – Amortizorul inertial cu luarea în considerare a trei scenarii posibile de zone deteriorate

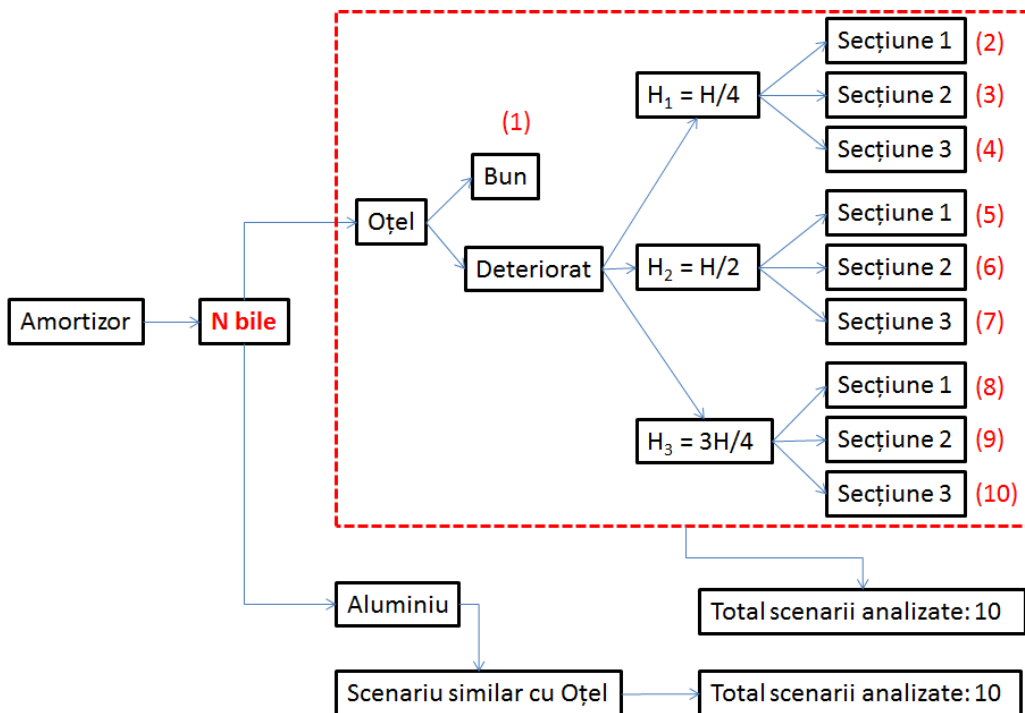


Figura 2.29 – Amortizorul inertial – scenarii de analiză

### 2.3.3 Rezultatele modurilor proprii

Valorile și modurile proprii au fost calculate utilizând software-ul cu elemente finite Altair Hypermesh. Rezultatele pentru valorile proprii calculate pentru scenariile din figura 2.29 sunt prezentate în Tabelul 2.5 și 2.6. Pentru structuri simetrice, modurile simetrice oferă valori proprii egale [VLA158], dar o fisură în material face structura să nu mai fie simetrică, iar unul din modurile proprii să-și păstreze valoarea, în timp ce celălalt se va schimba. Din acest motiv a fost necesar să se ia în considerare mai multe moduri proprii pentru a face o apreciere comparativă a scenariilor propuse. Unele valori proprii, în ciuda apariției fisurilor și a deteriorării amortizorului, nu se modifică, în special pentru cazurile în care fisura nu este adâncă. În baza rezultatelor obținute și prezentate în tabel se poate observa că modurile proprii suferă modificări ale frecvențelor proprii în special pentru cazurile cu secționări mai adânci în material (figura 2.28,b,c). În consecință, va rezulta că unele valori proprii ar putea să nu fie modificate de o schimbare a continuității materiale, în timp ce altele să dea diferențe consistente. Prin urmare, rezultă că pentru detectarea unui început de avarie este necesar să se ia în considerare mai multe moduri de vibrații.

**Tabelul 2.5 - Frecvențele proprii pentru cele 10 scenarii (bile din oțel)**

Număr mod	Frecvențe [Hz]									
	Bun	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
1	320	320	320	305	318	302	212	312	280	170
2	320	321	321	311	320	310	243	318	305	223
3	459	460	458	437	456	438	383	451	427	349
4	837	835	814	554	824	711	461	822	730	500
5	879	874	859	727	860	852	711	863	835	671
6	879	876	864	843	880	858	844	872	854	803
7	1379	1356	1245	934	1366	1270	1009	1381	1383	1375
8	1559	1541	1460	1140	1547	1487	1232	1559	1555	1495
9	1560	1554	1519	1289	1562	1515	1369	1561	1560	1505
10	1600	1600	1588	1382	1602	1590	1548	1600	1592	1570

**Tabelul 2.6 - Frecvențele proprii pentru cele 10 scenarii (bile din aluminiu)**

Număr mod	Frecvențe [Hz]									
	Bun	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
1	327	327	326	312	325	309	217	318	286	174
2	327	328	328	317	326	316	248	325	311	228
3	467	467	465	445	464	446	390	459	434	356
4	855	853	831	565	841	725	471	839	745	511
5	895	891	876	741	877	870	725	879	851	684
6	895	893	881	861	897	875	861	888	871	819
7	1401	1379	1265	951	1389	1291	1029	1404	1406	1398
8	1592	1574	1489	1164	1579	1516	1258	1592	1588	1526
9	1592	1587	1550	1315	1594	1546	1394	1594	1593	1536
10	1634	1634	1621	1408	1637	1624	1580	1634	1626	1605

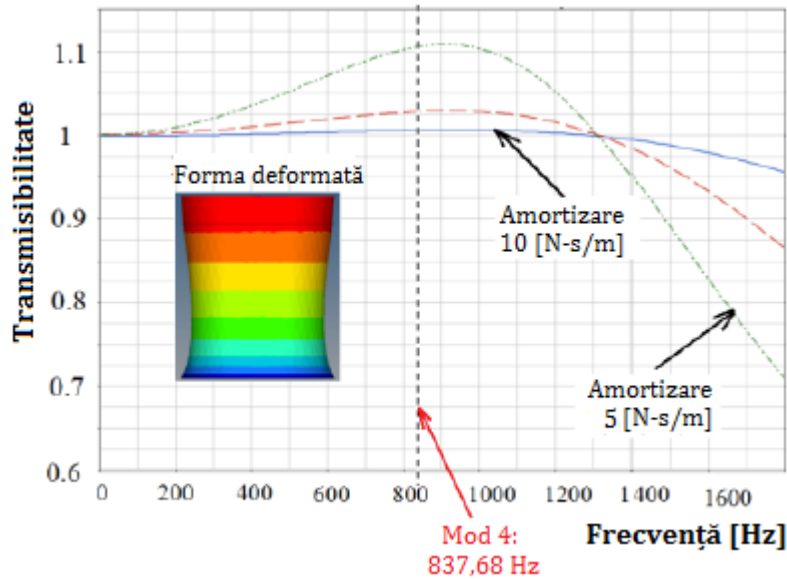


Figura 2.30 – Răspunsul în frecvență al amortizorului inerțial fără deteriorări pentru diferite tipuri de cauciuc (coeficienți de amortizare)

În figura 2.30 se prezintă răspunsul forțat al amortizorului fără deteriorări la o excitație armonică de tip deplasare cu amplitudine unitară verticală, pentru diferite tipuri de coeficienți de amortizare ai cauciucului ce formează structura amortizorului. Se poate observa că în apropierea modului propriu 4 (837 Hz), 5 și 6 (879 Hz) amortizorul înregistrează cele mai mari valori de transmisibilitate.

### 2.3.4 Concluzii

În funcționarea unui amortizor de vibrații, modul de inserare a bilelor inerțiale în structura de cauciuc a amortizorului îl face vulnerabil la deteriorare, din acest motiv ar fi foarte utilă implementarea unei proceduri de identificare a defecțiunilor din timp pentru acest tip amortizor înainte de deteriorare, în acest fel putându-se evita sau reduce cheltuieli materiale.

În această capitole s-a propus ca metodă de studiu, identificarea frecvențelor proprii ale amortizorului în fază funcțională, respectiv fază deteriorată pe baza mai multor scenarii de analiză. Dacă există diferențe semnificative între aceste scenarii propuse, amortizorul ar trebui să fie înlocuit. După cum se poate observa din cele două tabele cu rezultate, unele frecvențe proprii pot diferi mai mult sau mai puțin, în funcție de locul și dimensiunea fisurii. Din acest motiv, ar trebui să analizăm și să comparăm situațiile pe baza mai multor frecvențe proprii. În astfel de situații nu se recomandă să ne limităm la studiul unei singure frecvențe de uzură, deoarece pot exista cazuri în care frecvența proprie corespunzătoare unui anumit mod de vibrație să nu fie influențată de mecanismul de distrugere, dar alte frecvențe să fie influențate de acesta.

Analiza a fost efectuată pentru un singur amortizor, atașat la un capăt. În practică, poate fi mai util să se ia în considerare amortizorul montat într-un sistem mecanic, în această situație frecvențele proprii ale amortizorului vor suferi modificări.



Din rezultatele prezentate se poate concluziona că o schimbare a frecvenței proprii mai mare de 5% poate declanșa suspiciuni cu privire la posibilitatea de apariție a fisurilor în structură, în timp ce o diferență mai mare de 10% ar trebui să conducă la o revizuire a întregului ansamblu pentru a determina cauza a acestei schimbări.

## 2.4 Studii teoretice și experimentale ale unui cârlig de remorcare utilizat la autovehicule de capacitate mică

### 2.4.1 Introducere

În cadrul acestui capitol se prezintă câteva studii teoretice și experimentale pentru un ansamblu al unei bare de tractare alcătuită dintr-un cadru transversal pentru prinderea de șasiul vehiculului și elementele necesare pentru montare (flanșe, sistem cu șurub-piuliță, sudură). Studiile teoretice s-au efectuat în baza unor analize ce folosesc ca algoritm de calcul metoda elementului finit.

Analiza modelului, s-a început prin modelarea și discretizarea acestuia cu elemente tip SHELL și SOLID, iar starea de tensiune și deformație s-a analizat și s-a determinat atât teoretic cât și experimental pe baza comportamentului ansamblului de remorcare în condiții de frânare (compresiune).

În figura 2.31 se prezintă schema unui ansamblu de cârlig de remorcare pe baza căruia s-au efectuat testările dinamice și studiile teoretice. Modelele teoretice s-au realizat prin intermediul platformelor CAD și FEA, iar comparații între testările dinamice și cele virtuale s-au efectuat pentru zonele în care din analizele FEA au apărut deformațiile cele mai mari.

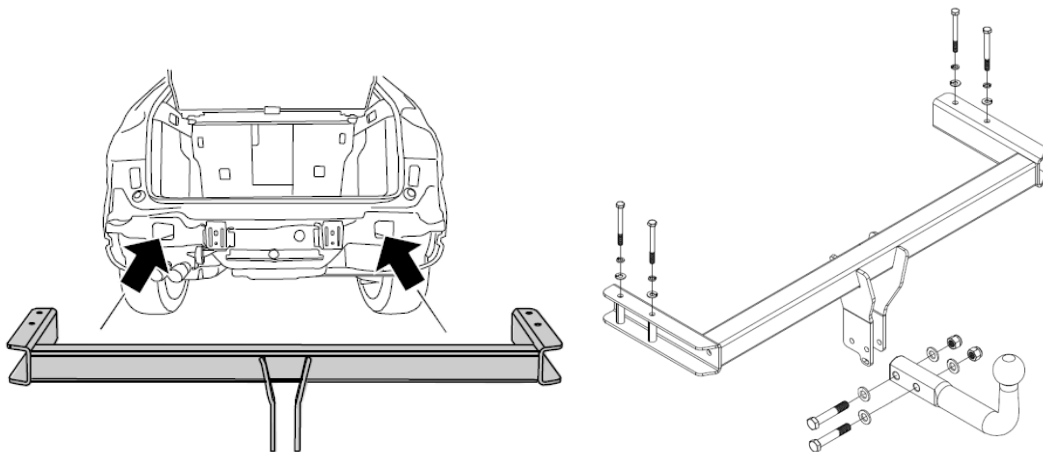


Figura 2.31 – Schema ansamblului cârligului de remorcare

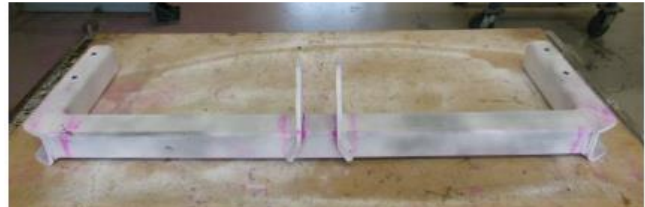
Ansamblul de remorcare este montat pe vehicul prin intermediul a patru șuruburi M10x100 și conține două perechi de flanșe, respectiv o țevă pătrată de mijloc. Toate cele 4 flanșe sunt sudate pe țevă pătrată iar cârligul de tractare este fixat cu două șuruburi M12x70 și două piulițe M12. Toate componentele sunt din material S355J2.

## 2.4.2 Determinările experimentale

În general, acest tip de ansamblu de remorcă este testat la o sarcină de amplitudine maximă de 7,5 [kN] pentru  $2 \times 10^6$  cicluri, pe toate cele trei axe. Acest tip de testare este cunoscut sub denumire de testul Carlos. În figura 2.33 apare un eșantion din acest test și acolo se pot vedea zonele în care apar fisuri după ciclurile de solicitare considerate de  $2 \times 10^6$  cicluri. Culoarea roz reprezintă regiunile în care apar tensiunile maxime.



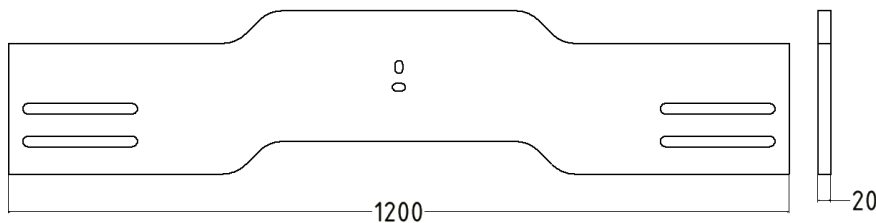
**Figura 2.32 - Ansamblu cârligului de remorcă pe standul de încercare**



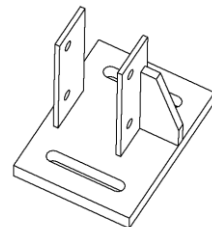
**Figura 2.33 - Componentele ansamblului cârligului de remorcă testate**

În testele propriu-zise, s-a simulat doar momentul în care mașina frânează și remorca împinge mașina introducând tensiune de compresiune pe ansamblul de tractare. Sarcinile au fost: 7,5 [kN] - 20 cicluri, 15 [kN] - 10 cicluri, 25 [kN] - 10 cicluri și 50 [kN] - 5 cicluri.

Pentru determinările experimentale, au fost create câteva dispozitive pentru adaptarea acestui tip de ansamblu la mașina de tracțiune. A fost realizată o placă de bază rigidă cu grosimea de 20 [mm], figura 2.34 și alte două dispozitive pentru fixarea ansamblului de tractare, figura 2.35.



**Figura 2.34 - Placa de bază rigidă**



**Figura 2.35 Dispozitive de fixare**

Majoritatea pieselor sunt realizate cu ajutorul unei mașini de tăiat cu laser și după aceea sunt sudate pentru a forma un nou subansamblu, figura 2.35. Subansamblul din figura 2.35 se va fixa pe placa de bază rigidă (figura 2.34) și, în final, ansamblul va fi fixat pe mașina de tracțiune din figura 2.36.

Ansamblul din figura 2.36 va fi fixat pe suportul mașinii de încercare la tracțiune prin intermediul a două șuruburi. Mașina de încercare la tracțiune MTS (figura 2.37) are o capacitate maximă de 1000 kN și este adaptată pentru a genera cicluri de solicitare și pe baza acestora să construiască diagrame Forță - deplasare.

Întreg ansamblul a fost încercat la toate sarcinile menționate. Pentru sarcinile de 7,5 kN, 15 kN și 25 kN ansamblul nu a intrat în zona de plasticitate, însă a rămas în structură un câmpul de tensiuni reziduale.

Înainte și după teste, ansamblul de remorcă a fost măsurat cu un șubler vertical în 3 puncte (figurile 2.38 și 2.39), pentru a vedea deformările rezultate din tensiunea reziduală.

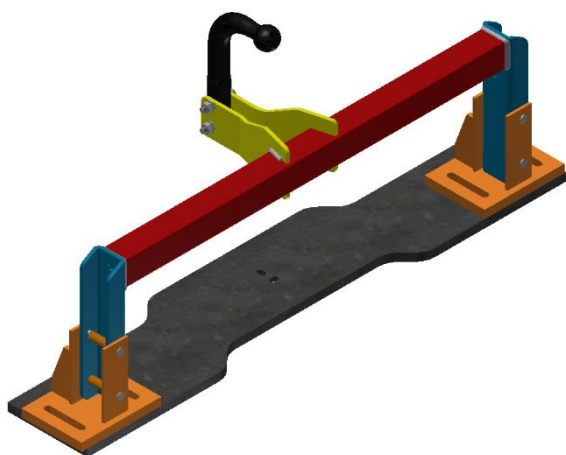


Figura 2.36 - Ansamblul de analizat



Figura 2.37 - Mașina de încercat MTS

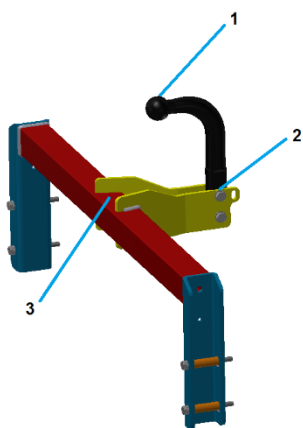


Figura 2.38 - Punctele de măsurare



Figura 2.39 - Metoda de măsurare a deplasărilor

Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în Tabelul 2.7 unde pot fi observate măsurătorile înainte și după testare.

Tabelul 2.7 - Datele experimentale obținute din teste

Sarcină [kN]	Punct	Înainte de testare [mm]	După testare [mm]	Măsurarea deformațiilor [mm]	Deplasarea sferei [mm]
7,5 - 20 cicluri	1	514,70	512,76	1,94	5,43
	2	312,60	311,36	1,24	-
	3	310,62	310,78	-0,16	-
15 - 10 cicluri	1	512,76	511,84	0,92	8,37
	2	311,36	311,16	0,20	-
	3	310,78	311,70	-0,92	-
25 - 10 cicluri	1	511,84	511,00	0,84	14,06
	2	311,16	310,82	0,34	-
	3	311,70	310,74	0,96	-
50 - 5 cicluri	1	511,00	497,00	14	35,00
	2	310,82	308,64	2,18	-
	3	310,74	309,32	1,42	-

În tabelul 2.7 cele două valori negative apar datorită faptului că în țeava de secțiune pătrată deformarea de torsiune este mai predominantă decât cea de încovoiere și marginea țevii se deplasează în sus. Pentru o sarcină mai mare, în țeavă solicitarea predominantă este de încovoiere și deformările sunt pozitive.

După ultimul test, cu sarcina cea mai mare (50 kN), materialul a ajuns în zona de plasticitate și s-a descoperit că cea mai deformată parte a ansamblului a fost cârligul de remorcare, restul componentelor rămânând în zona de elasticitate. În studii precedente [PET109], [PET110], [RAD117] s-a demonstrat că secțiunea cea mai puternică pentru cârligul de tractare este cea cu secțiune trapezoidală și cea mai slabă este cea cu secțiune rombică. În experimentele efectuate, a fost utilizată o bară de tractare cu secțiune rotundă care este situată între celelalte două și se dovedește a fi și cea mai ieftină soluție, figura 2.40.

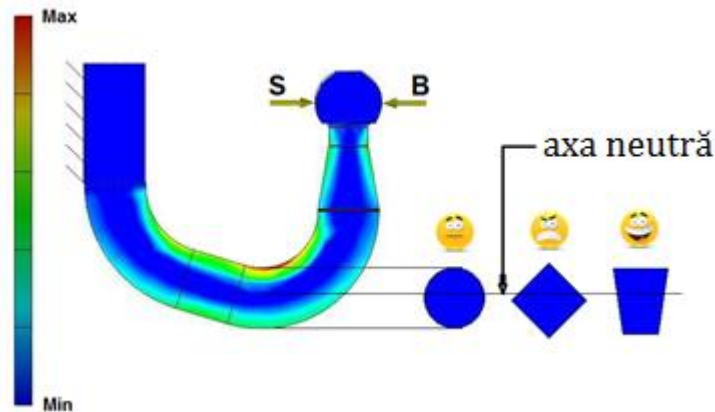


Figura 2.40 – Bara de remorcare cu diferite tipuri de secțiuni

### 2.4.3 Studiile teoretice prin utilizarea metodei elementelor finite

Analizele teoretice au fost făcute utilizând aceleași condiții de fixare și încărcare ale modelului din încercările experimentale. Ansamblul de remorcare a fost considerat fixat în dreptul celor patru șuruburi M10x100 de prindere pe șasiul autovehiculului, iar sarcina exterioară aplicată în centrul sferei barei de remorcare. Sarcinile au fost similare cu cele din teste: 7,5 [kN], 15 [kN], 25 [kN] și 50 [kN]. Tipurile de analiză efectuate au fost în domeniul static-liniar fără extindere către zona de neliniaritate întrucât proprietățile de material utilizate au fost cele uzuale (modul elasticitate și coeficient de contracție transversală). Pentru a simplifica modelul analizat, ansamblul FEA a fost considerat fără sferă, aceasta din urmă idealizându-se la o masă concentrată cu luarea în considerare a greutateii aferente sferei. Sarcinile exterioare s-au aplicat în acest punct de masă concentrată, iar legătura cu structura ansamblului de remorcare s-a făcut prin intermediul unor elemente de conexiune rigidă cunoscute sub denumirea de MPC (*Multi Point Constraints*). În general aceste metodologii de conexiune induc tensiuni artificiale locale, însă s-a ținut cont de faptul că zona de interes este raza de curbură a cârligului unde tensiunile și deformațiile sunt cele mai mari și astfel s-a recurs la această modalitate simplificată de modelare. Câmpul de deplasări și tensiuni este prezentat în figura 2.41 și 2.42.

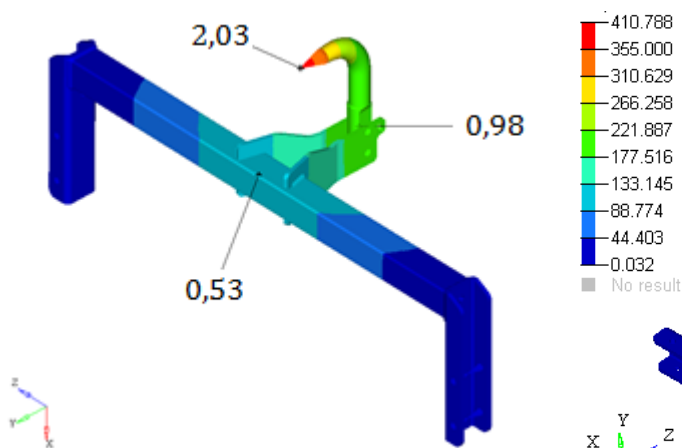


Figura 2.41 – Câmpul de deplasări din structura barei de remorcare

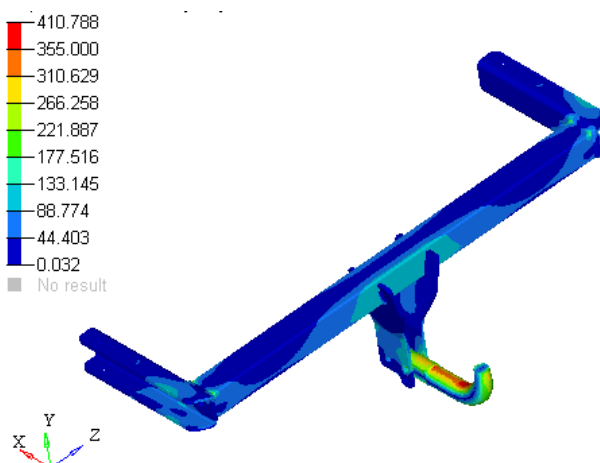


Figura 2.42 – Câmpul de tensiuni din structura barei de remorcare

Valorile numerice maxime obținute pentru deplasări și tensiuni din analizele cu element finit au fost centralizate în Tabelul 2.8.

Tabelul 2.8 - Datele teoretice obținute din simulări virtuale

Sarcină [kN]	Punct	Înainte de testare [mm]	Măsurarea deplasărilor [mm]	După testare [mm]
7,5 - 20 cicluri	1	520,92	2,03	518,89
	2	312,50	0,98	311,52
	3	311,00	0,53	310,47
15 - 10 cicluri	1	520,92	4,06	516,86
	2	312,50	1,96	310,54
	3	311,00	1,06	309,94
25 - 10 cicluri	1	520,92	6,77	514,15
	2	312,50	3,27	309,23
	3	311,00	1,77	309,23
50 - 5 cicluri	1	520,92	13,54	507,38
	2	312,50	6,54	305,96
	3	311,00	3,54	307,46

## 2.4.4 Concluzii

Comparând figurile 2.39 cu 2.42 putem observa unele asemănări din punct de vedere al locațiilor de apariție ale tensiunilor maxime.

Tabelul 2.9 - Compararea datelor experimentale și teoretice

Sarcină [kN]	Punct	Deplasările experimentale [mm]	Deplasările virtuale [mm]
7,5	1	5,43	2,03
15	1	8,37	4,06
25	1	14,06	6,77
50	1	35,00	13,54

Se poate observa din Tabelul 2.9 că deplasările obținute din simulările liniare au valori mai mici cu 50% față de cele obținute din testele experimentale ceea ce înseamnă că o analiză cu includerea neliniarității de material s-ar apropia mult mai mult de rezultatele experimentale.

De asemenea caracterul neliniar din punct de vedere geometric sau includerea unor contacte alunecătoare între componente, includere sarcinilor de prestrângere a șuruburilor ar putea aduce un aport suplimentar în obținerea unor rezultate mai apropiate de cele din realitate.

Din punct de vedere al soluției constructive analizate, pe lângă particularitățile de simulare menționate ar fi foarte interesant de studiat din punct de vedere teoretic și experimental un ansamblu de remorcare similar bazat pe metodologia de reducere a greutatei concomitent cu menținerea proprietăților de rigiditate. Acest studiu s-ar încadra într-un alt domeniu de actualitate axat pe algoritmi de optimizare topologică și ar putea constitui un punct de interes pentru mulți producători de automobile.

## **2.5 Analiza vibrațiilor unui sistem mecanic format din două părți identice**

### **2.5.1 Introducere**

Practica inginerescă necesită utilizarea structurilor care conțin componente sau piese identice întrucât existența unor părți identice este utilă din mai multe puncte de vedere: sunt necesare mai puține informații pentru a descrie sistemul, proiectarea și execuția se face mai repede și mai ușor și, în cele din urmă, timpul și costul pentru realizarea structurii scade. De asemenea, întreținerea ulterioară a sistemului devine mai ușoară și mai ieftină.

Pentru sistemul care prezintă simetrii sau este format din elemente identice, anumite proprietăți au fost stabilite în literatura de specialitate cu privire la frecvențele proprii ale vibrațiilor și unele proprietăți referitoare la vibrațiile forțate. Astfel, pentru sistemele discrete care descriu vibrațiile de torsiune ale sistemelor simetrice, rezultatele sunt prezentate în [MAN82], [VLA160], [VLA161]. În cazul sistemelor continue, modelate cu metoda elementelor finite, analiza sistemelor de simetrie a dus la contribuții prezentate în lucrări [BRA13], [MAR85], [CIU20]. Pentru sistemele de bare continue, s-au făcut studii în [VLA162], [VLA163].

Concluzia extrasă din lucrările menționate mai sus (în funcție de diferite aplicații) este că existența simetriilor structurale permite reducerea efortului de calcul pentru a determina valorile proprii. Acest lucru duce la o scădere a timpului de proiectare și, în cele din urmă, la o scădere a costurilor asociate cu modelul fizic al structurii. În acest capitol se va analiza o structură formată din două părți identice, simetrice în oglindă.

### **2.5.1 Descrierea modelului mecanic**

Structura este formată dintr-o serie de bare conectate între ele prin sudură, figura 2.43.

Dimensiunile ansamblului sunt prezentate în figura 2.45. Structura are 20 de noduri și 48 de bare. Planul median al figurii leagă substructurile identice din stânga și din dreapta.

Cele patru picioare ale structurii au fost fixate pe spațiul fix prin intermediul unor conexiuni elastice cu rigiditate ridicată.



Figura 2.43 - Structura reală

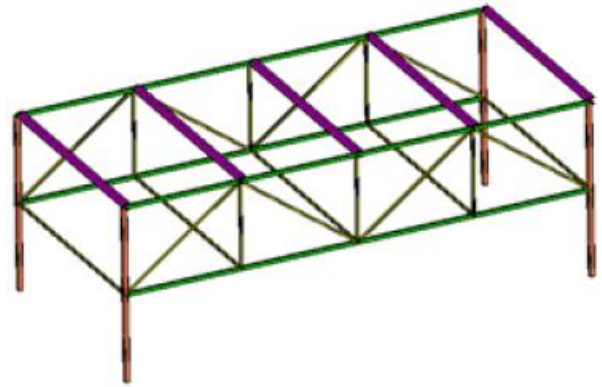


Figura 2.44 - Structura cu elemente finite

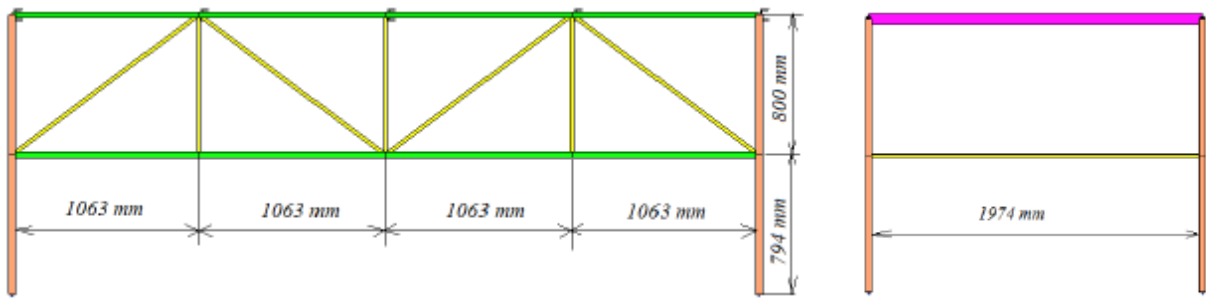


Figura 2.45 - Vederile laterale ale structurii cu dimensiunile principale

Dacă neglijăm amortizarea structurală, ecuațiile de mișcare pentru vibrația liberă vor fi [DOU40], [MEI89], [RAD118]:

$$\begin{bmatrix} M_{11} & 0 & M_{12} \\ 0 & M_{11} & M_{12} \\ M_{12}^T & M_{12}^T & M_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\Delta}_{1s} \\ \ddot{\Delta}_{1d} \\ \ddot{\Delta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & K_{12} \\ 0 & K_{11} & K_{12} \\ K_{12}^T & K_{12}^T & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta_{1s} \\ \Delta_{1d} \\ \Delta_2 \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (2.3)$$

unde:

$M_{11}$  – matricea inerțială a structurii din figura 2.46,

$M_{12}$  - matricea de cuplare inerțială dintre cele două părți identice și elementele de legătură,

$M_{22}$  – matricea de inerție a elementelor de legătură,

$K_{11}$  – matricea rigiditate a structurii din figura 2.46,

$K_{12}$  - matricea de rigiditate dintre cele două părți identice și elementele de legătură,

$K_{22}$  – matricea de rigiditate a elementelor de legătură,

$\Delta_{1s}$  – vectorul coordonatelor independente pentru partea din stânga a structurii,

$\Delta_{1d}$  – vectorul coordonatelor independente pentru partea din dreapta a structurii,

$\Delta_2$  – vectorul coordonatelor independente pentru elementele de legătură.

Într-o formă compactă, ecuația (2.3) devine:

$$[M] \cdot \{\ddot{\Delta}\} + [K] \cdot \{\Delta\} = \{0\} \quad (2.4)$$

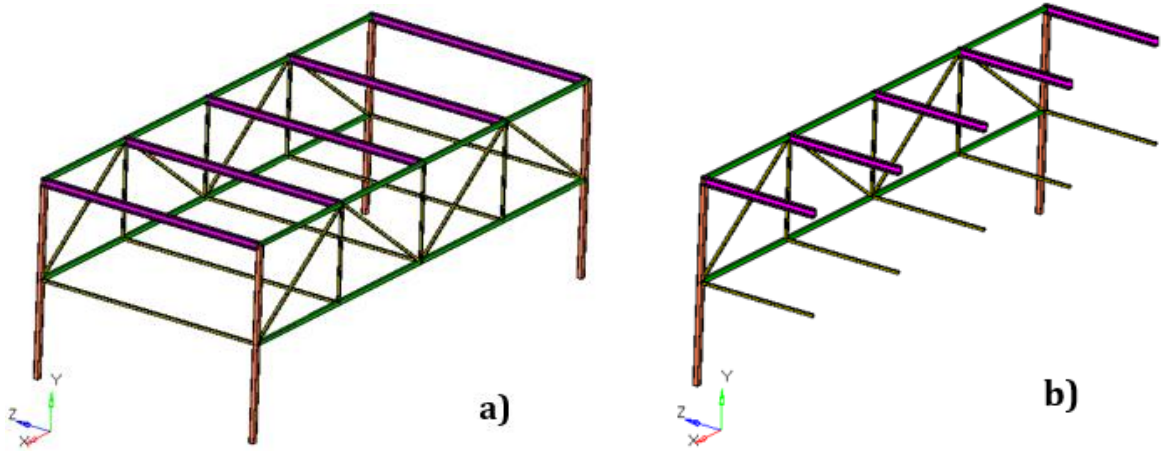


Figura 2.46 – Modelul structurii a) model întreg; b) model pe jumătate

Considerând doar partea din stânga a structurii (figura 2.46), ecuațiile de mișcare pentru această substructură se scriu:

$$[M_{11}] \cdot \{\ddot{\Delta}_{1s}\} + [K_{11}] \cdot \{\Delta_{1s}\} = \{0\} \quad (2.5)$$

### 2.5.2 Determinarea modurilor proprii de vibrații

Pentru întreaga structură, rezolvarea problemei de valori proprii se reduce la rezolvarea ecuației caracteristice [GIL50]:

$$\det \begin{bmatrix} K_{11} - p^2 M_{11} & 0 & K_{12} - p^2 M_{12} \\ 0 & K_{11} - p^2 M_{11} & K_{12} - p^2 M_{12} \\ K_{12}^T - p^2 M_{12}^T & K_{12}^T - p^2 M_{12}^T & K_{22} - p^2 M_{22} \end{bmatrix} = 0. \quad (2.6)$$

În mod similar se rezolvă problema valorilor proprii pentru structura din figura 2.46.

$$\det(K_{11} - p^2 M_{11}) = \{0\}. \quad (2.7)$$

În baza simulărilor efectuate, în Tabelul 2.10 sunt prezentate rezultatele obținute din analiza de moduri proprii pe sistemul din figura 2.44, varianta întreagă și varianta pe jumătate.



Tabelul 2.10 - Frecvențele modurilor proprii

Structura întreagă		Structura pe jumătate	
Nr. mod	Frecvență [Hz]	Nr. mod	Frecvență [Hz]
1	5,84	<b>1</b>	<b>13,58</b>
2	10,85	<b>2</b>	<b>28,10</b>
<b>3</b>	<b>13,58</b>	<b>3</b>	<b>29,26</b>
4	15,62	<b>4</b>	<b>30,66</b>
5	18,61	<b>5</b>	<b>31,14</b>
6	19,42	<b>6</b>	<b>31,68</b>
7	22,48	<b>7</b>	<b>32,69</b>
8	26,79	<b>8</b>	<b>32,93</b>
<b>9</b>	<b>28,10</b>	<b>9</b>	<b>33,90</b>
10	28,59	<b>10</b>	<b>33,99</b>
<b>11</b>	<b>29,26</b>	<b>11</b>	<b>34,26</b>
<b>12</b>	<b>30,66</b>	<b>12</b>	<b>34,27</b>
<b>13</b>	<b>31,14</b>	13	34,73
<b>14</b>	<b>31,68</b>	14	36,74
<b>15</b>	<b>32,69</b>	15	38,78
<b>16</b>	<b>32,93</b>	16	45,50
<b>17</b>	<b>33,90</b>	17	52,28
<b>18</b>	<b>33,99</b>	18	53,36
<b>19</b>	<b>34,26</b>	19	54,70
<b>20</b>	<b>34,27</b>	20	63,41

După cum se poate vedea din figura 2.46, la modelul redus pe jumătate se consideră planul longitudinal ca fiind plan de simetrie. În Tabelul 2.10 valorile frecvențelor indicate cu culoare albastră sunt valori care se regăsesc pe ambele modele (întreg și pe jumătate) doar că numărul modului propriu diferă. În figurile 2.47 - 2.49 se prezintă formele modurilor proprii pentru care s-au obținut aceleași frecvențe proprii între cele două modele analizate.

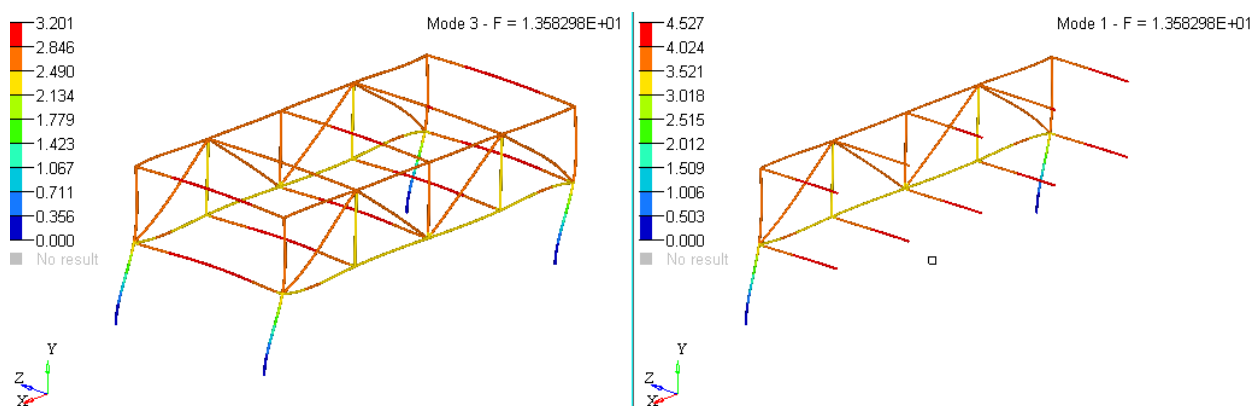


Figura 2.47 - Modurile proprii cu aceleași frecvențe proprii:  
Mod 3 - model întreg și Mod - 1 model pe jumătate

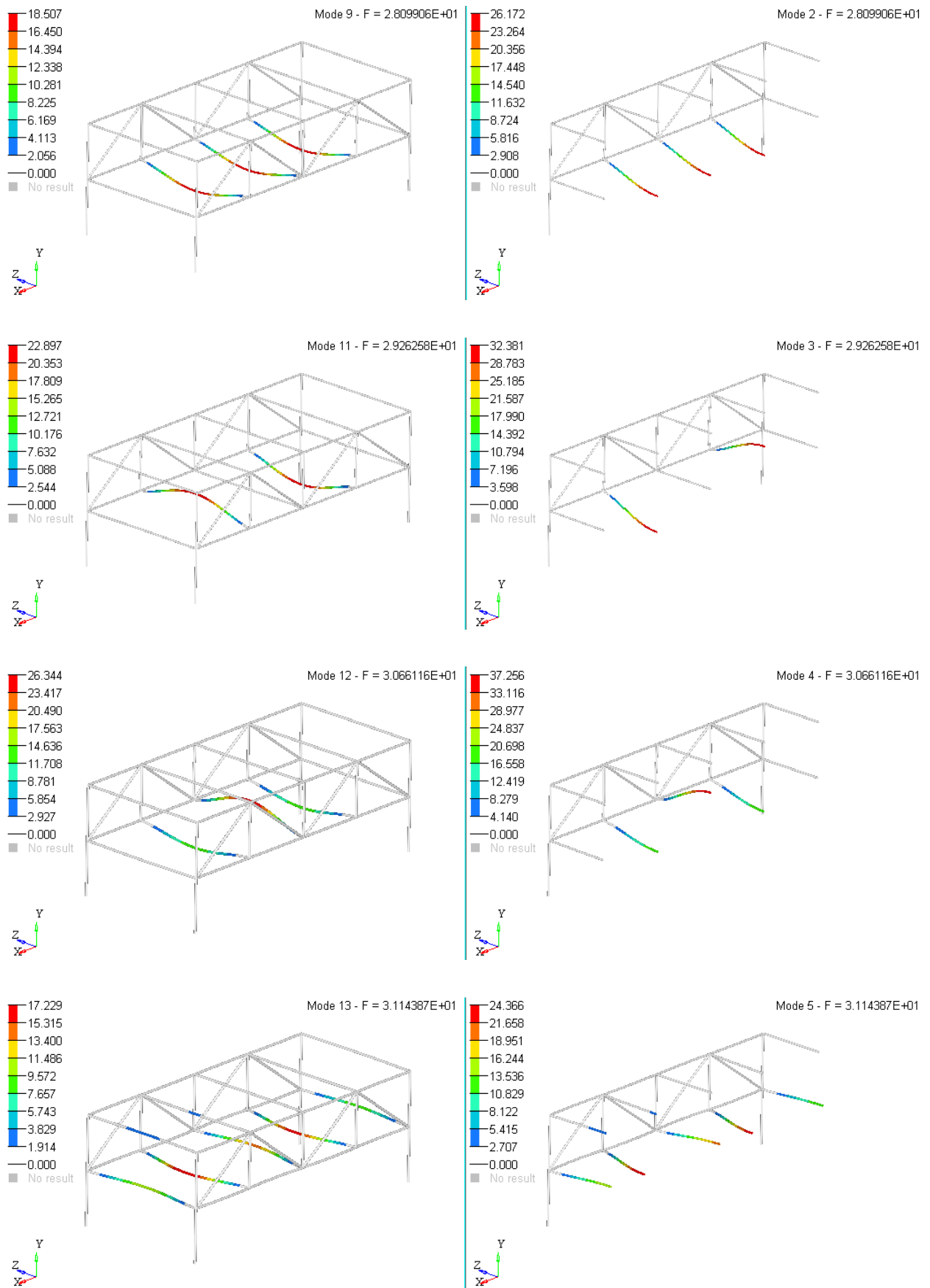


Figura 2.48 – Modurile proprii cu aceleași frecvențe proprii: model întreg vs. model pe jumătate

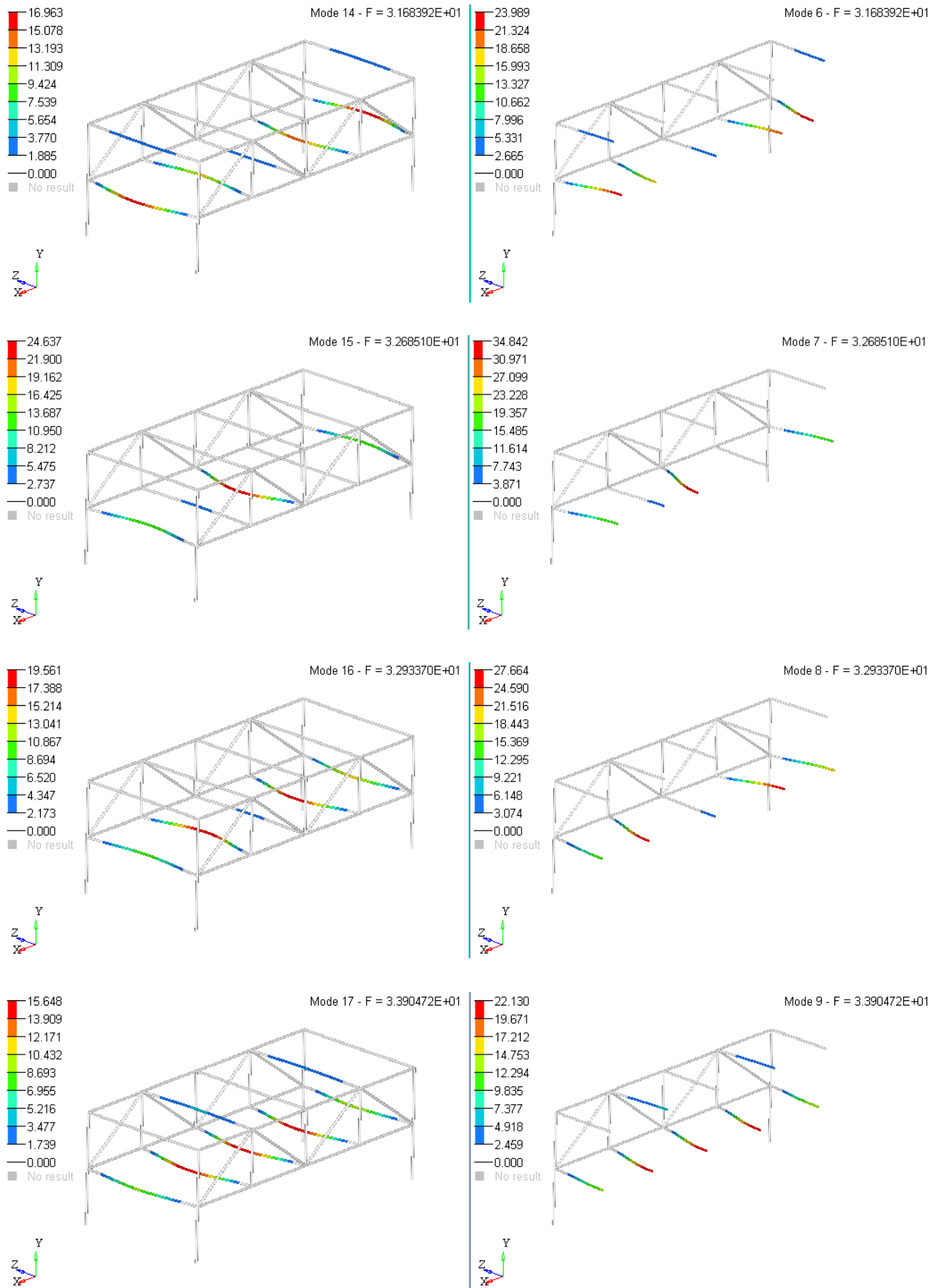


Figura 2.49 – Modurile proprii cu aceleași frecvențe proprii: model întreg vs. model pe jumătate

### 2.5.3 Concluzii

Sistemele mecanice cu simetrie prezintă anumite proprietăți interesante din punct de vedere a vibrațiilor. Așa cum s-a menționat și la începutul acestui capitol, astfel de tipuri de structuri au fost studiate în literatura de specialitate. Din rațiuni legate de timpul de proiectare, costurile de material și timpul de execuție a unor structuri mecanice utilizarea în cadrul proiectelor a unor elemente cu simetrie este folosită în anumite situații.

Această metodologie de analiză a vibrațiilor pe modele virtuale bazată pe simetrie, poate oferi avantaje semnificative în special pe modele foarte mari și laborioase care prezintă cel puțin o simetrie în raport cu un plan, în special din punct de vedere a timpilor de obținere a soluțiilor de analiză.

Bazat pe valorile frecvențelor proprii din tabelul 2.10 se poate concluziona că din primele 20 moduri proprii, 12 dintre acestea sunt moduri proprii pentru care rigiditatea structurală dinamică prezintă simetrie în raport cu planul de simetrie considerat. Rigiditățile obținute pentru restul frecvențelor nu prezintă caracter simetric, motiv pentru care frecvențele modurilor proprii de pe modelul întreg nu se regăsesc pe modelul înjumătățit.

O astfel de analiză dinamică de moduri proprii se recomandă să se utilizeze în special în cazurile în care pentru o structură ne propunem să îmbunătățim anumite rigidități ce prezintă caracter simetric prin creșterea frecvențelor proprii caracteristice acestora. Aceste tipuri de analiză bazate pe simetrie nu pot fi abordate în cazul în care dorim să analizăm totalitatea frecvențelor modurilor proprii, respectiv toate rigiditățile unei structuri întregi.

## Capitolul 3. Studii teoretice și experimentale pe materiale compozite stratificate la plăci circulare

### 3.1 Metode de calcul a constantelor mecanice la materialele compozite

#### 3.1.1 Noțiuni introductive de teoria elasticității. Materialele izotrope

Dezvoltarea și progresul industriei actuale au impus utilizarea unor materiale cu o bună rezistență mecanică, chimică și termică concomitent cu o reducere de greutate. Apariția unor astfel de materiale și utilizarea lor în realizarea unor structuri de rezistență au impus de asemenea determinarea unor caracteristici mecanice în vederea efectuării unor calcule de rigiditate, rezistență, stabilitate, etc [ITU59]. Actualmente, materialele care se încadrează cel mai bine pentru îndeplinirea acestor criterii și cerințe sunt materialele compozite care sunt materiale cu proprietăți anizotrope [ITU60].

Metodele analitice de determinare a proprietăților mecanice pentru materialele compozite se bazează pe determinarea unor constante mecanice și au la bază ecuațiile teoriei elasticității mediului anizotrop. Aceste metode sunt aplicabile structurilor simple modelate sub forma unor bare, plăci sau tuburi realizate în general din materiale compozite stratificate.

În baza ipotezelor simplificatoare cunoscute din Rezistența Materialelor și adoptate în calculul modelelor ingineresti, în domeniul de proporționalitate dintre tensiuni și deformații există relația de dependență între tensiuni și deformații cunoscută sub denumirea de prima lege a lui Hooke.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.1)$$

$E$  – modul de elasticitate longitudinal.

Conform relației (3.1), pe direcția forței  $N$ , care soliciță axial bara din figura 3.1 se manifestă tensiunea  $\sigma_1 = E \cdot \varepsilon_1$ , iar transversal pe bară apare deformația (contractia):

$$\varepsilon_2 = -\nu \cdot \varepsilon_1 = -\frac{\nu}{E} \cdot \varepsilon_1 \quad (3.2)$$

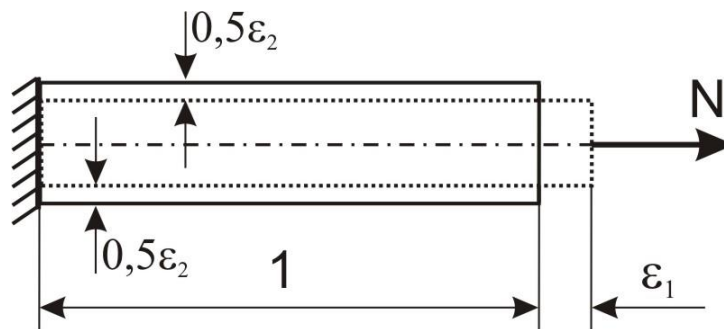


Figura 3.1 – Deformația axială a unei bare rezultată din solicițare axială [ITU59]

În cazul unui paralelipiped, având normalele suprafețelor sale identice cu axele principale de tensiune, tensiunea  $\sigma_1$  produce, de-a lungul acestor axe, deformațiile specifice:

$$\varepsilon_{11} = \frac{\sigma_1}{E}, \varepsilon_{21} = \varepsilon_{31} = -\nu \cdot \varepsilon_{11} = -\nu \cdot \frac{\sigma_1}{E}.$$

În prezența tuturor celor trei tensiuni principale, deformațiile liniare specifice  $\varepsilon_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) sunt date de relația matriceală:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu \\ -\nu & 1 & -\nu \\ -\nu & -\nu & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

În raport cu un sistem triortogonal de referință Oxyz (figura 3.2), deformațiile specifice aferente tensiunilor normale pot fi exprimate conform relației (3.4).

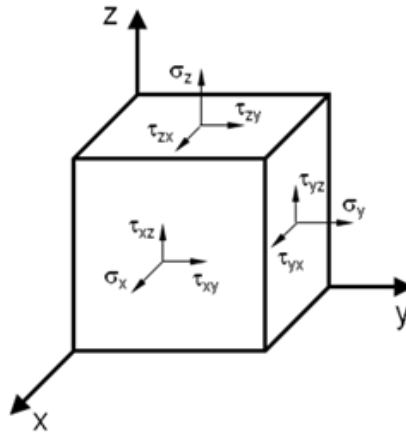


Figura 3.2 - Tensiunile dezvoltate pe fețele unui element deformabil [ITU59]

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu \\ -\nu & 1 & -\nu \\ -\nu & -\nu & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Relațiile specifice tensiunilor tangențiale sunt date de a doua lege a lui Hooke, exprimată general în relația (3.5).

$$\tau_{ij} = G \cdot \gamma_{ij}, \quad i, j = x, y, z \quad (3.5)$$

$G$  – modul de elasticitate transversal.

$i$  – indicele corespunzător axei normală la suprafață,

$j$  – indice corespunzător axei cu care componentele  $\tau$  sunt paralele.

Bazat pe legea parității tensiunilor tangențiale ( $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ ), matriceal relațiile (3.4) și (3.5) pot fi scrise într-o formă dată de relația (3.6).

$$\varepsilon = E^{-1} \cdot \sigma \quad (3.6)$$

Termenii din relația (3.6) sunt prezentați sub formă tensorială în (3.7):

$$\{\varepsilon\} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix}, \quad E^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix}, \quad \{\sigma\} = \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Din relația (3.6) se va obține legea generalizată a lui Hooke, E reprezentând tensorul modul de elasticitate.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.8)$$

### 3.1.2 Dependența modulelor de elasticitate la materialele izotrope

Stabilirea relației de legătură între E și G se face plecând de la cazul particular al stării plane de tensiune, pentru care relația (3.3) ia forma dată de relația (3.9):

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\nu \\ -\nu & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

iar relația (3.5) de relația (3.10)

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Conform teoriei elasticității, tensiunile și deformațiile principale se calculează cu relațiile:

$$\begin{aligned} \sigma_{1,2} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \\ \varepsilon_{1,2} &= \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + 4\gamma_{xy}^2} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Din (3.9) se obțin relațiile:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E} \cdot (\sigma_1 - \nu \cdot \sigma_2) \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} \cdot (\sigma_2 - \nu \cdot \sigma_1)\end{aligned}\quad (3.12)$$

Înlocuind prima relație din (3.11) în prima ecuație din (3.12) va rezulta dependența între modulele de elasticitate E și G.

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (3.13)$$

### 3.1.3 Dependența modulelor de elasticitate la materialele anizotrope

La materialele anizotrope dependența dintre  $\varepsilon$  și  $\sigma$  (relația 3.8) este realizată printr-o matrice  $E^{-1}$  simetrică plină având 21 de elemente distincte. În aplicații se folosesc câteva forme particulare ale acesteia. Astfel, dacă materialul structurii elastice este **ortotrop** adică el este caracterizat în fiecare punct al său prin simetrii ale proprietăților mecanice în raport cu trei plane reciproc perpendiculare, atunci matricea  $E^{-1}$  are doar nouă elemente distincte fiind de forma:

$$E^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & \frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz}}{E_x} & -\frac{\nu_{yz}}{E_y} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{zx}} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

unde,  $\frac{\nu_{xy}}{E_x} = \frac{\nu_{yx}}{E_y}$ ,  $G_{xy} = G_{zx}$ ,  $\frac{1}{G_{yz}} = \frac{2(1 + \nu_y)}{E_x}$ .

Materialele caracterizate prin matricea (3.14) prezintă o izotropie transversală. Ele se întâlnesc frecvent în Mecanica materialelor compozite, sub forma de plăci, bare etc.



### 3.1.4 Calculul analitic general al compozitelor stratificate

Materialele compozite stratificate și armate cu fibre sunt considerate din punct de vedere macroscopic, ca fiind omogene și anizotrope, adică au proprietăți distincte pe direcții diferite, ce pornesc din același punct. Sub sarcină, materialele compozite pot fi considerate ca fiind corpuri liniar-elastice, relațiile dintre tensiuni și deformații specifice fiind cele corespunzătoare legii lui Hooke.

Legea lui Hooke generală, se scrie sub forma [GHE49], [HAD52]:

$$\{\sigma\} = [C] \cdot \{\varepsilon\}, \quad (3.15)$$

unde:

- $\{\sigma\}$  - reprezintă vectorul tensiunilor;
- $[C]$  - matricea de elasticitate (formă generalizată);
- $\{\varepsilon\}$  - reprezintă vectorul deformațiilor specifice.

Prin inversarea relației (3.15) se obține:

$$\{\varepsilon\} = [S] \cdot \{\sigma\}, \quad (3.16)$$

unde  $[S] = [C]^{-1}$  - matricea complianțelor.

Componentele vectorilor  $\{\sigma\}$  și  $\{\varepsilon\}$  sunt prezentate în tabelul 3.1, atât în notație tensorială cât și în notație redusă.

**Tabelul 3.1 - Notații ale componentelor vectorilor  $\{\sigma\}$  și  $\{\varepsilon\}$**

Notația tensorială	Notația redusă	Notația tensorială	Notația redusă
$\sigma_{11}$	$\sigma_1$	$\varepsilon_{11}$	$\varepsilon_1$
$\sigma_{22}$	$\sigma_2$	$\varepsilon_{22}$	$\varepsilon_2$
$\sigma_{33}$	$\sigma_3$	$\varepsilon_{33}$	$\varepsilon_3$
$\tau_{23} = \sigma_{23}$	$\tau_{23}$	$\gamma_{23} = 2 \cdot \varepsilon_{23}$	$\gamma_{23}$
$\tau_{31} = \sigma_{31}$	$\tau_{31}$	$\gamma_{31} = 2 \cdot \varepsilon_{31}$	$\gamma_{31}$
$\tau_{12} = \sigma_{12}$	$\tau_{12}$	$\gamma_{12} = 2 \cdot \varepsilon_{12}$	$\gamma_{12}$

Relațiile de legătură dintre deformații specifice și deplasări sunt [BAR09], [JIG65]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\partial u}{\partial x}; & \gamma_{23} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}; \\ \varepsilon_2 &= \frac{\partial v}{\partial y}; & \gamma_{31} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}; \\ \varepsilon_3 &= \frac{\partial w}{\partial z}; & \gamma_{12} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \end{aligned} \quad (3.17)$$

unde  $u, v, w$  sunt deplasările pe direcțiile  $x, y$  și  $z$ .

Din relațiile (3.15) și (3.16) se poate observa că pentru caracterizarea unui material elastic, omogen și anizotrop, în cazul cel mai general, sunt necesare *36 constante elastice independente*. Relația (3.15) scrisă sub formă desfășurată devine, într-un prim caz particular [GAY46], [TSA150], [VAU153]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}. \quad (3.18)$$

Un material a cărui comportare este descrisă de relația (3.18) se mai numește și *material triclinic*. Numărul mare de constante elastice cu ajutorul cărora este caracterizat un asemenea material, îngreunează atât determinarea acestora, cât mai ales calculul de rezistență al unor structuri realizate din materiale de acest tip. În general, pentru simplificarea calculelor se apelează la simetrii în raport cu plane normale la direcțiile principale. Spre exemplu dacă materialul prezintă simetrie în raport cu un plan normal la o direcție principală se numește *monoclinic*, iar dacă prezintă simetrie în raport cu cel puțin două plane normale la două direcții principale se numește *ortotrop*. În figurile 3.3 și 3.4 se prezintă exemple de materiale monoclinice și ortotrope.

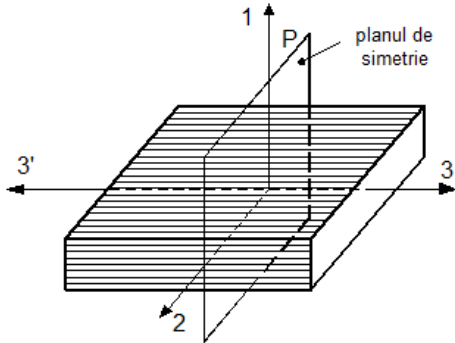


Figura 3.3 - Material monoclinic  
[GHE49], [HAD52]

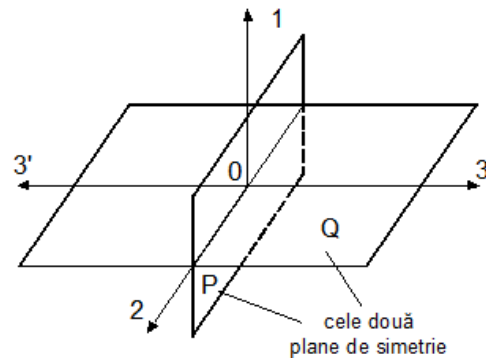


Figura 3.4 - Material ortotrop  
[GHE49], [HAD52]

În cazul în care materialul prezintă trei plane de simetrie, ortogonale între ele, materialul este de asemenea *ortotrop* iar matricea constantelor de elasticitate are forma (3.19) cu nouă constante independente [GHE49], [HAD52], [HAD53]:

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix}. \quad (3.19)$$

Cele *nouă constante elastice independente* care caracterizează comportarea elastică a unui asemenea material sunt [GHE49], [TSA150], [VAU153]:

$$\begin{aligned} C_{11} &= \frac{1 - \nu_{23}\nu_{32}}{E_2 E_3 \Delta}; & C_{12} &= \frac{\nu_{12} + \nu_{13}\nu_{32}}{E_1 E_3 \Delta}; & C_{44} &= G_{23}; \\ C_{22} &= \frac{1 - \nu_{13}\nu_{31}}{E_1 E_3 \Delta}; & C_{23} &= \frac{\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13}}{E_1 E_2 \Delta}; & C_{55} &= G_{13}; \\ C_{33} &= \frac{1 - \nu_{12}\nu_{21}}{E_1 E_2 \Delta}; & C_{13} &= \frac{\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23}}{E_2 E_3 \Delta}; & C_{66} &= G_{12}, \end{aligned} \quad (3.20)$$

- $E_1, E_2$  și  $E_3$  sunt module de elasticitate longitudinale ale materialului pe direcțiile 1, 2 și 3;
- $G_{12}, G_{13}$  și  $G_{23}$  sunt module de forfecare ale compozitului;
- $\nu_{12}, \nu_{13}$  și  $\nu_{23}$  sunt coeficienți de contracție transversală în planele definite de direcțiile (1-2), (1-3) și (2-3).

$$\Delta = \frac{1}{E_1 \cdot E_2 \cdot E_3} \begin{vmatrix} 1 & -\nu_{21} & -\nu_{31} \\ -\nu_{12} & 1 & -\nu_{32} \\ -\nu_{13} & -\nu_{23} & 1 \end{vmatrix} \quad (3.21)$$

Când în orice punct al materialului există un plan în care proprietățile mecanice sunt aceleași pe toate direcțiile, acest material se numește ortotrop cu izotropie transversală (figura 3.5). Din această clasă de materiale fac parte materialele compozite stratificate și armate cu fibre. Matricea de elasticitate conține *cinci constante elastice independente* și se obține particularizând matricea de elasticitate a materialului ortotrop, după cum urmează:

$$G_{12} = G_{13}; \quad \nu_{12} = \nu_{13}. \quad (3.22)$$

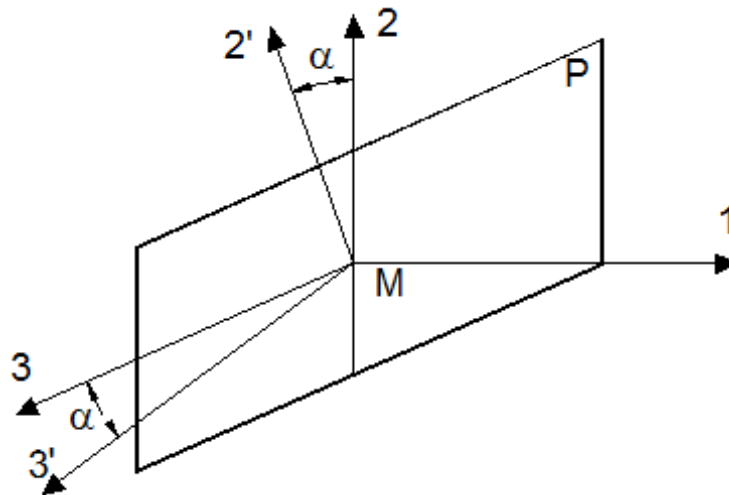


Figura 3.5 - Material ortotrop cu izotropie transversală

Numărul redus de constante elastice prin care sunt caracterizate materialele compozite stratificate, permite efectuarea cu multă precizie a unor calcule de rezistență la nivel macro și micromecanic.

### 3.1.5 Legea lui Hooke pentru materialul ortotrop

Legea lui Hooke generală, scrisă dezvoltat pentru un material ortotrop, în raport cu axele sale de ortotropie are forma dată de relațiile (3.24) [CRI29], [JIG65], [TSA150]. În aceste relații sunt satisfăcute condițiile (3.23):

$$\frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2}; \quad \frac{\nu_{13}}{E_1} = \frac{\nu_{31}}{E_3}; \quad \frac{\nu_{23}}{E_2} = \frac{\nu_{32}}{E_3}. \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E_1} \sigma_1 - \frac{\nu_{21}}{E_2} \sigma_2 - \frac{\nu_{31}}{E_3} \sigma_3; & \gamma_{23} &= \frac{1}{G_{23}} \tau_{23}; \\ \varepsilon_2 &= -\frac{\nu_{12}}{E_1} \sigma_1 + \frac{1}{E_2} \sigma_2 - \frac{\nu_{32}}{E_3} \sigma_3; & \gamma_{31} &= \frac{1}{G_{31}} \tau_{31}; \\ \varepsilon_3 &= -\frac{\nu_{13}}{E_1} \sigma_1 - \frac{\nu_{23}}{E_2} \sigma_2 + \frac{1}{E_3} \sigma_3; & \gamma_{12} &= \frac{1}{G_{12}} \tau_{12}. \end{aligned} \quad (3.24)$$

După cum se observă, caracterizarea unui material ortotrop impune cunoașterea a *nouă constante elastice independente* în cazul general. Relațiile (3.23) și (3.24) permit determinarea constantelor matricei de elasticitate menționate în (3.20).

Când materialul este modelat sub forma unei plăci plane (modelare în plan) rămân patru constante elastice independente ( $E_1, E_2, \nu_{12}, G_{12}$ ).

### 3.1.6 Studiul unei lamine. Model calcul. Ipoteze

Sistemul de axe la care se raportează lamina armată cu fibre unidirecționale se alege astfel încât axa 1 să fie pe direcția fibrelor, axa 2 normală la fibre și în planul laminei, iar axa 3 normală la planul laminei (figura 3.6). Acest sistem de referință se va numi *sistem local*.

În cazul cel mai general de solicitare, într-o lamină apar toate cele șase componente ale tensorului tensiunilor  $\{\sigma\}$ , adică  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \tau_{12}, \tau_{13}, \tau_{23}$ , iar aceasta se modelează în general sub forma unei plăci de grosime mică.

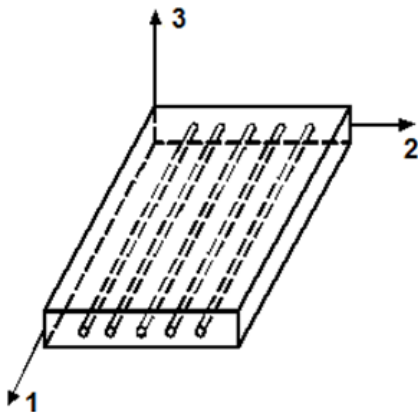


Figura 3.6 – Sistem local de axe al unei lamine

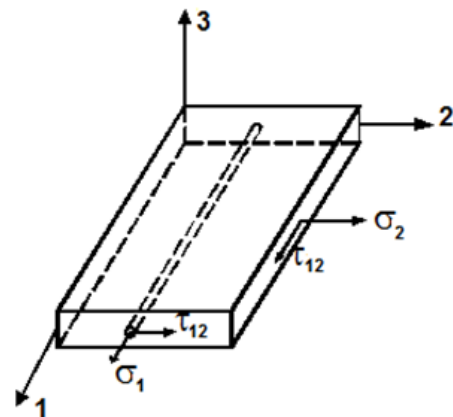


Figura 3.7 – Stare plană de tensiuni din lamină

Ipotezele de calcul ale laminei:

- solicitarea este de tip stare plană de tensiune,
- lamina are fibre unidirecționale,
- fiecare lamină are o comportare liniar elastică,
- comportare laminelor este ortotropă, iar datorită unei distribuții aleatorii a fibrelor pe grosimea lor, se consideră cu izotropie transversală

### 3.1.7 Legea de comportare elastică a laminei ortotrope

Starea plană de tensiune se poate defini ca suprapunere a trei stări de tensiuni, așa cum se arată în figura 3.8:

- tracțiune – compresiune după axa 1,
- tracțiune – compresiune după axa 2,
- forfecare în planul format de axele 1 și 2.

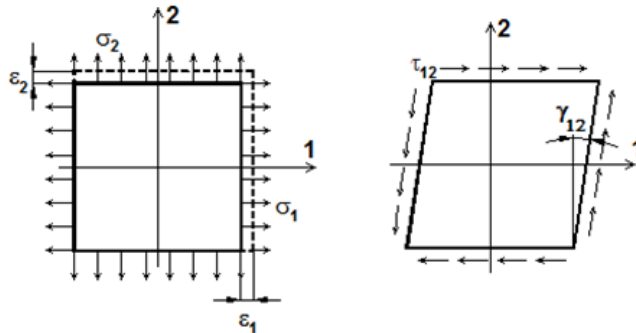


Figura 3.8 – Stare plană de tensiuni a unei lamine – suprapunere a trei stări

Aplicarea acestei stări în planul laminei este definită în formă matriceală de relația:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}. \quad (3.25)$$

Un material ortotrop este caracterizat - pentru comportarea sa în planul 1-2 - de patru constante elastice independente:  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $G_{12}$ ,  $\nu_{12}$ . Inversând relația (3.25), se obține dependența dintre tensiuni și deformații specifice [GHE49]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & \frac{\nu_{21} \cdot E_1}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & 0 \\ \frac{\nu_{12} \cdot E_2}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & \frac{E_2}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (3.26)$$

Matricea simetrică din relația (3.26) se numește matrice de rigiditate redusă și se notează cu  $Q$  conform (3.27). Matricea de rigiditate interlaminară redusă se notează cu  $Q^*$ . Aceste matrici se exprimă în raport cu sistemul de coordonate de material.

$$[Q] = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & \frac{\nu_{21} \cdot E_1}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & 0 \\ \frac{\nu_{12} \cdot E_2}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & \frac{E_2}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix}, \quad [Q^*] = \begin{bmatrix} G_{23} & 0 \\ 0 & G_{13} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

Proportionalitatea între tensiuni și deformații pentru o lamină se poate scrie restrâns:

$$[\sigma] = [Q] \cdot [\varepsilon], \quad [\tau] = [Q^*] \cdot [\gamma] \quad (3.28)$$

Pentru a putea studia comportamentul unui stratificat alcătuit din mai multe lamine cu orientări diferite ale fibrelor, trebuie mai întâi cunoscută comportarea individuală a unei lamine pe direcții diferite de cele de ortotropie. În astfel de situații, se adoptă un sistem oarecare de coordonate 1-2, obținut din rotirea sistemului x-y în raport cu axa z perpendiculară pe lamină.

În raport cu sistemul denumit global de referință x-y, tensiunile se notează  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  și  $\tau_{xy}$  iar deformațiile specifice cu  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  și  $\gamma_{xy}$ , iar în raport cu sistemul local de referință 1-2, aceste mărimi (tensiuni și deformații) se notează  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  și  $\tau_{12}$ , respectiv  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  și  $\gamma_{12}$ .

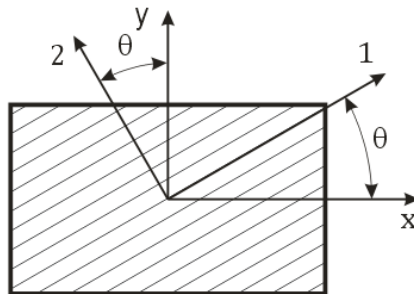


Figura 3.9 - Sistemele de referință (global x-y și local 1-2)

Matricea de transformare din sistemul x - y în 1 - 2 este:

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos^2(\theta) & \sin^2(\theta) & -2\cos(\theta)\sin(\theta) \\ \sin^2(\theta) & \cos^2(\theta) & 2\cos(\theta)\sin(\theta) \\ \cos(\theta)\sin(\theta) & -\cos(\theta)\sin(\theta) & c^2 - s^2 \end{bmatrix}, \quad (3.29)$$

Bazat pe această matrice de transformare, tensiunile din sistem global în sistem local se vor calcula cu relația:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = [T] \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}, \quad (3.30)$$

Calculul tensiunilor din sistem local în sistem global se vor calcula:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix}, \quad (3.31)$$

Analog se aplică metodologia de transformare din sistem global în sistem local și invers pentru deformații.

$$\text{Din x-y în 1-2: } \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = [T] \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}, \quad \text{Din 1-2 în x-y: } \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}. \quad (3.32)$$

Înlocuind (3.26) și (3.32) în (3.31) rezultă dependența între tensiuni și deformații exprimate în raport cu sistemul global de coordonate x-y.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \cdot [Q] \cdot [T] \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \frac{E_1}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & \frac{\nu_{21} \cdot E_1}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & 0 \\ \frac{\nu_{12} \cdot E_2}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & \frac{E_2}{(1-\nu_{12} \cdot \nu_{21})} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \cdot [T] \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}. \quad (3.33)$$

Se vor face următoarele notații:

$$\bar{E}_1 = \frac{E_1}{(1-\nu_{12}\nu_{21})}; \quad \bar{E}_2 = \frac{E_2}{(1-\nu_{12}\nu_{21})}. \quad (3.34)$$

După efectuarea calculului, se obține *legea de comportare elastică a laminei*, raportată la sistemul (Oxyz) [HAD52], denumit sistem global de coordonate:

În baza relației (3.33) vom exprima *matricea complianțelor* și *matricea de elasticitate* pentru un stratificat laminat. Expresiile acestor matrici sunt date în (3.35).

$$[\bar{Q}] = [T]^{-1} \cdot [Q] \cdot [T] = [T]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \bar{E}_1 & \nu_{21} \cdot \bar{E}_2 & 0 \\ \nu_{12} \cdot \bar{E}_1 & \bar{E}_2 & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \cdot [T], \quad (3.35)$$

$$[S] = [\bar{Q}]^{-1} = ([T]^{-1} \cdot [Q] \cdot [T])^{-1}.$$

## **3.2 Îmbunătățirea rigidității plăcilor compozite circulare realizate din material compozit stratificat tip sandwich prin folosirea nervurilor**

### **3.2.1 Introducere**

În general, practica inginerească impune o rigiditate crescută a elementelor mecanice care sunt părți ale mașinilor sau echipamentelor utilizate în practică. Plăcile circulare sunt astfel de elemente, utilizate în special în multe aplicații comune, motiv pentru care creșterea proprietăților mecanice a acestor plăci circulare în inginerie este legată de problema de optimizare a greutateii. În cadrul acestui capitol se face un studiu al unei astfel de plăci compozite, se propune și se validează o soluție constructivă capabilă să crească rigiditatea acestei piese. Metoda elementelor finite este utilizată pentru analiza acestei structuri compozite, iar măsurătorile experimentale ne vor oferi informații cu privire la această rigiditate.

Plăcile circulare sunt acele elemente de inginerie foarte utilizate în practică și, în consecință, bine studiate în literatură. Unele dintre cele mai utilizate materiale în prezent sunt compozitele stratificate din plăci tip sandwich. Aceste materiale au o serie de avantaje evidente față de materiale clasice, cum ar fi rigiditatea structurală ridicată, greutatea redusă, fiind utilizate în domeniile aviatice, auto, construcții, etc. Considerațiile teoretice oferă metode analitice, semi-empirice sau numerice pentru a determina constantele mecanice [BRU14], [CRI30], [MAR83], [MOD94], [MOD95] iar testele experimentale oferă validările rezultatelor teoretice [TEO140], [VLA155], [VLA156].

Astfel de plăci trebuie să îndeplinească diferite cerințe, cum ar fi rigiditate ridicată, greutate redusă, adaptabilitate ușoară în funcție de aplicația practică în care sunt utilizate (aviație, auto, inginerie civilă). Calculul unor astfel de plăci s-a efectuat pentru diferite tipuri de construcții și pentru diferite materiale [AKB01], [LiD77], [PRO114]. În cazul în care plăcile prezintă simetrii, atunci se poate face calculul mai ușor prin utilizarea proprietăților de simetrie al acestor sisteme [VLA157]. Comportamentul vibrațional al plăcilor circulare a fost studiat în numeroase lucrări; în acest scop s-au luat în considerare unele literaturi de specialitate în acest domeniu [DON39], [MAR84], [PRA112]. Plăcile compozite tip sandwich au multe aplicații în industrii datorită greutateii lor scăzute și a costurilor reduse de fabricație. Acesta este unul din motivele pentru care apar în multe aplicații [ALI02], [CIV21]. Pentru calculele de tensiuni și deformație, respectiv de vibrații libere s-a folosit metoda elementelor finite care este o metodă avansată de calcul utilă pentru structuri de complexitate ridicată din punct de vedere geometric.

### **3.2.2 Modelarea matematică a plăcii compozite circulare tip sandwich**

Modelarea matematică a plăcii circulare utilizând metoda elementelor finite oferă o modalitate rapidă și convenabilă de obținere a unor soluții aproximative pentru orice tip de problemă de inginerie, având în vedere că răspunsul majorității sistemelor de inginerie la o sarcină externă este extrem de dificil, dacă nu chiar imposibil de obținut pe baza unui algoritm matematic clasic (de obicei, este aproape imposibil să se obțină o soluție analitică în baza unor ecuațiile diferențiale de ordin superior) [OSC106], [OSC107].



Așa cum se poate vedea în figura 3.10 placa compozită este împărțită în trei zone, după cum urmează:

- zona A este zona părții laterale a plăcii;
- zona B este zona orizontală a plăcii unde există strat din material OSB;
- zona C este zona mânerelor de prindere a plăcii.

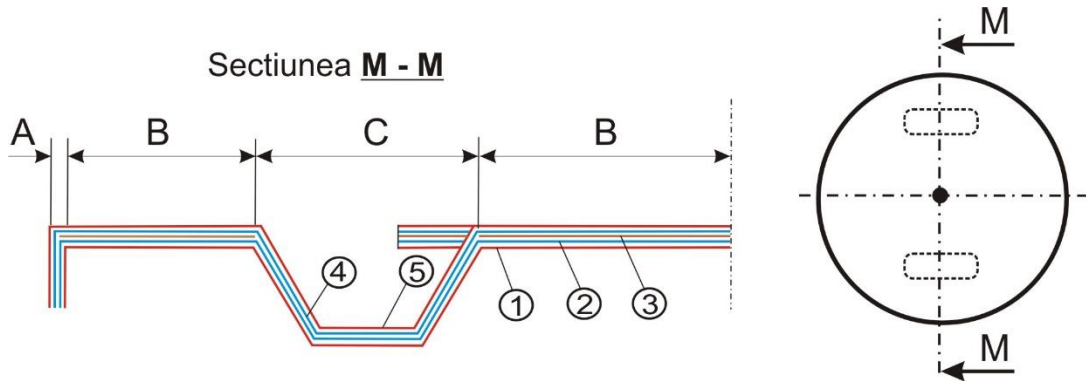


Figura 3.10 – Schema de dispunere a straturilor de material din structura tip sandwich a plăcii

În secțiunea M-M, straturile de material ale compozitului stratificat au fost numerotate începând de la cel mai jos strat la cel situat în partea superioară a plăcii (figura 3.11). În Tabelul 3.2 se prezintă proprietățile de material pentru fiecare straturi.

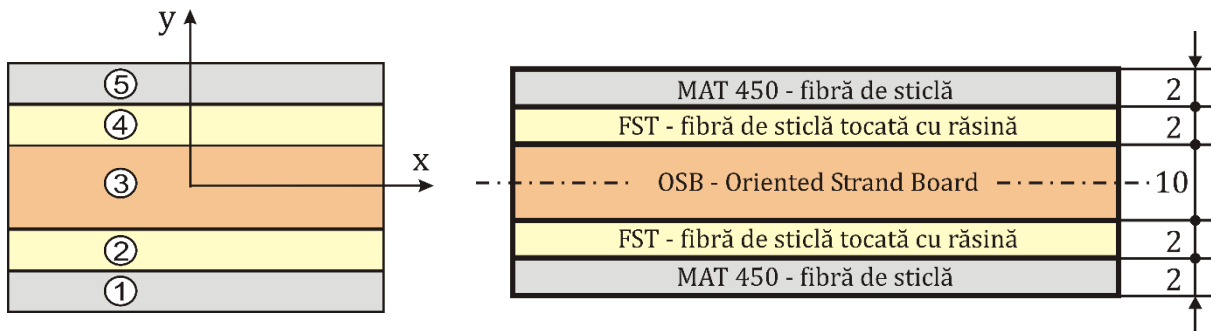


Figura 3.11 – Numerotarea straturilor din compozitul stratificat

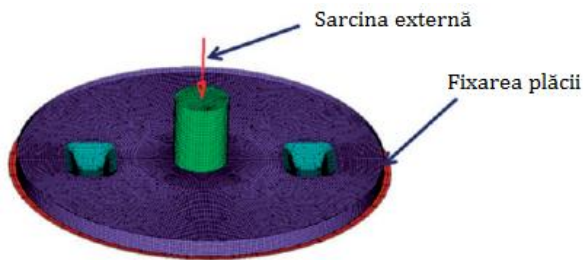
În modelarea cu elemente finite, trei puncte de integrare au fost luate în considerare pe grosimea stratului: în partea de jos, de mijloc și de sus a fiecărui strat. Folosirea unui număr mai mare de puncte de integrare ne permite să cuantificăm comportamentul de îndoire a fiecărui strat în mai multe locații pe grosimea stratului. S-a folosit un număr mic de puncte de integrare, deoarece obiectivul lucrării este de a analiza panoul, în ipoteza unor mici deformări și fără a lua în considerare comportamentul neliniar al structurii.

### 3.2.3 Metoda de rigidizare a plăcii prin utilizarea nervurilor

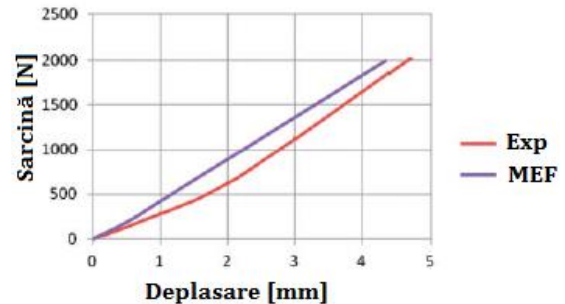
Realizarea rigidizării plăcii circulare, impusă de aplicații practice, se poate face în mai multe moduri. Problema este de a determina o metodă simplă și ieftină pentru a modifica rigiditatea, care asigură un comportament în funcție de anumite cerințe date. O posibilitate

de creștere a rigidității structurale ar fi creșterea grosimilor stratului. Cu toate acestea, din motive de dimensiune, grosimea poate fi limitată la anumite valori și, dacă se dorește utilizarea acestei plăci într-un regim de solicitare crescut, aceste modificări ale grosimii nu pot fi realizate.

Pentru placa inițială, a fost efectuată o analiză statică pentru a putea face o comparație cu soluția de rigidizare propusă. Condițiile limită și sarcina exterioară aplicată sunt prezentate în Figura 3.12. Figura 3.13 prezintă câmpul de deplasări obținut cu metoda elementului finit bazat pe sarcini externe exercitate sub formă de presiune asupra plăcii printr-un pumn mișcat în direcție verticală până la valorile maxime (2000N).



**Figura 3.12 - Fixarea și sarcina aplicată plăcii compozite stratificate**



**Figura 3.13 - Grafic sarcină vs. deplasare (comparație experimental vs. MEF)**

După cum se poate observa, deplasarea maximă obținută pentru soluția constructivă de placă fără nervuri este de 4,42 mm în mijlocul plăcii. De asemenea, s-a făcut o încercare experimentală pentru a verifica modelul cu element finit pentru placă. Figura 3.13 prezintă evoluția forței de încărcare în raport cu deplasarea pentru modelul FEM și pentru testul experimental. Se poate observa o mică diferență între testul experimental și modelul cu elementele finite, iar aceasta poate fi considerată admisibilă întrucât diferențele de valori se situează sub o valoare de 5%.



**Figura 3.14 - Soluția constructivă a plăcii compozite circulare cu nervuri la interior**

Pentru a putea crește capacitatea plăcii compozite de a prelua sarcini exterioare mai mari, s-a adoptat o soluție bazată pe aplicarea unor nervuri pe partea interioară a plăcii, figura 3.14. Grosimea unui capăt al nervurilor (spre exteriorul plăcii) este de 10 mm, iar

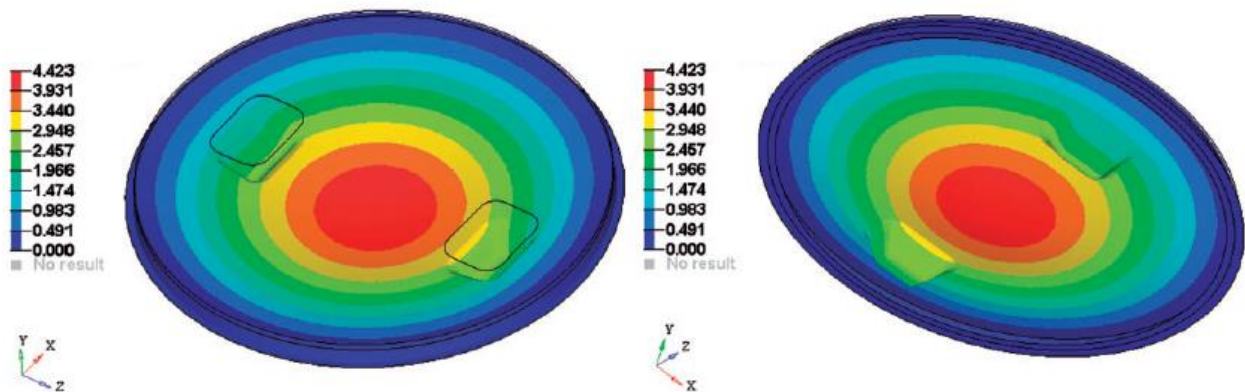
grosimea celui alt capăt (spre interior) este de 18 mm. Numărul nervurilor dispuse radial este de șase. O suprafață circulară centrală cu diametrul de 180 mm este utilizată pentru a crește rigiditatea în zona centrală. Toți acești parametri geometrici au fost aleși din considerații tehnologice pentru a asigura o execuție ușoară și redusă din punct de vedere a costurilor. În acest capitol nu se analizează sensibilitatea diferiților parametri geometrici ai plăcii, ci se studiază doar efectele asupra rigidității determinate de introducerea nervurilor.

Folosind modelul de element finit verificat anterior pentru placa fără nervuri, distribuția câmpului de deplasare pentru soluția de proiectare propusă este prezentată în Figura 3.16. Câmpul de tensiuni von Mises este prezentat în Figura 3.17.

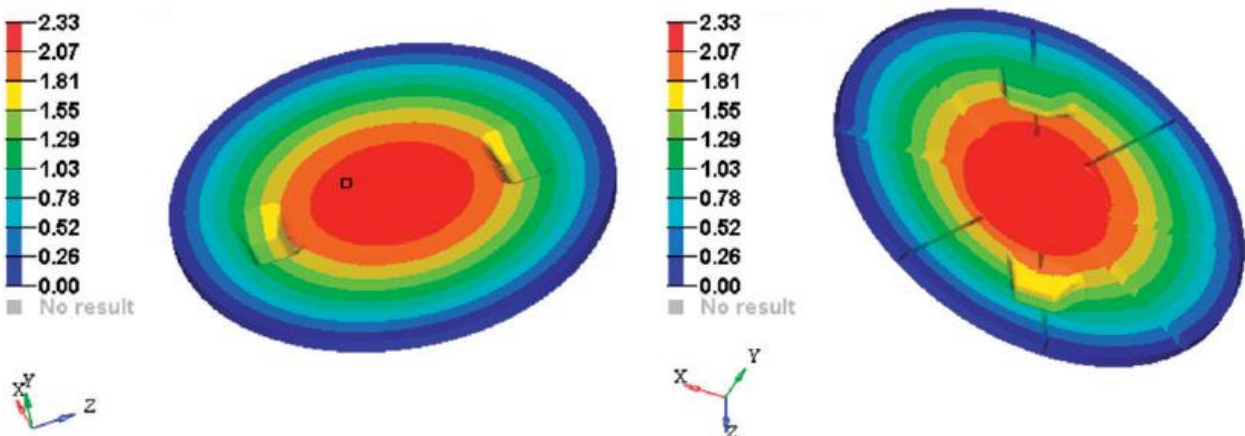
Proprietățile de material ale fiecărui strat din placa compozită stratificată, utilizate la analizele cu element finit sunt prezentate în Tabelul 3.2.

**Tabelul 3.2 - Proprietățile de material pentru straturile plăcii compozite**

OSB		MAT-450		FST	
E [MPa]	$\nu$	E [MPa]	$\nu$	E [MPa]	$\nu$
3843,98	0,3	3782,40	0,4	861,74	0,16



**Figura 3.15 - Distribuția câmpului de deplasări în structura plăcii compozite fără nervuri**

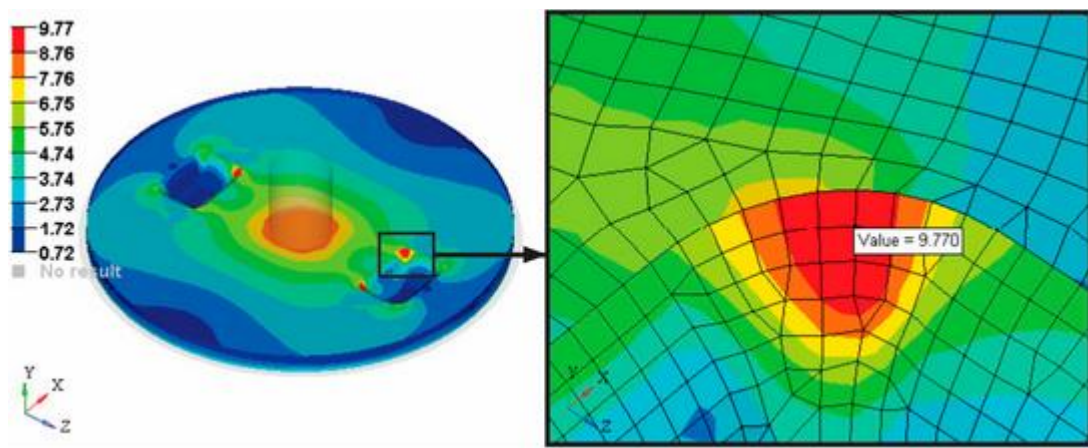


**Figura 3.16 - Distribuția câmpului de deplasări în structura plăcii compozite cu nervuri**

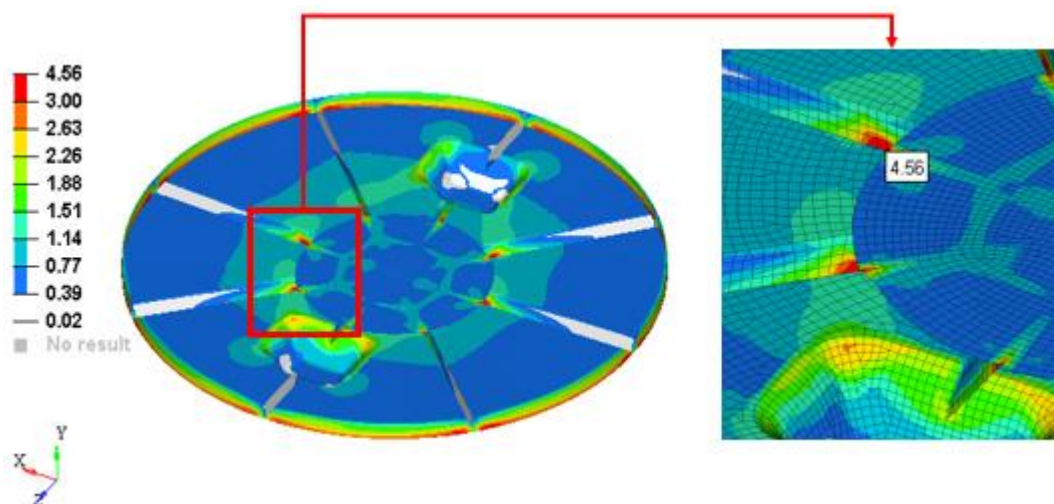
După cum se poate vedea, comparativ cu analiza inițială, varianta cu nervuri aplicate are valori mult mai mici atât pentru deplasări, cât și pentru tensiunile von Mises. Greutatea totală a plăcii compozite cu nervurile aplicate pe interior a înregistrat o creștere de 3% în raport cu varianta fără nervuri. Rezultatele globale obținute pentru tensiuni și deplasări sunt prezentate în Tabelul 3.3.

**Tabelul 3.3 - Rezultatele din analiza FEA**

	Model fără nervuri	Model cu nervuri
Deplasare [mm]	4,42	2,33
Tensiune von Mises [MPa]	9,77	4,56



**Figura 3.17 - Distribuția câmpului de tensiuni în structura plăcii compozite fără nervuri**



**Figura 3.18 - Distribuția câmpului de deplasări în structura plăcii compozite cu nervuri**

### 3.2.4 Analiza de vibrații libere a plăcii compozite circulare

Analiza modurilor proprii de vibrație sau a vibrațiilor libere se efectuează cu scopul determinării caracteristicilor dinamice de bază ale structurii. Rezultatele unei astfel de analize indică frecvențele și formele de vibrație la care o structura tinde să vibreze.

Rezultatele unei analize de moduri proprii de vibrație nu se bazează pe o încărcare specifică, ele putând fi folosite pentru a anticipa efectele aplicării unor sarcini exterioare dinamice variabile. Determinarea pulsațiilor proprii în cazul analizei de vibrații libere s-a efectuat pe modelul FEM prezentat în figura 3.19, iar ecuația ce stă la baza determinării acestora este redată în (3.36).

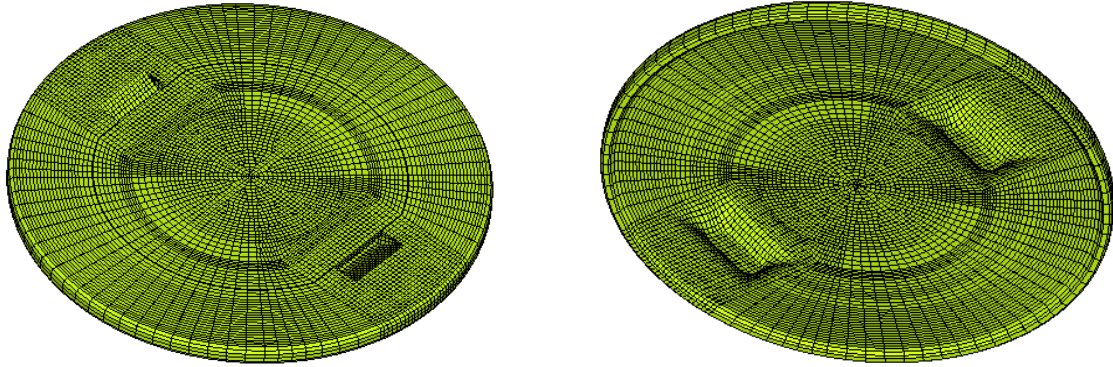


Figura 3.19 – Modelul FEM utilizat la analiza vibrațiilor libere

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (3.36)$$

[K] – matricea de rigiditate globală obținută din însumarea rigidităților tuturor elementelor structurii discretizate,

$\omega$  - pulsația proprie ,

[M] – matricea de masă globală obținută din însumarea matricilor de masă ale elementului.

Pe baza pulsațiilor proprii se vor determina frecvențele proprii de vibrație și vectorii proprii asociați fiecărei pulsații proprii.

$$f_i = \sqrt{\omega_i^2}, \quad ([K] - \omega_i^2 [M])\{D\} = \{0\}, \quad i = 1..n \quad (3.37)$$

Matricea de masă a elementului este dată în (3.38).

$$[M_e] = \int_{V_e} [N]^T [N] \cdot \rho dV = \int_{A_e} [N]^T [N] \cdot \rho \cdot t dA \quad (3.38)$$

$\rho$  - densitatea materialului,

t – grosime element,

[N] – funcția de formă,

A – aria elementului

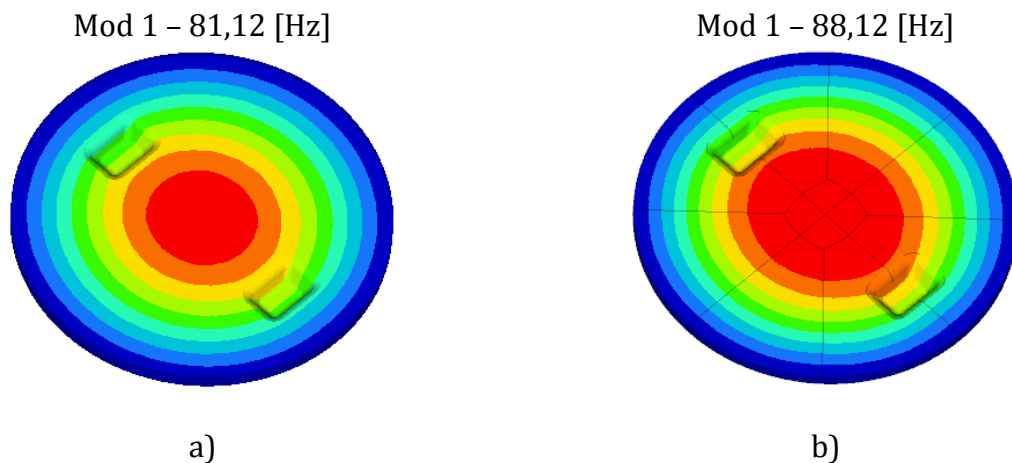
Dacă matricele de mase ale fiecărui element sunt expandate la dimensiunea gradelor de libertate totală a structurii, matricea de masă globală a structurii se determină cu relația:

$$[M] = \sum_{i=1}^n [M_e]_i \quad (3.39)$$

Discretizarea modelului din figura 3.19 s-a făcut cu elemente de tip SHELL cu patru noduri de colț, fiecare nod având șase grade de libertate nodală [CO026], [LIN78]. Acest tip de element este utilizat pe scară largă în aplicații industriale, se bazează pe teoria plăcilor mici și mijlocii și poate fi folosit și în analize cu deformare ridicată. Proprietățile materialului utilizat în analiza elementelor finite sunt determinate în teste de încovoiere anterioare și sunt prezentate în Tabelul 3.2. Coeficientul contracției transversale (Poisson) din tabel a fost adoptat pe baza bibliografiei existente în domeniul materialelor compozite [CRI30]. Pentru a face o comparație a rigidității structurale, s-au efectuat analize de moduri proprii ale plăcii pentru cele două variante de design (fără nervuri și cu nervuri). Intervalul de extracție a frecvenței este de 0-1000 Hz. În Tabelul 3.4 sunt prezentate sub formă comparativă valorile frecvențelor proprii obținute pe cele două soluții constructive analizate. Figurile 3.20 – 3.29 arată forma modurilor proprii obținute pentru primele zece frecvențele proprii.

**Tabelul 3.4 - Frecvențele proprii pentru cele două soluții ale plăcii compozite circulare**

Mod propriu	Configurația inițială	Soluția rigidizată
	Frecvența (Hz)	Frecvența (Hz)
1	81,17	88,18
2	199,46	201,73
3	220,1	220,63
4	353,88	409,94
5	390,55	463,85
6	446,17	515,32
7	545,04	542,08
8	558,81	546,44
9	571,88	583,76
10	591,92	601,81
11	690,08	713,51
12	739,12	756,02
13	761,47	787,78
14	776,23	797,93



**Figura 3.20 -Forma modului propriu 1: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri**

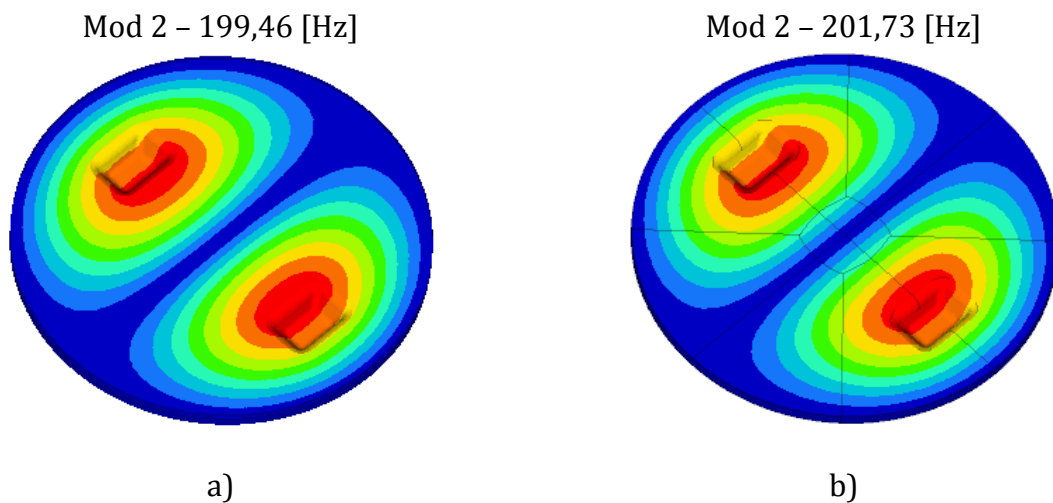


Figura 3.21 – Forma modului propriu 2: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

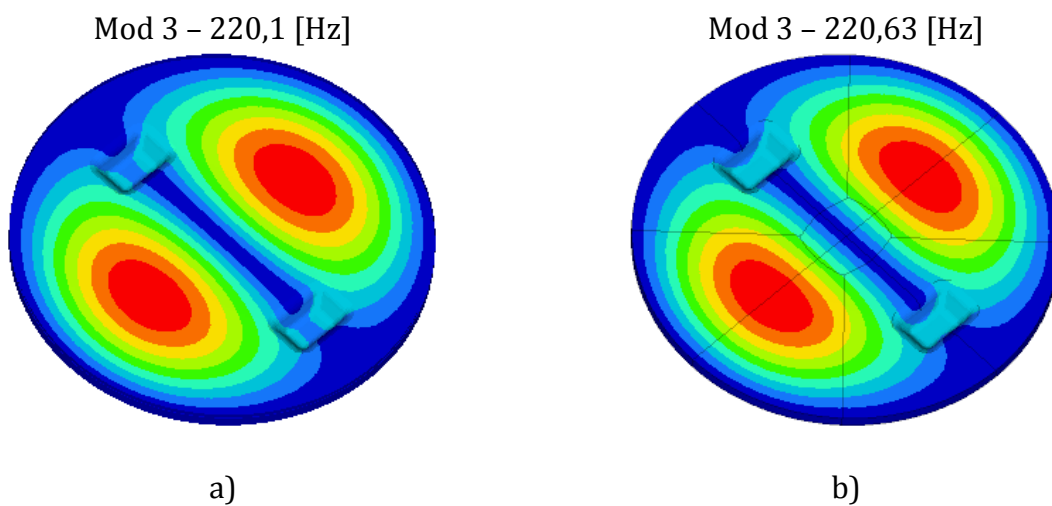


Figura 3.22 – Forma modului propriu 3: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

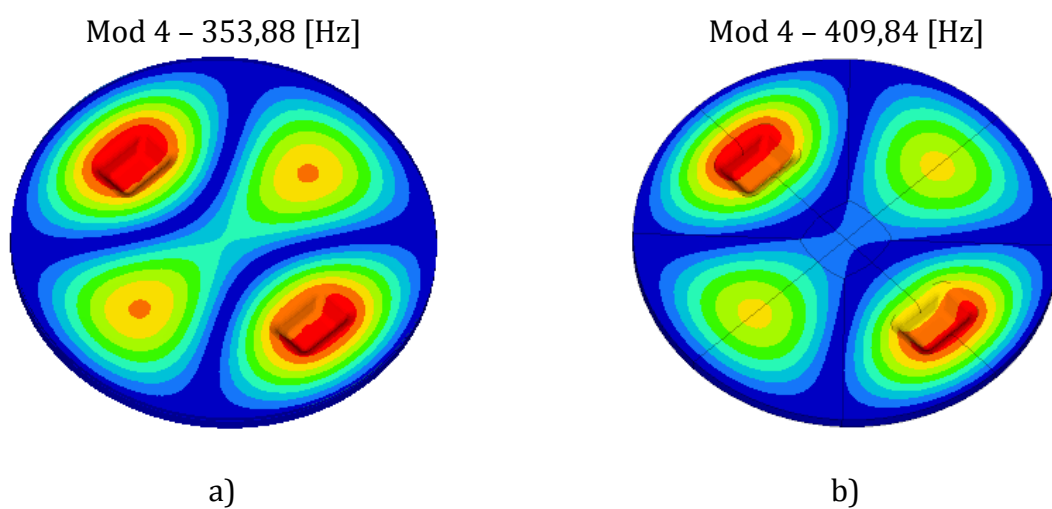


Figura 3.23 – Forma modului propriu 4: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

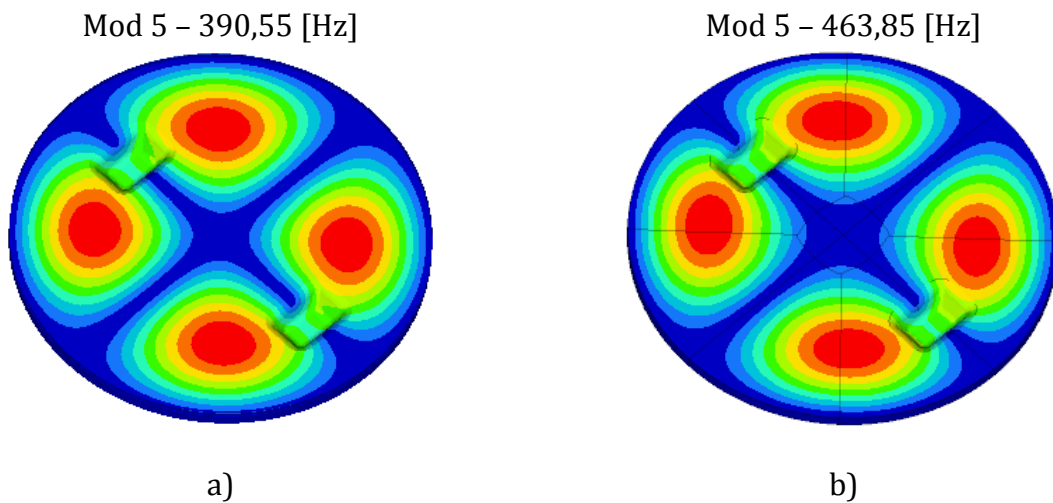


Figura 3.24 – Forma modului propriu 5: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

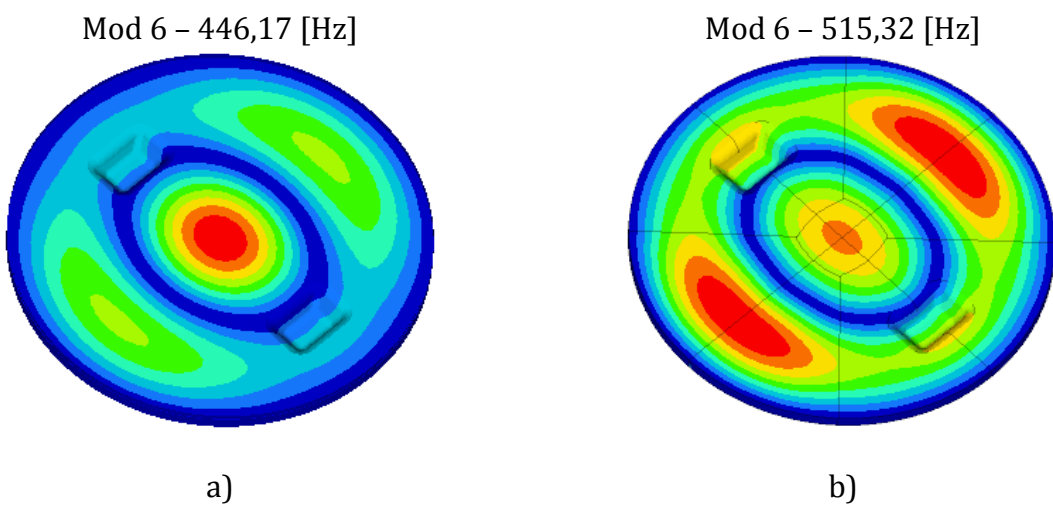


Figura 3.25 – Forma modului propriu 6: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

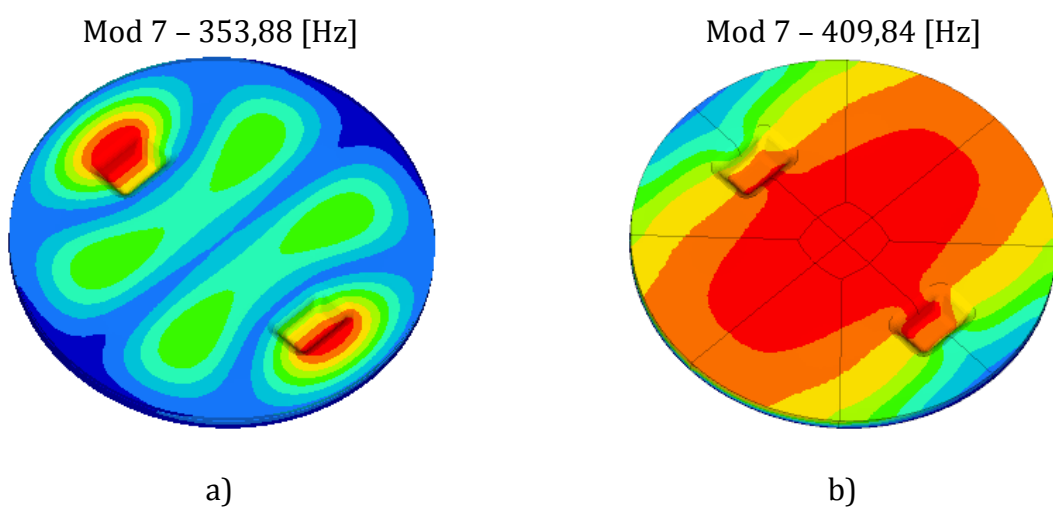


Figura 3.26 – Forma modului propriu 7: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri



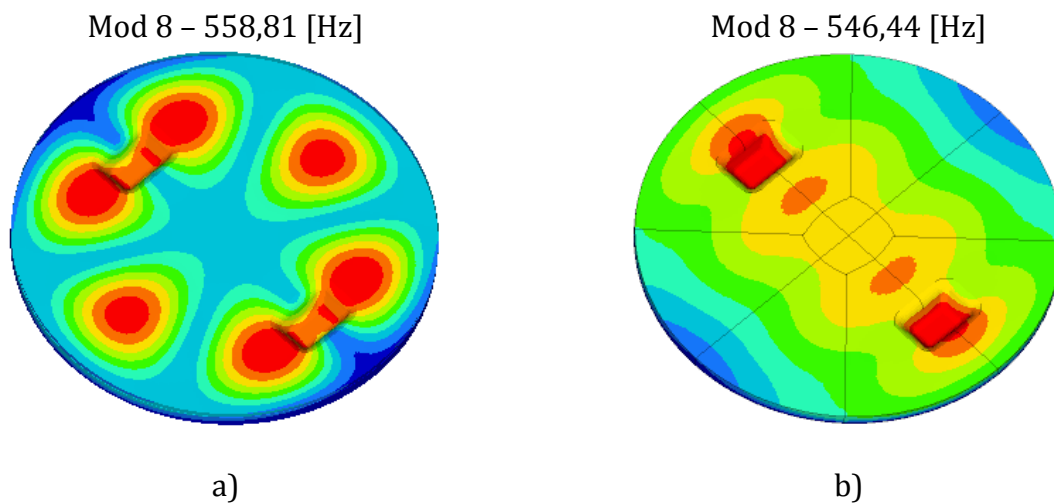


Figura 3.27 – Forma modului propriu 8: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

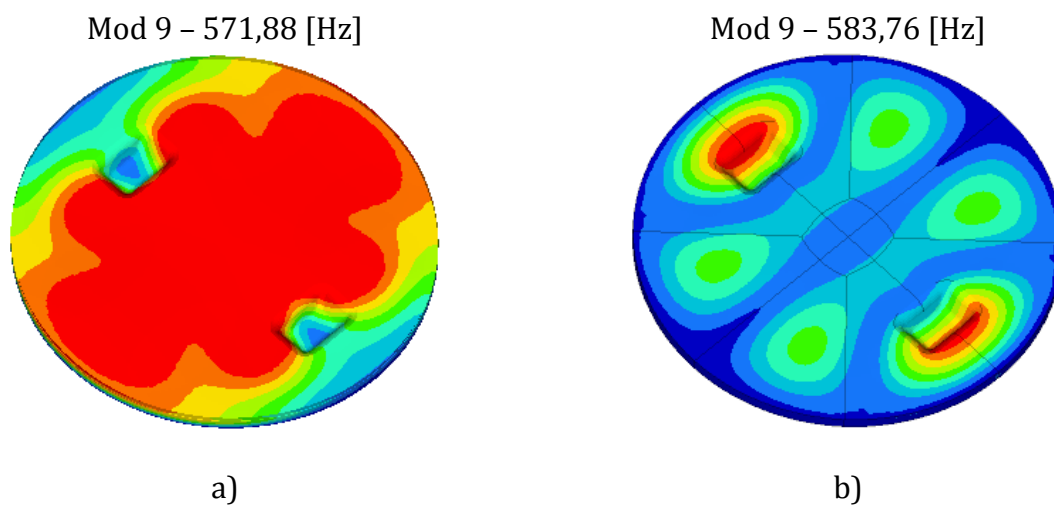


Figura 3.28 – Forma modului propriu 9: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

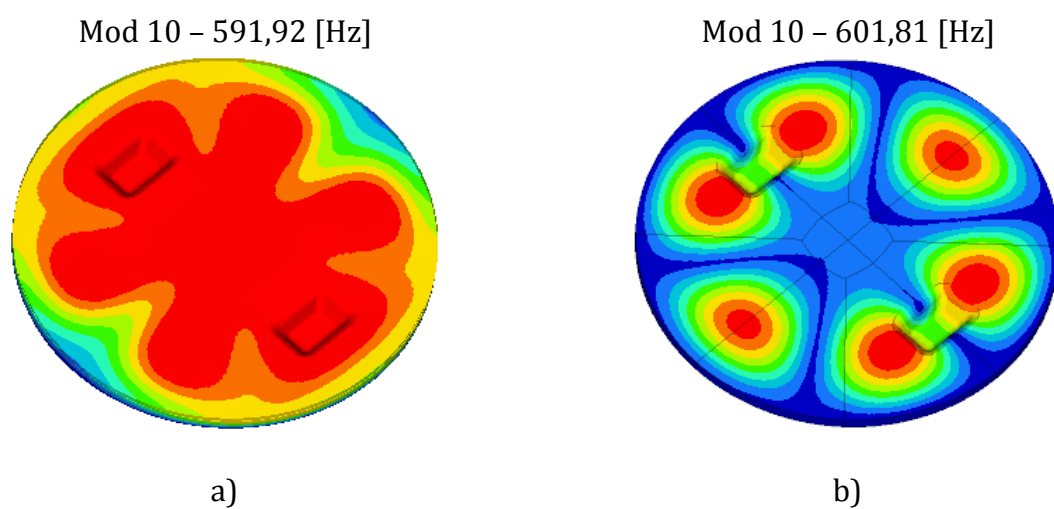


Figura 3.29 – Forma modului propriu 10: a) placă fără nervuri, b) placă cu nervuri

### 3.2.5 Concluzii

Pe baza analizelor comparative efectuate atât pentru soluția inițială a plăcii, cât și pentru cea propusă (cu aplicarea nervurilor inferioare), se poate concluziona că soluția propusă adaugă mai multă rigiditate și rezistență configurației inițiale.

Acest lucru rezultă din cele două tipuri de analize efectuate, și anume în analiza statică; atât valorile deplasării, cât și ale tensiunii von Mises valorile obținute sunt semnificativ mai mici raportat la soluția inițială, iar în analiza modală, unele dintre frecvențele proprii sunt puțin mai mari față de cele obținute pe soluția inițială, în special pe frecvențele mai mari, datorită rigidității crescute.

În concluzie, din analizele FEA efectuate, proiectarea cu nervuri poate fi o soluție care trebuie luată în considerare pentru o posibilă utilizare a acestor tipuri de plăci în domeniul rețelelor stradale cu trafic mediu spre greu.

## **(B-ii). Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei universitare**

### **Cadrul general de dezvoltare al carierei universitare**

Ingineria Mecanică este cheia universal-valabilă spre o multitudine de oportunități de angajare: proiectare-cercetare; laboratoare de testări mecanice; producție; transporturi; servicii (Întreținere utilaje, mentenanță, pregătirea fabricației, etc); vânzări export-import componente auto, organe de asamblare, etc. Totodată este un domeniu orientat spre studiul, proiectarea și modelarea pe calculator:

- a comportării structurilor mecanice (autovehicule, aeronave, construcții, utilaje, echipamente tehnice etc.), alcătuite din cele mai diverse materiale, aflate în diverse condiții de solicitare și mediu;
- a impactului efectelor poluării sonore și a vibrațiilor asupra mediului,
- a celor mai moderne metode de analiză experimentală, măsurări, testări, achiziții de rezultate experimentale.

De asemenea principalele competențe dezvoltate pot fi grupate în:

- deprinderi și abilități referitoare la calculul și proiectarea structurilor mecanice deformabile cu ajutorul programelor de calculator;
- capacitatea de realizare a unor cercetări experimentale a stărilor de tensiune și deformație din piese și structuri mecanice;
- capacitatea de a testa materialele inclusiv materialele compozite și de a interpreta rezultatele încercărilor;
- deprinderi legate de calculul de optimizare a structurilor mecanice;
- capacitatea de a efectua studii legate de efectele poluării sonore și a vibrațiilor asupra mediului (creșterea nivelului de confortabilitate).

În aceste condiții, colectivului de cadre didactice al Departamentului de Inginerie Mecanică îi revine o mare responsabilitate determinată în principal de imperativul dezvoltării pe mai departe a programelor de studii de specialitate și continuării afirmării cu mai multă pregnanță a cercetării științifice în domeniul ingineriei mecanice.

În contextul dezvoltării actuale și de perspectivă a domeniului ingineriei mecanice din România, ne aflăm în fața unei provocări majore. Într-adevăr, după cum bine se cunoaște, pe piața ingineriei mecanice au apărut numeroși operatori privați, care încet dar sigur s-au dezvoltat continuu și, o dată cu aceasta, a crescut nevoia formării de noi generații de specialiști. Al doilea aspect foarte important este legat de acțiunea de privatizare a marilor întreprinderi de stat și pătrunderea pe piața autohtonă a marilor operatori europeni. Toate acestea formează un cadru propice și durabil, în care o carieră universitară în domeniul ingineriei mecanice, bine condusă, se poate dezvolta cu succes.

## **Premisele dezvoltării carierei universitare – realizări anterioare**

Activitatea mea profesională s-a desfășurat în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică a Universității Transilvania din Brașov, Facultatea de Inginerie Mecanică din anul 2002. Am participat la activități diverse, de natură didactică, științifică, de cercetare sau de colaborare cu alte instituții sau firme din domeniul ingineriei mecanice. Am avut ocazia să fac parte din colectivul Departamentului de Inginerie Mecanică, un colectiv dinamic, în care îmi regăsesc foarte multe valori.

În cadrul acestui colectiv îmi propun să îmi organizez cariera viitoare, iar obiectivul pentru care realizez acest plan al dezvoltării universitare este obținerea titlului științific de profesor în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică a Facultății de Inginerie Mecanică, ce conține următoarele discipline: Elasticitate și plasticitate; Rezistența Materialelor; Dinamica structurilor; Sisteme multicorp; Vibrații, etc.

Voi rămâne implicat în activitățile de până acum, dar îmi propun să dezvolt și să extind aceste activități. În această propunere a dezvoltării carierei universitare voi arăta pașii pe care doresc să îi urmez în viitor, având la bază tot ce am obținut în carieră până acum, motiv pentru care descrierea de față cuprinde:

- I. Elementele de succes în cariera mea profesională anterioară**
- II. Dezvoltarea carierei mele universitare viitoare**
- III. Cadrul de construire a carierei mele**

### **I. Elementele de succes în cariera mea profesională anterioară**

#### **I. 1. Studii**

##### ***Studii universitare:***

1993 - 1998 – Universitatea Transilvania din Brașov - Facultatea de Inginerie Mecanică – absolvită cu nota 9,75 la examenul de licență; am obținut Diploma de Inginer

##### ***Studii postuniversitare***

1998 – 1999 – Universitatea Transilvania din Brașov – Facultatea de Inginerie Mecanică – am obținut Diplomă de studii aprofundate cu nota 10.

##### ***Studii doctorale***

2011-2014 – Universitatea Transilvania din Brașov, Facultatea de Inginerie Mecanică – am obținut Diplomă de doctor în științe inginerești

#### **I. 2. Sumar de activitate**

În cadrul **Departamentului de Inginerie Mecanică** a Facultății de Inginerie Mecanică, Universitatea Transilvania din Brașov activez din anul 2002, ocupând gradul didactic de asistent universitar până în anul 2019, apoi am obținut gradul didactic de șef lucrări până în anul 2020, iar în prezent sunt încadrat pe postul de Conferențiar dr. ing.

În calitate de conferențiar am responsabilitate asupra cursurilor, seminarelor și laboratoarelor fiind titularul de curs la licență zi/IFR și licență-master pentru următoarele discipline:

- Rezistența materialelor
- Plăci și Învelișuri
- Sisteme multicorp

Noțiunile însușite la cursurile și seminariile predate asigură, prin exemple edificatoare din domeniul ingineriei mecanice, însușirea cunoștințelor necesare proiectării și calculului sistemelor mecanice utilizate în industrie.

**Relevanța și impactul rezultatelor mele științifice** s-au concretizat în cărțile și articolele publicate. Cărțile publicate au avut drept scop îmbunătățirea activității didactice și profesionale, iar exemplele alese pentru însușirea noțiunilor au vizat și alte domenii din pregătirea studenților ca viitori ingineri, cu precădere domeniul de inginerie mecanică. Acestea dovedesc capacitatea de transpunere în material didactic a elementelor dobândite în cadrul activităților didactice, de cercetare și documentare.

**Competențele didactice** au fost puse în evidență de tehnica de predare care se bazează pe învățarea prin descoperire, prin cooperare, prin problematizare, etc. Noțiunile însușite la cursurile, seminariile și laboratoarele predate, asigură prin exemple edificatoare din domeniul ingineriei mecanice însușirea cunoștințelor necesare proiectării și calculului sistemelor mecanice utilizate în industrie.

În ceea ce privește **capacitatea de transfer a cunoștințelor și rezultatelor către mediul economico - social sau de a populariza propriile rezultate științifice**, am avut în vedere următoarele:

- publicarea de cărți și capitole în edituri recunoscute CNCIS, respectiv Editura Universității Transilvania din Brașov,
- publicarea de articole în jurnale științifice cotate ISI. Am publicat în Journal of Materials: Design and Applications, Journal of Applied Mathematics and Mechanics, Romanian Journal of Physics, Materials, Applied Sciences, Symmetry, etc.
- participare la conferințe naționale și internaționale.

**Capacitatea mea de a lucra în echipă și eficiența colaborărilor științifice** reies din activitățile mele din ultimii ani, precum:

- experiența și capacitatea de a lucra în colective largi: experiența în cadrul unor lucrări de cercetare pe bază de contract, începând cu 2005 și până în prezent, în calitate de colaborator; Direcțiile de cercetare-dezvoltate în cadrul activităților științifice desfășurate acoperă un spectru larg de subiecte din cadrul ingineriei mecanice cu un accent special pe metode de analiză dinamică și mecanica materialelor compozite.

Activitatea de cercetare am desfășurat-o în cadrul mai multor contracte demonstrând astfel **capacitatea de a conduce proiecte de cercetare-dezvoltare**, fiind membru în echipă pentru 3 contracte tip Grant și 1 contract cu terți.

## II. Dezvoltarea carierei universitare

Dezvoltarea în continuare a carierei universitare se va face având ca direcții principale de realizare atât activitatea didactică cât și cea de cercetare. În plus, luând în considerare perspectivele personale în ceea ce privește obținerea atestatului de abilitare, o latură foarte

importantă a evoluției ulterioare a carierei universitare este legată de conducerea de doctorat.

### ***Activitatea didactică***

Activitatea didactică va fi centrată pe dezvoltarea permanentă a procesului de predare pentru a răspunde cerințelor unui învățământ competitiv, corespunzător standardelor de calitate reglementate la nivelul universității și de agențiile de asigurare a calității în învățământul superior, permițând astfel absolvenților specializărilor organizate în cadrul departamentului să dobândească competențele necesare recunoașterii profesionale și integrării pe piața muncii.

### ***Direcții de acțiune:***

- adaptarea la criteriile și standardele de calitate impuse prin reforma învățământului românesc, experiența și practica națională și europeană.
- actualizarea și modernizarea programelor analitice la cursurile predate pentru asigurarea concordanței dintre conținutul acestora și misiunea specializării, competențele prevăzute, precum și adaptarea la tendințele dinamice ale societății actuale;
- implementarea și dezvoltarea tehnologiilor moderne de predare și învățare în scopul asigurării unei pregătiri profesionale corespunzătoare realităților practice; promovarea metodelor de analiză, metodologiilor de cercetare, modelelor de organizare a activității cu participarea în mod creativ la activitățile didactice; aplicarea metodele de predare bazate pe tehnologia informației;
- modernizarea și dotarea laboratoarelor pentru extinderea activităților practice la disciplinele predate;
- asigurarea corespunzătoare a materialului didactic (manuale, note de curs, îndrumare de laborator și de proiectare) pentru fiecare disciplină predată;
- stimularea și sprijinirea cercetării științifice studențești;
- analiza și autoevaluarea periodică a activității didactice.

### ***Activitatea de cercetare***

Dezvoltarea activității de cercetare se axează, ca și până acum, pe participarea la evenimente de specialitate internaționale și naționale, prin publicarea și diseminarea rezultatelor de cercetare și prin colaborarea și dezvoltarea a noi metode și rezultate în domeniu proiectelor de cercetare.

Mai concret, pentru a crește relevanța și impactul lucrărilor mele științifice îmi propun următoarele:

- Publicarea unui minim de două (2) articole pe an în reviste științifice indexate Thomson Reuters în domeniul ingineriei mecanice, în special în reviste ce au ca factor de influență minim 0,5.
- Publicarea unui minim de două (2) articole, pe an, indexate în alte baze de date decât Thomson Reuters, dar recunoscute de CNATDCU.
- Voi urmări participarea la conferințe, cu precădere de nivel internațional, desfășurate atât în țară, cât și în străinătate (minim 2 pe an). Participarea la conferințe asigură, pe lângă diseminarea rezultatelor, posibilitatea de a face schimb de experiență și informație cu alte

instituții din domeniu, lucruri ce pot duce nu numai la dezvoltarea mea ca cercetător, dar și la creșterea prestigiului departamentului (respectiv al facultății, și al universității) în domeniu.

- Participarea la rețele de cercetare naționale și internaționale.
- Publicarea unor cărți de specialitate, cu precădere în edituri din străinătate sau în edituri naționale recunoscute CNCSIS și CNATDCU.
- Obținerea *atestatul de abilitare* în următorii 1 ani.
- Continuarea direcțiilor de cercetare actuale, firul comun fiind interacțiunea dintre teoriile matematice și problemele ingineresti reale din domeniul ingineriei mecanice.

Direcțiile de cercetare viitoare vor viza următoarele domenii:

1. *Rezistența Materialelor în inginerie*; metode analitice de calcul cu posibilitate de integrare în software-uri CAD și FEA
2. Simularea sistemelor mecanice prin utilizarea metodei elementului finit
3. Mecanică analitică – sisteme multi-corp;
4. Mecanica materialelor compozite;
5. Vibrațiile sistemelor.

### ***Corelarea activității de cercetare cu cea educațională***

Rezultatele cercetărilor viitoare se vor regăsi în cărțile și articolele pe care le voi publica, precum și în cadrul proiectelor de cercetare pe care le voi coordona. În cadrul proiectelor viitoare voi încuraja masteranzii să participe la activitatea de cercetare și la diseminarea rezultatelor prin participarea acestora la diverse conferințe și simpozioane.

Mă voi implica activ pentru realizarea unei minibiblioteci de specialitate la nivelul departamentului, mai exact realizarea unei baze de date, care să cuprindă cărți și reviste de specialitate aflate în posesia membrilor departamentului, pe care să le poată utiliza oricine are nevoie de informațiile ce le conțin.

### **III.Cadrul de construire a carierei**

Cadrul prin care îmi propun construirea carierei se bazează pe un set de valori: feedback, transparență, deschidere la nou, comunicare, lucru în echipă, colaborări cu mediu socio-economic pe baza atragerii unor contracte în cadrul universității. Mă bazez pe susținerea acestor valori din partea colectivului Departamentului de Inginerie Mecanică și pe promovarea lor în rândul colaboratorilor. Consider că dezvoltarea domeniului de inginerie mecanică, a domeniilor conexe, a carierei mele și a colaboratorilor sunt dependente de respectarea și susținerea acestor valori.

Îmi doresc să construiesc o carieră academică și o reputație profesională excelentă, care să asigure succesul și o vizibilitate crescută a Departamentului de Inginerie Mecanică, și în acest mod a Facultății de Inginerie Mecanică din cadrul Universității Transilvania Brașov. Instrumentele utilizate în îndeplinirea planului de dezvoltare vor fi atât menținerea și creșterea standardelor de excelență academică și profesională, cât și colaborarea nemijlocită cu colegii – cadre didactice și studenții.

## **(B-iii). Bibliografie**

- [AKB01] Akbarov SD and Rzayev OG. On the delamination of a viscoelastic composite circular plate. *Int Appl Mech* 2003; 39: 368–374.
- [ALI02] Alipour MM. Transient forced vibration response analysis of heterogeneous sandwich circular plates under viscoelastic boundary support. *Arch Civil Mech Eng* 2018; 18: 12–31.
- [AME03] Amer Hassan & Shilpa Pal, “Performance Analysis of Base Isolation & Fixed,” pp. 1–5, 2017.
- [AMI04] Amini F., Hazaveh N. K., Rad A. A. Wavelet PSO-based LQR algorithm for optimal structural control using active tuned mass dampers. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, Vol. 28, Issue 7, 2013, p. 542-557
- [ARN05] Arnold, C., *Seismic Design & Devices for Detaching Building from the Ground*. ARCHITECTURE-The AIA Journal, 1987
- [ATH06] Athanasios A. Markou, Nicholas D. Oliveto, Anastasia Athanasiou. *Modeling of High Damping Rubber Bearings, Dynamic Response of Infrastructure to Environmentally Induced Loads* pp 115-138, Springer, 2017.
- [BAK07] S. V. Bakre and R. S. Jangid, Optimum parameters of tuned mass damper for damped main system, *Struct. Contr. Health Monitoring* 14(2006) 448–470
- [BAN08] P. Banerji, M. Murandi, A. Shah and N. Popplewell, Tuned liquid dampers for controlling earthquake response of structures, *Earthq. Eng. Struct. Dynam.* 29, 2000.
- [BAR09] Barbero, E., J. – *Introduction to composite material design*, CRC Publisher, USA, 1998.
- [BEA10] C. F. Beards BSc, PhD, CEng, MRAS, MIOA, *Engineering Vibration Analysis with Application to Control Systems*, 1995.
- [BIH11] J. S. Bihalowicz, The mini ELITPC: Reconstruction and identification of charged particles tracks during beam tests at IFIN-HH, 2017 IEEE Proceedings of International Young Scientists Forum on Applied Physics and Engineering (YSF) (IEEE, 2017), pp. 259–262.
- [BLA12] Blajer W., Kołodziejczyk K., 2011, Improved DAE formulation for inverse dynamics simulation of cranes, *Multibody Syst Dyn* 25: 131–143, 2011.
- [BRA13] Bratu, P., Stuparu, A., Popa, S., Iacob, N., Voicu, O., The assessment of the dynamic response to seismic excitation for constructions equipped with base isolation systems according to the Newton-Voigt-Kelvin model. *Acta Technical Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering* Vol. 60, Issue IV, November, 2017, p.459.



- [BRU14] Bruller O, Katouzian Mand Vlase S. Some results on the nonlinear viscoelastic behaviour of fiber reinforced composite. In: Gomes JFS, Branco FB, DeBrito FM et al.(eds) Recent advances in experimental mechanics. Lisbon, 1994, pp.1025–1029.
- [BUZ15] Gh. Buzdugan, L. Fetcu, M. Rade;, *Vibrații Mecanice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [CAR16] Carotti, A., Turci, E., A tuning criterion for the inertial tuned damper. Design using phasors in the Argand–Gauss plane. *Applied Mathematical Modelling*, 23(3), 199–217, 1999.
- [CHA17] Chakraborty, S., Debbarma, R., Marano. , 2012 “Performance of tuned liquid column dampers considering maximum liquid motion in seismic vibration control,” *Journal of sound and vibration* 331, 1519-1531
- [CHE18] Cheng, F.Y., Jiang, H. și Lou, K., *Smart Structures Innovative Systems for Seismic Response Control*, Taylor& Francis Group, LLC, 2008, ISBN: 9781420008173.
- [CHI19] Chiodi, M.; Kaechele, A.; Bargende, M.;Wichelhaus, D.; Poetsch, C. Development of an innovative combustion process: Spark- assisted compression ignition. *SAE Int. J. Engines* 2017, 10, 5.
- [CIU20] Ciuncanu, M., Chiroiu, V., On the post-earthquake damage detection of structures. *Ro. J. Techn. Sci. - Appl. Mechanics*, Vol. 61, No 3, pp. 189 – 205, Bucharest, 2016.
- [CIV21] Civalek O. Buckling analysis of composite panels and shells with different material properties by discrete singular convolution (DSC) method. *Compos Struct* 2017; 161: 93–110.
- [CLA22] Claeys, C. C., Pluymers, B., Sas, P., Desmet, W., Design of a resonant metamaterial based acoustic enclosure, *Proceedings of ISMA2014*, 3351–3358, 2014.
- [CLA23] A. J. Clark, Multiple tuned mass dampers for reducing earthquake-induced building motion, in *Proc. 9th World Conf. Earthquake Engineering*, Tokyo, Japan, Vol. 5 (1988), pp. 779–784.
- [CLO24] Clough, R.W., The finite element method in plane stress analysis, In *proceeding of and ASCE Conference of Electronic Computation*, Pittsburgh, 1960.
- [CON25] Conner, J.J., *Introduction to Structural Motion Control*. Pearson Education Inc., 2003
- [COO26] Cook RD. *Finite element modeling for stress analysis*. New York: Wiley, 1995.
- [COU27] Courant, R., Variational methods for the solution problems of equilibrium and vibrations, *Bulletin of the American Mathematical Society*, Vol. 49, 1943
- [CRA28] Craig, Roy and Bampton, Mervyn. "Coupling of Substructures for Dynamic Analyses." *AIAA Journal*, Vol. 6, No.7, July 1968, pp. 1313-1319

- [CRI29] Cristescu, N., *Mecanica materialelor compozite*, Vol.1, Universitatea București, 1983
- [CRI30] Cristescu ND, Crăciun EM and Soos E. *Mechanics of elastic composites*. London: Chapman & Hall CRC, 2004.
- [CRI31] Cristian Mojolic, *Analiza și optimizarea conceptuală a structurilor cu deschidere mare utilizând soluții de izolare seismică*, Teză de doctorat, 2016
- [CWI32] M. Cwiok et al., “A TPC detector for studying photo-nuclear reactions at astrophysical energies with gamma-ray beams at ELI-NP,” *Acta Phys. Pol.*, B 49(3), 509–514 (2018).
- [DAL33] J. D'Alembert. *Traité de Dynamique*. David, Paris, 1743,
- [DEB34] Debbarma, R., Chakraborty, S., Ghosh, S., 2010, “Unconditional reliability based design of tuned liquid column dampers under stochastic earthquake load considering system parameters uncertainties,” *Journal of Earthquake Engineering*, 14,970-988.
- [DEG35] DeGooijer, L.H. A Reciprocating Piston Mechanism and a Method of Increasing Internal egr in an Internal Combustion Engine. U.S. Patent No. WO2009100759A1, 20 August 2009
- [DEG36] DeGooijer, L.H. A Reciprocating Piston Mechanism. U.S. Patent No. WO2011006537A1, 20 January 2011.
- [DEN37] J. P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations* (McGraw-Hill, New York, 1947),
- [DEU38] Deutch, *Rezistența Materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1979
- [DON39] Dong CY. Three-dimensional free vibration analysis of functionally graded annular plates using the Chebyshev–Ritz method. *Mater Des* 2008; 29: 1518–1525.
- [DOU40] Douglas, Th., *Structural Dynamics and Vibrations in Practice: An Engineering Handbook*, CRC Press, 2012.
- [DOU41] Douglas Thorby, *Structural Dynamics and Vibration in Practice, An Engineer Handbook*, 2008
- [DRA42] Drangel, H.; Reinmann, R.; Olofsson, E. The Variable Compression (Svc) and the Combustion Control (Scc)—Two Ways to Improve Fuel Economy and Still Comply with World-Wide Emission Requirements; SAE Technical Paper 2002-01-0996; SAE Int.: Warrendale, PA, USA, 2002.
- [DUC43] Duchemin, M.; Collee, V. Profile optimization of the teeth of the double rack-and-pinion gear mechanism in the MCE-5 VCRI engine. *SAE Int. J. Engines* 2016, 9, 1786–1794.
- [EUL44] L. Euler. *Nova methodus motum corporum rigidorum determinandi*. *Novi Commentarii academiae scientiarum imperialis Petropolitanae*, 20, 1776.

- [FRA45] H. Frahm, Device for damping vibration of bodies, US Patent No. 989-958, 1911.
- [GAY46] Gay, D., Matériaux composites, Editions Hermes, Paris, 1991
- [GEN47] Geng, Z.; Haynes, L.S., 6-Degree of Freedom Active Vibration Isolation using a Stewart Platform Mechanism. *Journal of Robotic Systems*, 1993, Vol. 10, Issue: 5, pp.725-744, DOI: 10.1002/rob.4620100510
- [GER48] Gerstmayr, J., Schöberl, J., A 3D Finite Element Method for Flexible Multibody Systems, *Multibody System Dynamics*, Volume 15, Number 4, 305-320, 2006
- [GHE49] Gheorghiu, H., Hadăr, A., Constantin, N., Analiza structurilor din materiale izotrope și anizotrope, Editura Printech, București, 1998
- [GIL50] Gillich, G.-R., Praisach, Z.-I., Iavornic, C.M., Reliable method to detect and assess damages in beams based on frequency changes. *ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. pp. 129-137, 2012.
- [HAB51] Habs, D.; Tajima, T.; Zamfir, V. Extreme Light Infrastructure-Nuclear Physics (ELI-NP): New Horizons for Photon Physics in Europe. *Nucl. Phys. News* 2011, 21, 23-29.
- [HAD52] Hadăr, A., Structuri din compozite stratificate, Editura Academiei și Editura AGIR, București, 2002
- [HAD53] Hadăr, A., Probleme locale la materiale compozite, Teză de doctorat, U.P.B., 1997
- [HAN54] Han, P.; Wang, T.; Wang, D.H., Modeling and Control of a Stewart Platform Based Six-Axis Hybrid Vibration Isolation System. *WORLD CONGRESS ON INTELLIGENT CONTROL AND AUTOMATION*, 2008, VOLS 1-23, pp. 1613-1619, DOI: 10.1109/WCICA.2008.459316
- [HAR55] Hartog, J.P., *Advanced Strength of Materials*, Dover Publications, 1987.
- [HOS56] Hosamani, B.R.; Kattib, V.V. Experimental analysis of combustion characteristics of CI DI VCR engine using mixture of two biodiesel blend with diesel. *Eng. Sci. Technol. Int. J.* 2018, 21, 769-777.
- [IBR57] Ibrahimbegović, A., Mamouri, S., Taylor, R.L., Chen, A.J., Finite Element Method in Dynamics of Flexible Multibody Systems, *Multibody System Dynamics*, Volume 4, Numbers 2-3, 195-223, 2000
- [ISA58] Isaac Newton. *Philosophiae Naturalis Principia Mathematica*. Royal Society, London, 1687.
- [ITU59] Itu Călin, Materiale compozite stratificate în ingineria mecanică, Editura Universității "Transilvania" Brașov, 2015

- [ITU60] Itu Călin, Contribuții privind îmbunătățirea plăcilor circulare realizate din materiale compozite stratificate – Teză de doctorat, Brașov 2014
- [ITU61] C. Itu, A. Öchsner, S. Vlase, MI , Improved rigidity of composite circular plates through radial ribs. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications. doi.org/10.1177/1464420718768049, online: April 16, (2018).
- [ITU62] Călin Itu, Rezistența Materialelor în Inginerie Mecanică – Suport de curs, Editura Universității Transilvania, Brașov, 2019
- [JAN63] R. S. Jangid, Dynamic characteristics of structures with multiple tuned mass dampers, Struct. Eng. Mech.3(1995) 497–509.
- [JIA64] Jiang, M.; Rui, X.T.; Zhu, W.; Yang, F.F.; Zhang, Y.N., Optimal design of 6-DOF vibration isolation platform based on transfer matrix method for multibody systems. ACTA MECHANICA SINICA, DOI: 10.1007/s10409-020-01004-8, Early Access: OCT 2020
- [JIG65] Jiga, G., Constantin, N., Hadăr, A., N. Goga, Numerical Calculus of Biaxial Loaded Laminates, Ediția I-a a Conferinței Naționale “Optimizarea proiectării și tehnologiilor de prelucrare în construcția de mașini”, Academia Română Filiala Iași, Bacău, 1995, pag. 26-30
- [JOS66] Joshi, M.P.; Aparna, V.K. Variable Compression Ratio (VCR) Engine - A review of future power plant for automobile. IJMERE 2012, 2, 1159–1168.
- [KAR67] A. Kareem and S. Kline, Performance of multiple mass dampers under random loading, J. Struct. Eng. ASCE121(2) (1995) 348–361
- [KAR68] A. Kareem, The next generation of tuned liquid dampers, in Proc. 1st World Conf. Structural Control, Los Angeles (1994), pp. 19–28.
- [KAR69] Kareem, A., Kijewski, T., and Tamura, Y., Mitigation of Motion of Tall Buildings with Specific Examples of Recent Applications, Wind and Structures, 2(3), 2007. pp.201-251
- [KHU70] Khulief, Y.A., On the finite element dynamic analysis of flexible mechanisms. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 97, Issue 1, Pages 23–32,1992.
- [KLE71] Kleeberg, H.; Tomazic, D.; Dohmen, J.; Wittek, K.; Balazs, A. Increasing Efficiency in Gasoline Powertrains with a Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System. SAE 2013 World Congress & Exhibition, RWTH Aachen University; SAE Technical Paper, Article 2013-01-0288; SAE Int.: Warrendale, PA, USA; Aachen, Germany, 2013
- [KOJ72] Kojima, S.; Kiga, S.; Moteki, K.; Takahashi, E.; Matsuoka, K. Development of a New 2L Gasoline VC-Turbo Engine with the World’s First Variable Compression Ratio Technology. SAE Tech. Pap. 2018.

- [KUS73] Kushwaha, M.; Gupta, S.; Kelly, P.; Rahnejat, H. Elasto-multi-body dynamics of a multicylinder internal combustion engine. Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multibody Dyn. 2002, 216, 281–293.
- [LAG24] J.-L. Lagrange. Mécanique Analitique. L'Académie Royal des Sciences, Paris, 1788.
- [LEE75] C. L. Lee, Y.-T. Chen, L.-L. Chung and Y.-P. Wang, Optimal design theories and applications of tuned mass dampers, Eng. Struct.28(2006) 43–53
- [LEE76] S. Lee, E. C. Park, K. W. Min, S. H. Lee, L. Chung and J. H. Park, Real-time hybrid shaking table testing method for the performance evaluation of a tuned liquid damper controlling seismic response of building structures, J. Sound Vib. 302, 2007, 596–612,
- [LiD77] Li DH and Zhang F. Full extended layerwise method for the simulation of laminated composite plates and shells. Comput Struct 2017; 187: 101–113.
- [LIN78] Link M. Finite Elemente in der statik und dynamic. 3 Auflage. Stuttgart: Teubner, 2002.
- [LIU79] Liu, L.; Wang, B.L., Development of Stewart platforms for active vibration isolation and precision pointing. International Conference on Smart Materials and Nanotechnology in Engineering, PTS 1-3, Book Series: Proceedings of SPIE, 2020, Volume: 6423, Part: 1-3, Article Number: 642347, DOI: 10.1117/12.779866
- [LOU80] Louvigny, Y.; Duysinx, P. Advanced engine dynamics using MBS: Application to twin-cylinder boxer engines. In Proceedings of the 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics, Lappeenranta, Finland, 25–27 May 2010.
- [LUF81] R. W. Luft, Optimal tuned mass dampers for buildings, J. Struct. Div. ASCE.105, 1979,
- [MAN82] Mangeron, D., Goia, I., Vlase, S., Symmetrical Branched Systems Vibrations. Scientific Memoirs of the Romanian Academy, Bucharest, Serie IV, Tom XII, Nr.1, 1991, p.232-236.
- [MAR83] Marin M. Weak solutions in elasticity of dipolar porous materials. Math Prob Eng 2008; 2008(Art. no. 158908): 1–8.
- [MAR84] Marin M and Baleanu D. On vibrations in thermoelasticity without energy dissipation for micropolar bodies. Bound Value Prob 2016; 2016(Art. no. 111): 1–19.
- [MAR85] Marin M., On weak solutions in elasticity of dipolar bodies with voids, J. Comp. Appl. Math., vol. 82 (1-2), 291-297, 1997
- [MAR86] Marin, M., Some basic theorems in elastostatics of micropolar materials with voids, Journal of Computational and Applied Mathematics, 70(1), 115-126, 1996

- [MAT87] C. Matei, D. Balabanski, D. M. Filipescu, and O. Tesileanu, "Photodisintegration reactions for nuclear astrophysics studies at ELI-NP," in Nuclear Physics in Astrophysics Conference (NPA VII), J. Phys.: Conf. Ser. 940, 012025 (2018)
- [MCN88] R. J. McNamara, Tuned mass dampers for buildings, J. Struct. Div. ASCE103, 1977
- [MEI89] Meirovitch, L., Principles and Techniques of Vibrations. Pearson (1996)
- [MEL90] Melkumyan, M., New application of roof isolation system in the form of an isolated upper slab for seismic protection of an existing 12-story office building, Civil Engineering and Urban Planning: An International Journal, vol.1, no.1, 2014, p.35-48.
- [MIL91] Milojević, S.; Pešić, R. Determination of Combustion Process Model Parameters in Diesel Engine with Variable Compression Ratio. J. Combust. 2018, 8, 212–218.
- [MIS92] Mishra, R.K.; Soota, T.; Singh, R. Effect of Variable Compression Ratio on Performance of a Diesel Engine Fueled with Karanja Biodiesel and its Blends. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 2017, 225, 012064.
- [MOC93] Mociran, H., Contribuții privind evaluarea performanțelor seismice ale structurilor echipate cu amortizori cu fluid vâscos - Teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2010.
- [MOD94] Modrea A, Vlase S, Calin MR, et al. The influence of dimensional and structural shifts of the elastic constant values in cylinder fiber composites. J Optoelectronics Adv Mater 2013; 15: 278–283.
- [MOD95] Modrea A, Vlase S, Teodorescu-Draghicescu H, et al. Properties of advanced new materials used in automotive engineering. Optoelectron Adv Mater – Rapid Commun 2013; 7: 452–455.
- [MON96] G. Mondal and S. K. Jain, "Design of non-structural elements for buildings: A review of codal provisions," Indian Concr. J., vol. 79, no. 8, pp. 22–28, 2005
- [NAE97] Naeim, F. și Kelly, J.M., Design of Seismic Isolated Structures-From Theory to Practice, John Wiley & Sons, 1999, ISBN: 0-471-14921-7
- [NAK98] Nakamura, H. A Low Vibration Engine with Unique Counter-Balance Shafts. SAE Trans. 1976, 85, 397–412.
- [NAK99] Nakata, K.; Nogawa, S.; Takahashi, D.; Kumagai, A.; Suzuki, T. Engine technologies for achieving 45% thermal efficiency of S.I. engine. SAE Int. J. Engines 2016, 9, 1
- [NAY100] Nayyar, A.; Sharma, D.; Soni, S.L.; Mathur, A. Experimental investigation of performance and emissions of a VCR diesel engine fuelled with n-butanol diesel blends under varying engine parameters. Environ. Sci. Pollut. Res. Int. 2017, 24, 20315–20329.

- [NEG101] Negrean, I., New Formulations in Analytical Dynamics of Systems, published in Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics and Engineering, Vol. 60, Issue I, ISSN 1221-5872, pp. 49-56, 2017
- [NEG102] Negrean I., Advanced Notions in Analytical Dynamics of Systems, published in Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics, Mechanics and Engineering, Vol. 60, Issue IV, ISSN 1221-5872, pp. 491- 502, 2017
- [NEU103] Neubert, V.H., Design of Damping and Control Matrices by Modification of Eigenvalues and Eigenvectors, Shock and Vibration, Volume 1, Issue 4, Pages 317-329, 1994.
- [NOB104] Nobari, A.S., Ewins, D.J., On the Effectiveness of Using Only Eigenvalues in Structural Model Updating Problems, Shock and Vibration, Volume 1, Issue 4, Pages 339-348, 1994.
- [OLI105] F. d. S. Oliveira, A. Gomez, S. M. Avila, J. Brito, Design criteria for a pendulum absorber to control high building vibrations, International Journal of Innovations in Material Science and Engineering (IMSE) 1 (2014) 82–89.
- [OSC106] Oschsner A. Computational statics and dynamics: an introduction based on the finite element method. Singapore: Springer, 2016, p.485.
- [OSC107] Oschsner AM and Oschsner M. The finite element analysis program MSC Marc/Mentat. Singapore: Springer, 2016, p.136.
- [PES108] Pesic, R.; Milojevic, S. Efficiency and ecological characteristics of a VCR diesel engine. Int. J. Automot. Technol. 2013, 14, 675–681.
- [PET109] PETRICI Andrei Victor, RADU N. Gheorghe, Studies on the behavior of the towbars in static applications. Part. 1 – Theoretical studies, SIAR-SMAT 2014, Craiova;
- [PET110] PETRICI Andrei Victor, RADU N. Gheorghe, ITU Călin, Theoretical studies (FEA) and experimental determinations used at a towing assembly, OPROTEH 2016 – Bacău, eMECH 2016 – Braşov, SIAR-SMAT 2016 - Braşov;
- [PIS111] Pischinger, S.; Wittek, K.; Tiemann, C. Two-stage Variable Compression Ratio with Eccentric Piston Pin MTZ worldwide. Springer Automot. Media 2009, 70, 20–27.
- [PRA112] Prakasha T and Ganapathi M. Asymmetric flexural vibration and thermoelastic stability of FGM circular plates using finite element method. Compos B: Eng 2006; 37: 642–649.
- [PRA113] Praisach,Z.-I., Gillich,G.-R., Birdeanu,D.E., Considerations on natural frequency changes in damaged cantilever beams using FEM. International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology, International Conference on Geography and Geology-Proceedings. pp. 214-219, 2010.

- [PRO114] Provatidis ChG. B-splines collocation for plate bending eigenanalysis. *J Mech Mater Struct* 2017; 12: 353–371.
- [PRZ115] Przemieniecki, J.S., *Theory of matrix structural analysis*, Mc-Graw Hill, Book Company, New York, 1968
- [PUR116] A. Purushotham and J. Anjeneyulu. Kane's method for robotic arm dynamics: a novel approach. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 6(4): 7\_13, 2013.
- [RAD117] RADU N. Gheorghe, PETRICI Andrei Victor, *Finite Element Method and experimental determinations in study of autovehicles towbars*, ARMR 2014, Ploiești;
- [RAD118] Rades, M., *Mechanical Vibrations*, II. Ed. PRINTECH, 2010
- [RAH119] Rahnejat, H.; Rothberg, S. *Multi-Body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques—III*; Professional Engineering Publications: London, UK, 2004; 544p.
- [RAO120] Rao, V.D.N.; German, D.J.; Vrsek, G.A.; Chottiner, J.E.; Madin, M.M. Variable Compression Ratio Pistons and Connecting Rods. U.S. Patent 6,568,357 B1, 18 October 2000.
- [RIC121] Richard E. Christenson, Billie F. Spencer, *Semiactive control of civil structures for natural hazard mitigation: analytical and experimental studies*, 2001
- [RYO122] Ryosuke, H. Variable compression ratio Internal combustion engine. U.S. Patent 8,881,695 B2, filed April 3, 2013, and issued November 11, 2014.
- [SAD123] F. Sadek, B. Mohraz and H. S. Lew, Single and multiple - tuned liquid column dampers for seismic applications, *Earthq. Eng. Struct. Dynam.* 27 (1998) 439–463.
- [SAK124] F. Sakai, S. Takaeda and T. Tamaki, Tuned liquid column dampers — A new type device for suppression of building vibrations, in *Proc. Int. Conf. Highrise Buildings, China*, Vol. 2 (1989), pp. 926–931
- [SCH125] W. Schiehlen. *Multibody system dynamics: Roots and perspectives*. *Multibody System Dynamics*, 1(2):149\_188, 1997.
- [SCH126] Schedel, R. A Breakthrough in Technology? *Auto Technol.* 2001, 1, 26–27.
- [SCH127] Schiehlen W. Research trends in multibody system dynamics, *Multibody Syst. Dyn.*, 2007, vol. 18, no. 1, pp. 3-13.
- [SCU128] Scutaru, M.L., Vlase, S., Some Properties of Motion Equations Describing the Nonlinear Dynamical Response of a Multibody System with Flexible Elements. *Journal of Applied Mathematics*, Article Number: 628503, 2012.
- [SCU129] Scutaru, M.L.; et al., New analytical method based on dynamic response of planar mechanical elastic systems. *Boundary Value Problems*, Vol.2020 , Issue: 1 , Article Number: 104.



- [SER130] Serafini, L. EuroGammaS proposal for the ELI-NP Gamma beam System. Technical Design Report, July. 2014. Technical Design Report.
- [SET131] Setright, L.J.K. Some Unusual Engines, Mechanical Engineering Publications Ltd., The Institute of Mechanic Engineering, London, 1975.
- [SHA132] Shaik, A.; Moorthi, N.S.V.; Rudramoorthy, R. Variable compression ratio engine: A future power plant for automobiles—An overview. Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng. 2007, 221, 1159–1168.
- [SHI133] Shimkin, N., Estimation and Identification in Dynamical Systems. Israel Institute of Technology, Department of Electrical Engineering, Lecture Notes, 2009, Chapter 3, Fall 2009
- [SIN134] Singiresu S. Rao, Vibration of Continuous Systems, 2007
- [SKI135] Skinner, R. and G. McVerry (1975). Base isolation for increased earthquake resistance of buildings. Bulletin of New Zealand Society for Earthquake Engineering 8(2), 93-101. 12, 13
- [SLA136] J. R. Sladek and R. E. Klinger, Effect of tune mass dampers of seismic response, J. Struct. Eng. ASCE109, 1983.
- [SOL137] Soleymani M., Khodadadi M. Adaptive fuzzy controller for active tuned mass damper of a benchmark tall building subjected to seismic and wind loads. The Structural Design of Tall and Special Buildings, Vol. 23, Issue 10, 2014, p. 781-800
- [TAM138] Y. Tamura, R. Kohsaka, O. Nakamura, K. Miyashita and V. J. Modi, Wind-induced responses of an airport tower—efficiency of tuned liquid damper, J. Wind Eng. Ind. Aerodynam .65 (1996) 121–131
- [TAR139] Tarics, A.G., Base-Isolation - A New Strategy for Earthquake Protection of Buildings. Journal of Architectural and Planning Research, 1987,
- [TEO140] Teodorescu-Draghicescu H, Vlase S, Stanciu MD, et al. Advanced pultruded glass fibers-reinforced isophthalic polyester resin. Mater Plast 2015; 52: 62–64.
- [TER141] Teramoto. T., Recent Current of Base Isolation and Seismic Control-System for Building Structure. TETSU TO HAGANE-Journal of the Iron and Steel Institute of Japan, 1987
- [THO142] Thomas R. Kane and David A. Levinson. Dynamics, Theory and Applications. McGraw Hill, 1985. ISBN 0070378460.
- [THO143] Thomson, W. Fundamentals of Automotive Balance; Mechanical Engineering Publications Ltd.: London, UK, 1978; 96p.
- [THO144] Thomson, W.T., and Dahleh, M.D., Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall, New Jersey, 1998.

- [TIM145] S. P. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, Theory of Plates and Shells, McGraw-Hill, New York, 1959.
- [TIN146] Tinkir M., Kalyoncu M., Şahin Y. Deflection control of two-floors structure against northridge earthquake by using PI controlled active mass damping. Applied Mechanics and Materials, Vol. 307, 2013, p. 126-130
- [TOM147] Tomazic, D.; Kleeberg, H.; Bowyer, S.; Dohmen, J.; Wittek, K.; Haake, B. Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System to Increase Efficiency in Gasoline Powertrains. In Proceedings of the DEER Conference, Dearborn, MI, USA, 16 October 2012; pp. 267–276.
- [TOM148] Tom Irvine, An Introduction to Shock and Vibration Response Spectra, 2019,
- [TOM149] Tom Irvine, Effective modal mass & modal participation factors, 2015
- [TSA150] Tsai, S. W., Hahn, H. T., Introduction to Composite Materials, Westport, 1980
- [TUR151] Turner, M.J., Stiffness and deflection analysis of complex structure, Journal of Aeronautical Science, vol. 23, No. 9, 1956
- [TWI152] Twigg, P. Science for Motor Vehicle Engineers. Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2012.
- [VAU153] Vautrin, A. and Verchery, G., Analysis and Design of Composite Materials and Structures, Part I, Pluralis, Paris, 1990
- [VIL154] Villaverde, R., Roof isolation system to reduce the seismic response of buildings: A preliminary assessment, Earthquake Spectra, vol.14, no.3, 1998, p.521-532.
- [VLA155] Vlase S, Teodorescu-Draghicescu H, Calin MR, et al. Simulation of the elastic properties of some fibereinforced composite laminates under off-axis loading system. Optoelectron Adv Mater – Rapid Commun 2011; 5: 424–429.
- [VLA156] Vlase S, Teodorescu-Draghicescu H, Motoc DL, et al. Behavior of multiphase fiber-reinforced polymers under short time cyclic loading. Optoelectron Adv Mater – Rapid Commun 2011; 5: 419–423.
- [VLA157] Vlase S, Marin M, Scutaru ML, et al. Coupled transverse and torsional vibrations in a mechanical system with two identical beams. AIP Adv 2017; 7: Article Number 065301.
- [VLA158] Vlase, S.; Teodorescu, P.P.; Itu, C.; Scutaru, M.L. Elasto-Dynamics of a Solid with a General “Rigid” Motion using FEM Model. Theoretical Approach. Rom. J. Phys. 2013, 58, 882–892
- [VLA159] Vlase, S., Eigenvalues and Eigenmodes of an Inclined Homogeneous Truss in a Rotational Field. Romanian Journal of Physics, Volume: 59, Issue: 7-8, Pages: 699-714, 2014.

- [VLA160] Vlase, S., Chiru, A., Symmetry in the study of the vibration of some engineering mechanical systems. Proceedings of the 3rd International Conference 3rd International Conference EpsMsO, Athens, Greece, 8-11 July, 2009.
- [VLA161] Vlase S., Păun, M., Vibrations analysis of a mechanical system consisting of two identical parts. Ro. J. Techn. Sci. – Appl. Mechanics, Vol. 60, No 3, pp. 216–230, Bucharest, 2015.
- [VLA162] Vlase, S., Năstac, C., Marin, M., Mihălcică, M., A method for the study of the vibration of mechanical bars systems with symmetries. Acta Technical Napocensis, Vol. 60, Issue IV, November, 2017, p.539.
- [VLA163] Vlase, S., Mihălcică, M., Scutaru, M.L., Năstac, C., Coupled transversal and longitudinal vibrations of a plane mechanical system with two identical beams, Ro. J. Techn. Sci. - Appl. Mechanics, Vol. 61, No 3, pp. 276 – 289, Bucharest, 2016.
- [VLA164] S. Vlase, “A method of eliminating Lagrangian-multipliers from the equation of motion of interconnected mechanical systems,” J. Appl. Mech. 54(1), 235–237, 1987.
- [VLA165] Vlase, S.; Dynamical Response of a Multibody System with Flexible Elements with a General Three-Dimensional Motion. Romanian Journal of Physics, Vol. 57 (3-4), pp. 676-693, 2012
- [VLA166] Vlase, S.; Teodorescu, P. P., Elasto-Dynamics of a Solid with a general "Rigid" Motion using FEM Model. Part I. Theoretical Approach. Romanian Journal of Physics, Vol.58 (7-8), pp. 872-881, 2013
- [VLA167] Vlase, S.; Marin, M.; Ochsner, A.; Scutaru, M.L., Motion equation for a flexible one-dimensional element used in the dynamical analysis of a multibody system. Continuum Mechanics and Thermodynamics, Vol.31, Issue: 3, 715-724
- [VLA168] Vlase, S., Elimination of Lagrangian-Multipliers. Mechanics Research Communications, 1987, Vol.14, Issue: 1 , pp.17-22.
- [VLA169] Vlase, S.; Negrean, I.; Marin, M.; et al., Energy of Accelerations Used to Obtain the Motion Equations of a Three- Dimensional Finite Element. Symmetry-Basel, 2020, 12(2), Article Number: 321
- [WAR170] G. B. Warburton, Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters, Earthq. Eng. Struct. Dynam. 10, 1982
- [WEB171] Webb, A. A Piston Revolution. Eng. Manag. J. 2002, 17, 25–30.
- [WEI172] Wei Sun, Ying Liu, Hui Li and Dejun Pan, Determination of the response distributions of cantilever beam under sinusoidal base excitation, Journal of Physics: Conference Series 448 , 2013

[WEL173] J. Welch Ground Vibration and Siting of the Cryogenics Facility for Cornell ERL Prototype. Technical Design Report.

[WHA174] Wharton, A.J. Diesel Engines, 3rd ed.; Elsevier: Butterworth-Heinemann, UK, 2013; 144p.

[WON175] A. Y. J. Won, J. A. Pires and M. A. Haroun, Stochastic seismic performance evaluation of tuned liquid column dampers, Earthq. Eng. Struct. Dynam. 25 (1996) 1259–1274.

[YAM176] Y. Yamura, Y. Fujii, T. Ohtsuki, T. Wakahara and R. Koshaka, Effectiveness of tuned liquid dampers under wind excitations, Eng. Struct. 17, 1995, 609–621

[YAM177] K. Yamamoto and M. Kawahara, Structural oscillation control using tuned liquid damper, Comput. Struct. 7, 1999, 435–446

[YOG178] Yogesh, M. VCR Technology in Si Engine with LPG: Emission Norms; Lap Lambert Academic Publishing: Saarbrücken, Germany, 2012

[ZAY180] Zayas, V., Low, S. și Mahin, S., A Simple Pendulum Technique for Achieving Seismic Isolation, Earthquake Spectra, vol.6, no.2, 1990, p.317-333.

[ZIL181] Zill, D.G., et al., Differential Equations with Boundary Value Problems, Brooks/Cole Publishing Company, New York, 1997

## INTERNET

[\*\*\*01] The White Book of ELI Nuclear Physics Bucharest-Magurele, Romania. Available online: <http://www.eli-np.ro/whitebook.php> (accessed on 15 Dec 2020).

[\*\*\*02] Robinson Research Institute, <https://www.victoria.ac.nz/robinson/about/bill-robinson> (accessed on 15 Dec 2020).

[\*\*\*03] Available online: <http://www.altair.com> (accessed on 14 Feb 2021).

[\*\*\*04] Available online: <http://www.simulia.com> (accessed on 5 Jan 2021).

[\*\*\*05] Available online: <http://www.mscsoftware.com> (accessed on 20 Mars 2021).

[\*\*\*06] Available online: <http://www.ansys.com> (accessed on 21 Mars 2021).

[\*\*\*07] Available online: <https://gomecsys.com/our-product/gomecsys-vcr-technology>. Gomecsys Homepage. (accessed on 07 Mars 2021).