SOFTRONIC
Adresă : Strada Calea Severinului, Nr. 40, Craiova, Cod poştal 200609
Judeţul Dolj , România
Telefon: +40 351 409151; +40 351 409152
+40 351 409153; +40 351 409155
Fax: +40 351 178948; +40 351 178949
Nr. reg. comerţului: J16/61/1999, Capital social: 727500 RON, CUI: RO11492278
E-mail: softronic@softronic.ro http://www.softronic.ro

AFER
SR EN ISO 9001:2008
Certificat SMC nr. 037
SR EN ISO 14001:2005
Certificat SMM nr. 104
SR EN ISO 18001:2008
Certificat SSO nr. 079
ISIM TIMIŞOARA
EN ISO 3834-2
Certificat 015/1/2011

SC SOFTRONIC CRAIOVA
DIRECTOR GENERAL
Ing. ION GÎRNIȚĂ

Program PARTENERIATE

Subprogram "Proiecte Colaborative de Cercetare Aplicativă"

CONTRACT: Nr. 192/2012 - Soluții pentru îmbunătățirea performantelor dinamice și a securității la coliziuni a vehiculelor de tracţiune feroviară pentru alinierea la cerințele impuse de normativele europene

ETAPA 05/2016: Demonstrarea funcționalității şi utilității soluțiilor pentru îmbunatățirea performanțelor dinamice și a securității la impact a vehiculelor de tracțiune feroviară. Brevetarea soluțiilor propuse

TERMEN: 30.11.2016

Responsabil proiect: **Dr. Fiz. Ion Manea**

Noiembrie 2016

CUPRINS

1 REALIZARE, EXPERIMENTĂRI ŞI DEMONSTRARE FUNCŢIONALITATE DISPOZITIV PENTRU ÎMBUNĂTĂŢIREA CALITPŢII MERSULUI.....5

2 DEMONSTRARE FUNCTIONALITATE ŞI UTILITATE DISPOZITIV DE PRELUARE A ENERGIEI DE IMPACT CU FLUID MAGNETOREOLOGIC.....7

3 BREVETARE SOLUŢII.....10

4 EXPERIMENTARI MODEL FUNCTIONAL DE „SISTEM PENTRU ANALIZA OPERATIONALA A VIBRATIILOR PE STRUCTURA LOCOMOTIVEI CU EVALUAREA SOLICITARILOR LA LOCUL DE MONTAJ A PRINCIPALELOR ECHIPAMENTE”.....11

5 DEMONSTRARE FUNCTIONALITATE ŞI UTILITATE “SISTEM DE MĂSURĂ și ANALIZĂ PENTRU DETERMINAREA PERFORMANȚELOR DINAMICE și ANALIZA CALITĂȚII MERSULUI”.....14

5.1 Documente de referință.....14

5.2 Metoda de măsurare și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului.....14

5.2.1 Mărimi de evaluare, valori de măsurare și valori limită.....14

5.2.1.1 Mărimi de evaluare.....14

5.2.1.2 Valori limită.....15

5.2.1.3 Căi de încercare.....17

5.2.1.4 Tronsoane de cale.....17

5.2.1.5 Vitez de încercare.....18

5.2.1.6 Evaluarea încercării.....18

5.2.1.7 Calculul valorilor de frecvenţă, al valorii *rms* şi al valorilor maxime pentru fiecare tronson de cale.....20

5.2.1.8 Calculul coeficienţilor de siguranţă.....21

5.2.1.9 Verificarea stabilităţii.....21

5.2.1.10 Evaluarea statistică.....21

5.3 Sistem de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului.....22

5.3.1 Sistemul pentru măsurarea forțelor de interacțiune roată-șină.....22

5.3.2 Sistemul pentru măsurarea accelerațiilor.....27

5.3.3 Software de achiziție și analiză.....27

5.4 Demonstrare funcționalitate “Sistem de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului”.....28

5.4.1 Parametrii măsurați și calculați.....29

5.5 Prelucrarea datelor înregistrate. Prezentarea rezultatelor.....30

5.5.1 Prelucrarea semnalelor înregistrate pe tronsoane de cale.....30

5.5.1.1 Prelucrarea semnalelor de măsurare pentru Siguranţa circulaţiei.....30

5.5.1.2 Prelucrarea semnalelor de măsurare pentru Solicitarea căii 31

5.5.1.3 Prelucrarea semnalelor de măsurare pentru *Calitate de mers* 31

5.5.2 Prelucrarea statistică a rezultatelor prelucrărilor pe tronsoane de cale.....31

5.6 Evaluarea încercărilor efectuate cu "Sistem de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului".....32

5.6.1 Evaluarea siguranţei circulaţiei pentru locomotiva electrică LEMA 6000kW...32

5.6.2 Evaluarea solicitării căii pentru locomotiva electrică LEMA 6000kW.....32

5.6.3 Evaluarea calității de mers pentru locomotiva electrică LEMA 6000Kw.....33

5.6.3.1 Evaluarea calității de mers prin acceleraţii maxime în cutia vehiculului 33

5.6.3.2 Evaluarea calității de mers prin valori eficace ale acceleraţiilor în cutia vehiculului 33

6 DEMONSTRARE FUNCȚIONALITATE ȘI UTILITATE „SISTEM DE EVALUARE A REZISTENȚEI STRUCTURALE ȘI A RASPUNSULUI LA IMPACT A VEHICULELOR DE TRACȚIUNE FEROVIARĂ".....34

6.1 Generalități privind validarea la impact a vehiculelor de tracțiune feroviară 34

6.2 Criterii de validare a siguranței structurale pasive 34

6.2.1 Încălecarea 34

6.2.2 Spațiu de supraviețuire 35

6.2.3 Limită de decelerație / impuls de coliziune 35

6.2.4 Validarea aptitudinii la coliziune.....36

6.2.5 Strategia adoptată pentru validarea aptitudinii la coliziune a locomotivei LEMA 6000kW 36

6.3 Elaborarea modelului CAD tridimensional 38

6.4 Generarea modelului matematic tridimensional cu elemente finite 40

6.5 Elaborarea şi calibrarea modelului cu elemente finite pentru analiza la coliziuni. ..43

6.5.1 Calibrarea modelului cu elemente finite al locomotivei, pentru analiza la coliziuni; 43

6.5.2 Analiza modală experimentală a carcasei de locomotivă LEMA.....45

6.5.2.1 Aparatura de excitare și de măsură. Software de analiză modală și de corelație 45

6.5.2.2 Analiza modală experimentală a carcasei de locomotivă 46

6.5.3 Analiza de corelație a modelelor analtice și experimentale.....48

6.6 Elaborarea scenariilor de coliziune pentru locomotiva LEMA 6000kW. 51

6.6.1 Scenariul 1 de coliziune, coliziune cu unitate feroviară identică 52

6.6.1.1 Condițiile de realizare a scenariului 52

6.6.1.2 Rezultatele scenariului 1 de coliziune, coliziune cu unitate feroviară identică 53

6.6.2 Scenariul 2 de coliziune, coliziune cu un vagon de 80 tone 58

6.6.2.1 Condițiile de realizare a scenariului 58

6.6.2.2 Rezultatele scenariului 2 de coliziune, coliziune cu vagon de 80 tone 59

1 REALIZARE, EXPERIMENTĂRI ŞI DEMONSTRARE FUNCŢIONALITATE DISPOZITIV PENTRU ÎMBUNĂTĂŢIREA CALITPŢII MERSULUI

In cazul amortizoarelor *pasive* de tip hidraulic forţa de amortizare creşte cu viteza de deplasare, deci este proporţională cu frecvenţa mişcării. Această comportare face ca, la deplasari mici, în jurul punctului de echilibru (corespunzătoare unor frecvenţe de oscilaţie mari), forţa de amortizare să fie mare. Valoarea mare a forţei de amortizare, prin şocurile pe care le crează, induce disconfort în cazul vagoanelor de pasageri. Pe de altă parte, în cazul deplasărilor mari care afectează calitatea mersului şi pot produce deraieri, forţa de amortizare s-ar putea să fie sub valoarea necesară datorită frecvenţei scăzute a mişcării.

Având în vedere neajunsurile prezentate mai sus, în general, pentru astfel de mişcări sunt preferate amortizoare de tip pasiv cu frecare. Spre deosebire de amortizoarele hidraulice, la amortizoarele cu frecare forţa de amortizare este, practic, constantă în raport cu viteza. In varianta „clasică" a amortizoarelor cu frecare forţa de amortizare (forţa de frecare) este constantă în raport cu deplasarea (şi cu viteza). Astfel, soluţia clasică trebuie să realizeze un compromis între necesarul de amortizare pentru deplasarea maximă a vagonului şi asigurarea unui confort acceptabil.

Pornind de la cele prezentate mai sus în cadrul acestei etape a fost proiectat, realizat şi testat un dispozitiv de amortizare a mişcării de şerpuire a vagoanelor de cale ferată destinat îmbunătăţirii confortului pasagerilor şi calităţii mersului. Dispozitivul este un amortizor pasiv, cu frecare, însă, spre deosebire de variantele „clasice" ale acestui tip de amortizor, forţa de frecare variază după o lege prestabilită cu deplasarea. Această soluţie permite obţinerea unor forţe de amortizare adecvate aplicaţiei. Astfel, în cazul vagoanelor de cale ferată, pentru mişcarea de şerpuire, este de dorit ca forţa de amortizare să crească proporţional cu deplasarea laterală a vagonului. In aceste condiţii forţa de amortizare înpiedică creşterea deplasării, la deplasări mari, şi este aproape nulă la deplasări mici, în jurul punctului de echilibru. Prin această comportare se asigură amortizarea necesară în cazul deplasărilor mari, limitându-se valoarea acestor deplasări, şi confortul pasagerilor pe toată durata mersului deoarece forţa de amortizare creşte şi descreşte continuu, fără şocuri.

Soluţia propusă presupune o construcţie care să permită modificarea forţei de amortizare în timpul funcţionării amortizorului (în timp real). Deoarece utilizarea unui sistem automat de comandă şi control este nejustificat din punct de vedere economic şi funcţional (este scump, are o fiabilitate redusă şi necesită surse de energie exterioare) a fost conceput, realizat şi testat un dispozitiv de amortizare inovator, de tip pasiv, care să realizeze o variaţie liniară a forţei de amortizare cu deplasarea relativă a „pistonului" în raport cu „cilindrul" amortizorului. De menţionat că legea de variaţie a forţei de amortizare nu poate fi modificată în timpul funcţionării amortizorului.

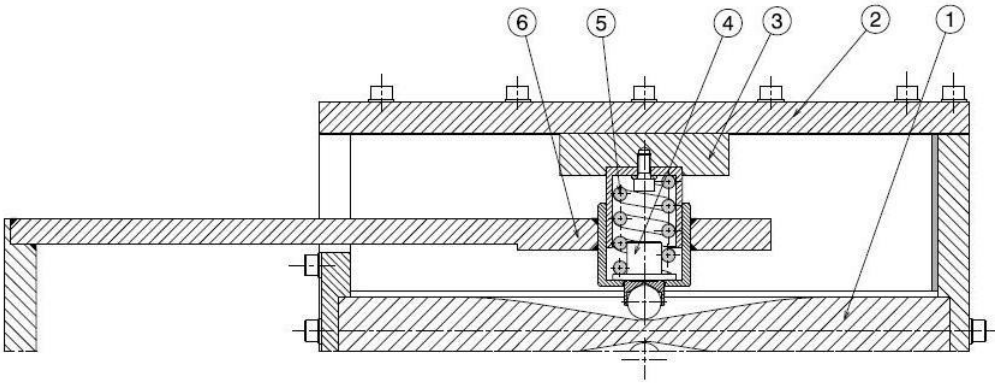


Fig. 1.1 Schema funcţională a amortizorului cu frecare

Această lege de variaţie a forţei de amortizare a fost implementată prin introducerea unei came plane (poz. 1 – v. figura 1.1) care controleză valoarea forţei normale pe cupla de frecare (poz. 2 – 3). Controlul forţei normale se realizează prin elementele *Palpator* (poz. 4) şi *Arc* (poz. 5). Cu cât

deplasarea relativă dintre „pistonul” (poz. 6) şi „cilindrul” amortizorului (poz. 2) creşte cu atât creşte valoarea forţei normale pe cupla de frecare şi, în consecinţă, creşte forţa de amortizare.

Amortizorul descris mai sus a fost realizat la S.C. SOFTRONIC S.A. Craiova (partener 1 în cadrul proiectului) şi a fost testat pe standul de încercat amortizoare proiectat şi realizat de S.C. SOFTRONIC S.A. în această etapă a proiectului.

In figurile 1.2 şi 1.3 sunt prezentate aspecte de la testarea amortizorului cu frecare pe stand.

Figura 1.2 Vedere generală stand

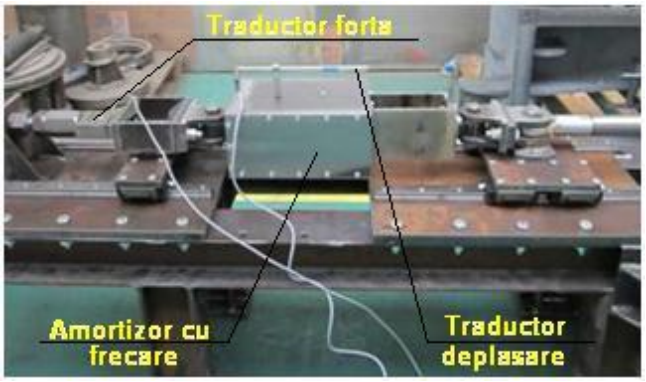


Figura 1.3 Schema de testare a amortizorului

In urma testelor şi a prelucrării datelor achiziţionate în timpul testelor s-au obţinut caracteristicile funcţionale *forţă – deplasare* ale amortizorului cu frecare variabilă după o lege programată. O astfel de caracteristică este prezentată în figura 1.5 (în figura 1.4 este prezentată istoria în timp pentru deplasarea şi forţa corespunzătoare caracteristicei din figura 1.5).

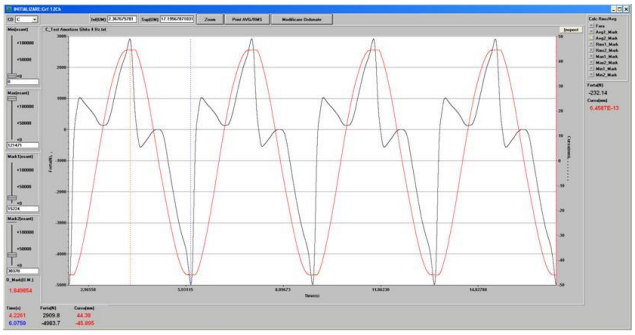


Figura 1.4 Istoria în timp *deplasare* şi *forţă*

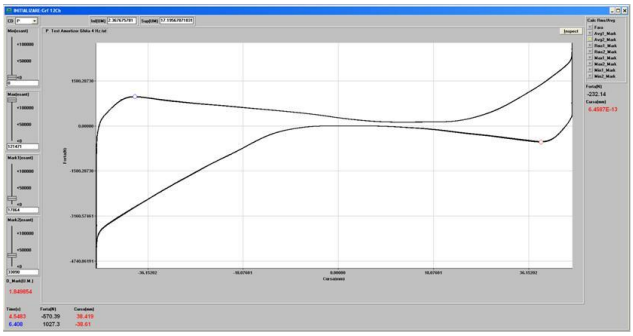


Figura 1.5 Caracteristica *forţă - deplasare*

Din analiza diagramelor de mai sus pot fi trase următoarele concluzii:

- forţa este variabilă cu deplasarea ceeace confirmă viabilitatea soluţiei;
- caracteristica este asimetrică atât fată de axa verticală cât şi faţă de axa orizontală. Această asimetrie poate să apară ca urmare a prelucrării asimetrice a camei plane. De menţionat că, pentru realizarea forţei maxime necesare, soluţia aleasă a fost cu 4 palpatoare dispuse câte două pe fiecare din cele două feţe ale camei. Această soluţie impune o prelucrare foarte exactă ale celor două feţe. Un alt factor de influenţă a simetriei este şi diferenţa dintre constantele arcurilor din ansamblul palpator.
- asimetria apare şi în variaţia în timp a forţei în raport cu axa orizontală (faţă de zero). Această asimetrie se poate explica prin geometria suprafeţei camei şi generează caracteristica asimetrică;

Din analiza înregistrărilor video realizate în timpul testelor s-au evidenţiat deplasări, la schimbarea sensului de mişcare, în ochiurile de fixare a amortizorului pe stand.

Având în vedere rezultatele pozitive obţinute în timpul testărilor (ne referim la faptul ca variaţia forţei de amortizare este controlată de forma suprafeţei camei) beneficiarul S.C. SOFTRONIC S.A. intenţionează să continue dezvoltarea acestei soluţii şi după încheierea proiectului, urmărind înlocuirea amortizorilor hidraulici cu amortizori bazaţi soluţia dezvoltată în proiect.

2 DEMONSTRARE FUNCTIONALITATE ŞI UTILITATE DISPOZITIV DE PRELUARE A ENERGIEI DE IMPACT CU FLUID MAGNETOREOLOGIC

Dispozitivul de preluare a energiei de impact cu fluid magnetoreologic (MR) a fost proiectat şi verificat funcţional, formal, în etapa 04/2015 a prezentului proiect. În prezenta etapă a fost realizat sistemulul automat, semiactiv, de preluare şi disipare a energiei de impact. Acest sistem are ca element de execuţie dispozitivul de preluare a energiei de impact cu fluid magnetoreologic iar *controller-ul* a fost realizat cu o placă de tip *Arduino* cu două intrări şi două iesiri. Dispozitivul are două etaje funcţionale distincte: un etaj reprezentat de camera cu aer (poz. 1 în figura 2.1) şi al doilea etaj reprezentat de actuatorul hidraulic (poz. 2 – cilindrul hidraulic şi poz. 4 – pistonul).

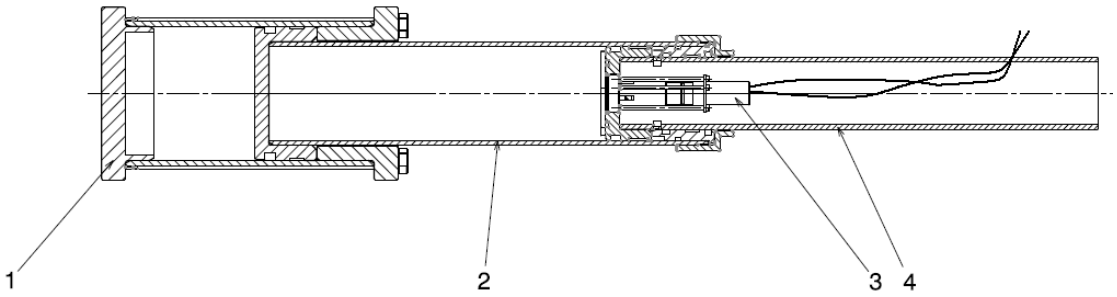


Figura 2.1 Dispozitiv de preluare şi disipare a energiei de impact

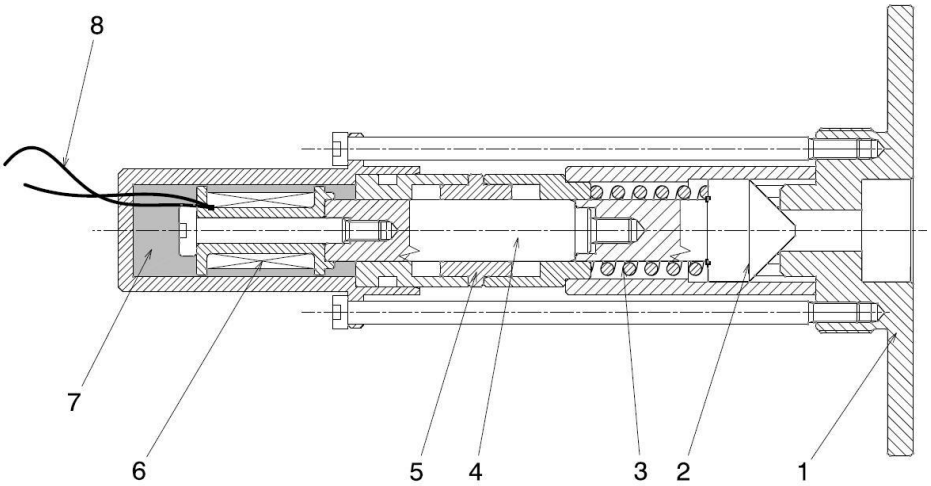


Figura 2.2 Dispozitiv cu fluid MR

Dispozitivul de preluare şi disipare a energiei de impact cu fluid MR (v. figura 2.1) lucrează în două secvenţe distincte de acţionare:

-în prima secvenţă, supapa dispozitivului cu fluid MR (poz. 2 în figura 2.2) este închisă pe scaunul 1 şi blocată pe poziţie (în varianta constructivă realizată blocarea pe poziţie a supapei se obţine prin alimentarea electrică a bobinei dispozitivului cu fluid MR – poz. 6). Blocarea supapei are ca efect rigidizarea actuatorului hidraulic. In aceste condiţii, energia de impact este transmisă, prin intermediul actuatorului hidraulic către camera cu aer (poz. 1, fig. 2.1) şi este preluată şi înmagazinată ca energie elastică prin comprimarea aerului. Această secvenţă se menţine până când, în camera cu aer presiunea atinge o valoare prescrisă. In acest moment *controller-ul* comandă dispozitivul cu fluid MR (anulează alimentarea electrică a bobinei dispozitivului cu fluid MR) şi supapa 2 este deblocată.

-a doua secvenţă de funcţionare începe cu deblocarea supapei 2 a dispozitivului cu fluid MR. La anularea curentului de alimentare a dispozitivului supapa 2, sub acţiunea forţei generate de

presiunea din camera cu aer începe să se deschidă realizând un interstiţiu între scaunul supapei (poz. 1 în fig. 2.2) şi supapă (poz. 2). Prin interstiţiul realizat fluidul hidraulic din cilindrul 2 (fig. 2.1) trece în spatele pistonului 4 (fig. 2.1) permiţând aerului din camera 1 (fig. 2.1) să se destindă. Viteza de destindere a aerului din camera 1 depinde de mărimea interstiţiului. Controlul acestei viteze se realizează prin blocarea deplasării supapei 2 (fig. 2.2) deci prin comandarea alimentării cu curent a bobinei 6 (fig. 2.2). Blocarea deplasării supapei se menţine până când presiunea din camera cu aer scade sub o anumită valoare prescrisă. In acest moment se anulează alimentarea bobinei dispozitivului cu fluid MR iar arcul 3 (fig. 2.2) readuce supapa pe scaunul 1. Când supapa închide curgerea lichidului hidraulic (este aşezată pe scaun) *controller-ul* blochează supapa pe poziţie prin reluarea alimentării bobinei 6. In acest moment sistemul este pregătit pentru a relua ciclul de funcţionare.

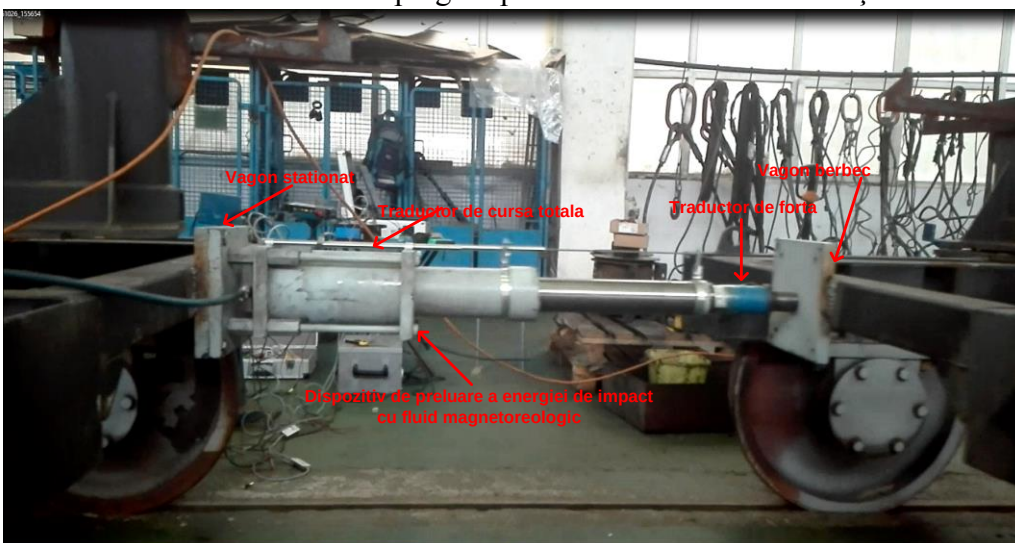


Figura 2.3 Testarea dispozitivului de preluare şi disipare a energiei de impact

Verificarea performanţelor funcţionale (v. figura 2.3) s-a desfăşuratat cu dispozitivul montat pe un cărucior fix, impactul fiind realizat cu un cărucior identic antrenat în mişcare. In figură este surprins momentul iniţial al impactului. Fiecare din cele două cărucioare au aproximativ o greutate de 1.5 t, viteza în momentul impactului fiind de cca 4m/s.

In timpul încercărilor s-au înregistrat următorii parametrii: forţa de impact, deplasarea cilindrului 2 (fig. 2.1) în camera cu aer 1, variaţia presiunii în camera cu aer şi deplasarea totală a dispozitivului (deplasarea cilindrului 2 şi a pistonului 4. Rezultatele sunt prezentate în fig. 2.4

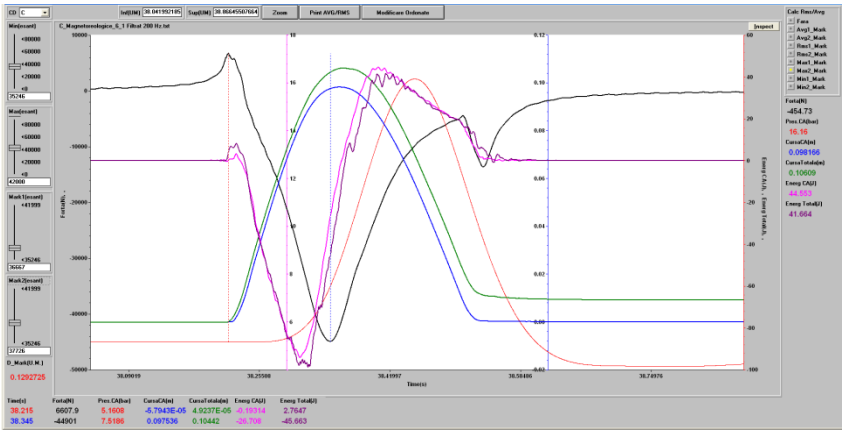


Figura 2.4 Variaţia mărimilor măsurate

Cu toate că energia de impact şi masele celor două cărucioare au fost prea mici pentru capacitatea dispozitivului de preluare şi disipare a energiei de impact cu fluid MR realizat şi testat, din analiza diagramelor di figura 2.4 se observă că, la o presiune de 6.5 bar în camera cu aer se

deschide supapa dispozitivului MR. Energia disipată de dispozitiv în cazul testului prezentat în figura 2.4 este de aproximativ 23358 J.

Având în vedere rezultatele obţinute considerăm că soluţia de preluare şi disipare a energiei de impact cu un sistem automat semiactiv cu fluid MR poate fi dezvoltată cu succes. Partenerul beneficiar Softronic Craiova dorește dezvoltarea prezentului prototip, urmărind implementarea:

-ca dispozitiv tampon care să echipeze locomotivele din dezvoltarea proprie;

-ca dispozitiv de ansorbție a energiei de impact la trenul regional Hyperion.

3 BREVETARE SOLUȚII

Cele două dispozitive prezentate mai sus au generat trei cereri de brevete de invenţie înregistrate la OSIM:

1.Număr de înregistrare OSIM A/00868 cu titlul Supapă de sens cu deschidere şi cursă controlate cu un dispozitiv cu fluid MR.

Revendicări:

- Utilizarea fluidului MR pentru controlul unei supape de sens care controlează un sistem hidraulic;
- Soluţia constructivă a supapei de sens cu dispozitivul cu fluid MR

2.Număr de înregistrare OSIM A/00869 cu titlul Dispozitiv de amortizare cu frecare variabilă după o lege programată.

Revendicări:

- Soluţia constructivă a amortizorului cu frecare care permite înlocuirea uşoară şi rapidă a cuplei de frecare;
- Utilizarea camei profilate pentru programarea legii de variaţie a forţei de frecare;
- Utilizarea unei came cu două sau mai multe profiluri pentru programarea unor legi complexe de variaţie a forţei de frecare.

3.Număr de înregistrare OSIM A/00870 cu titlul Sistem semiactiv cu control automat destinat preluării şi disipării energiei de impact în cazul ciocnirii vehiculelor de cale ferată.

Revendicări:

- Soluţia constructivă a sistemului semi-activ de preluare şi disipare a energiei de impact dezvoltată la ciocnirea vehiculelor de cale ferată;
- Utilizarea unui dispozitiv cu fluid MR pentru comanda şi controlul sistemului semi-activ de preluare şi disipare a energiei de impact;

Schema funcţională şi logica de control a sistemului semiactiv de preluare şi disipare a energiei de impact.

4 EXPERIMENTARI MODEL FUNCTIONAL DE „SISTEM PENTRU ANALIZA OPERATIONALA A VIBRATIILOR PE STRUCTURA LOCOMOTIVEI CU EVALUAREA SOLICITARILOR LA LOCUL DE MONTAJ A PRINCIPALELOR ECHIPAMENTE”

Analiza operaţională reprezintă procedura de determinare a modelului matematic al unei structuri pe baza datelor experimentale obţinute prin măsurători efectuate pe structura aflată în condiţii date de funcţionare sau de interacţiune cu mediu ambiant. Măsurarea vibraţiilor este efectuată în diferite puncte ale structurii iar semnatura vibratorie poate fi reprezentată ca animaţie a modelului geometric, atât în timp cât şi la diferite frecvenţe. Prin analiză operaţională se poate evalua nivelul vibraţiilor în puncte ale structurii în care raspunsul vibratoriu nu a putut fi determinat experimental.

Modelul matematic obținut prin analiza operațională este definit prin: pulsaţii proprii și forme modale, fiind similar cu modelul matematic obținut prin analiza modală.

Analiza operațională lucrează cu așa numitele Phase Assigned Spectrum - (PAS), care reprezintă autospectre de putere la care se asociză faza redefinită ca fiind defazajulul semnalului măsurat față de faza semnalului de referință. În apropierea frecvențelor de rezonanță, spectrele PAS au aceleași caracteristici ca FRF, iar procedurile de identificare modală din FRF pot fi aplicate și funcțiilor PAS. Dificultăți sunt în evaluarea amortizării, și din acest motiv analiza operațională se utilizează mai mult pentru investigarea stării reale de vibrații, cu extrapolare în puncte unde vibrațiile nu au putut fi determinate.

Modelul funcțional de „Sistem pentru analiza operațională a vibrațiilor pe structura locomotivei” include: sistemul aparatelor de măsură precum și pachetul software de achiziție, identificare modală și animație structurală. Modelul funcțional a fost prezentat în cadrul etapeo 03 și nu va mai fi prezentat în cadrul prezentei etape.

În cadrul prezentei etape au fost realizate experimentări de analiză operațională a vibrațiilor pe structura locomotivei electrice LEMA 22. Experimentările au fost efectuate în intervalul 17÷20.05.2016 pe Inelul Mare din cadrul Centrului de Testari Feroviare Făurei conform figura 4.1.

Fig. 4.1. Aplicarea analizei operaționale la locomotiva LEMA 22

În vederea aplicării analizei operaționale și a determinării frecvențelor proprii și a formelor proprii de vibrație ale locomotivei LEMA6000kW, a fost elaborat modelul geometric al acesteia așa cum este reprezentat în figura 4.2. Deoarece prioritar interesează modurile de oscilație ale șasiului, nu au fost modelați geometric pereții și tavanul.

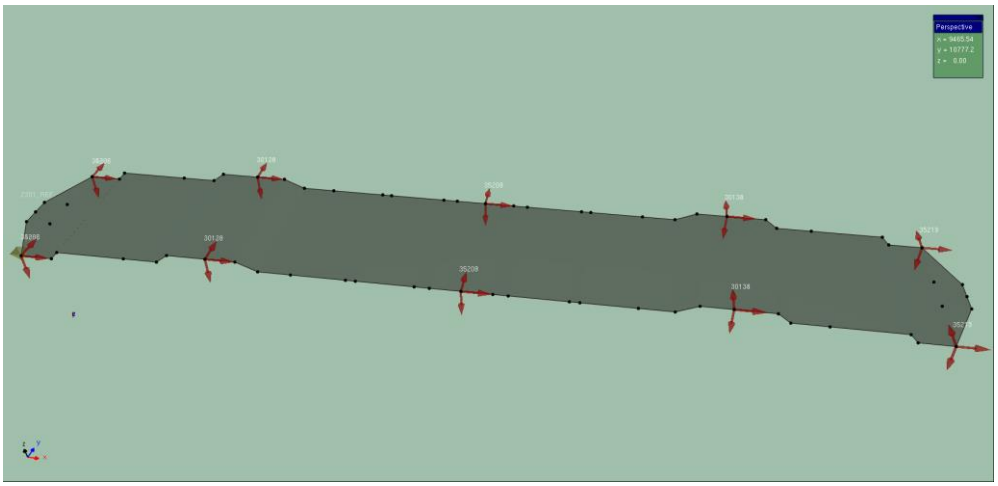


Fig. 4.2. Modelul geometric al șasiului locomotivei LEMA6000kW

Măsurarea răspunsului vibratoriu s-a efectuat pe trei direcții, vertical, orizontal-longitudinal și orizontal-transversal, utilizând un singur punct de referință (marcat cu prismă în fig.4.2). Punctele de măsurare au fost grupate câte 5 de-a lungul fiecărui lonjeron, pentru un regim de viteză măsurările efectuându-se succesiv pe fiecare lonjeron. Au fost efectuate măsurări în următoarele puncte: pct105, referință, vertical, frontal cabina 1, stânga; pct105, V, OL, OT, frontal cabina 1, stânga; pct2, V, OL, OT, deasupra boghiu 1, stânga; pct13, V, OL, OT, mijloc, stânga; pct7, V, OL, OT, deasupra boghiu 2, stânga; pct64, V, OL, OT, frontal cabina 2, stânga; pct105, referință, vertical, frontal cabina 1, stânga; pct101, V, OL, OT, frontal cabina 1, dreapta; pct120, V, OL, OT, deasupra boghiu 1, dreapta; pct28, V, OL, OT, mijloc, dreapta; pct5, V, OL, OT, deasupra boghiu 2, dreapta; pct67, V, OL, OT, frontal cabina 2, dreapta;

Analiza operațională s-a efectuat cu programul ODS_LEMA.ReflexExport, realizat special pentru această aplicație. Au fost efectuate înregistrări pe durată de cca. 28s la vitezele de circulație de 100km/h, 120km/h, 140km/h și 160km/h. Din înregistrările efectuate s-a constatat că frecvențele predominante pentru circulația pe calea ferată, se situează în gama 0.5Hz … 50Hz.

În figura 4.3 este reprezentat panel de validare al programului ODS_RES, în partea dreaptă fiind reprezentat modelul geometric, iar în partea stângă fiind reprezentat un spectrul de frecvență.

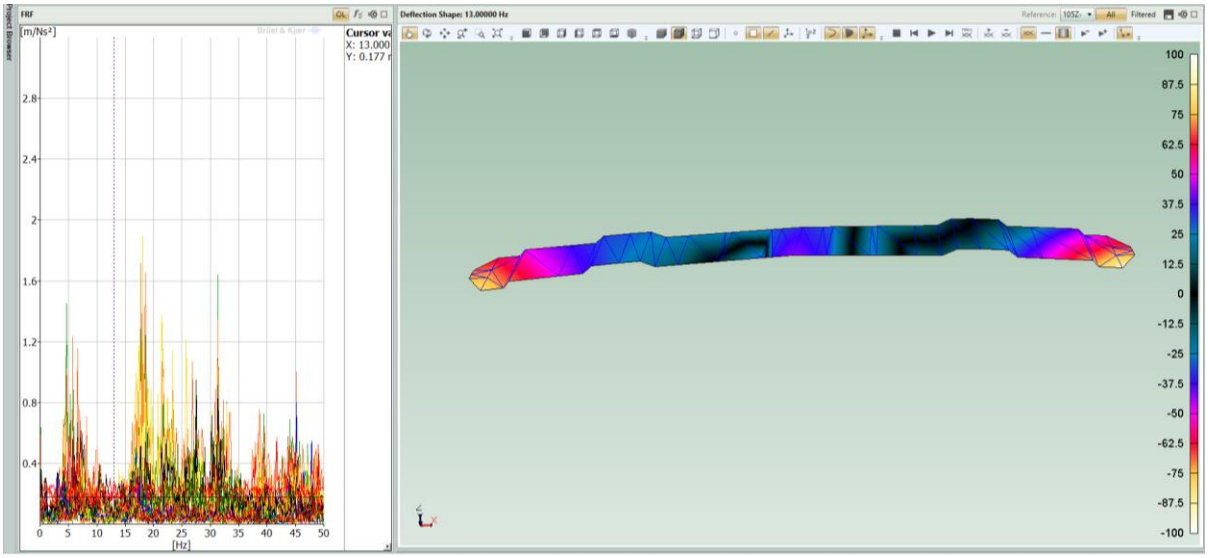


Fig. 4.3. Panel de validare al programului ODS

După validarea înregistrărilor se procedează la animarea modelului geometric în domeniile timp și frecvență. Animația se realizează în punctele în care s-a realizat măsurarea răspunsului vibratoriu, punctele pentru care, în timpul încercării, nu s-a realizat măsurarea răspunsului vibratoriu fiind animate prin interpolarea liniară a punctelor adiacente măsurate.

În figurile 4.4 – 4.16 este prezentat șasiul locomotivei LEMA 6000kW în principelele moduri proprii de vibrație din domeniul de frecvență 0.5Hz … 50Hz.

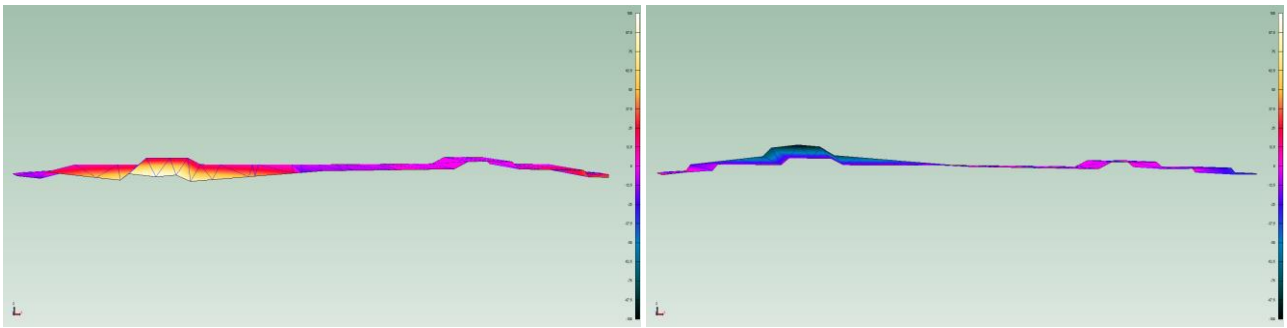


Fig. 4.4. Mod de vibrații la frecvența de 5.75Hz.

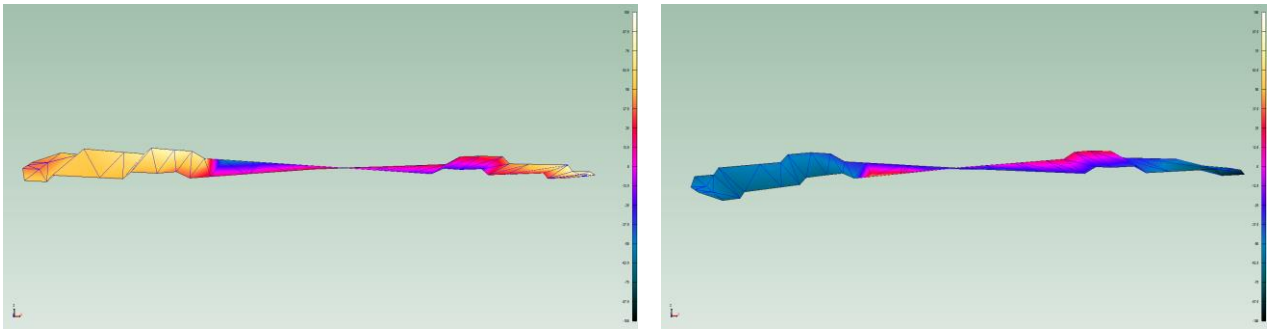


Fig. 4.5. Mod de vibrații la frecvența de 11.62Hz. Mod de torsiune

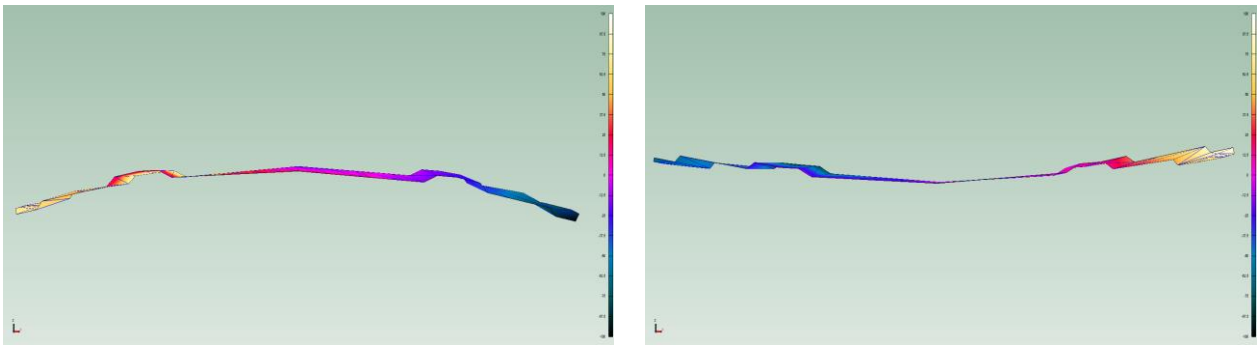


Fig. 4.6. Mod de vibrații la frecvența de 12.87Hz. Mod de încovoiere

Din analiza modului de vibrații de la 5.75Hz se concluziunează că suspensia secundară a locomotivei nu a fost corect împerechiată, suspensia din partea stângă a boghiului 1 fiind mai elastică decât celelalte. Mod de vibrații de la frecvența de 11.62Hz este mod de torsiune a șasiului, iar modul de vibrații de la frecvența de 12.87Hz fiind mod de încovoiere.

Se menționează faptul că la efectuarea încercărilor de analiză operațională nu a fost efectuată determinarea caracteristicilor de elasticitate ale suspensiei locomotivei și nici nu au fost împerechiate arcurile suspensiei secundare (a se vedea pct.5).

5 DEMONSTRARE FUNCTIONALITATE ŞI UTILITATE "SISTEM DE MĂSURĂ ȘI ANALIZĂ PENTRU DETERMINAREA PERFORMANȚELOR DINAMICE ȘI ANALIZA CALITĂȚII MERSULUI"

5.1 Documente de referință

- SR EN 14363, Decembrie 2007, Aplicaţii feroviare. Încercări pentru omologarea caracteristicilor de comportare dinamică ale vehiculelor feroviare. Încercări statice și în circulaţie
- UIC 518, October 2005, Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - Safety - Track fatigue - Ride quality

5.2 Metoda de măsurare și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului

Toate vehiculele noi sau modificate trebuie verificate cu privire la caracteristicile lor dinamice. Verificarea se poate efectua în cadrul a două tipuri diferite de încercări în cale:

- încercări complete în cale, care se efectuează pentru omologarea iniţială sau o extindere a domeniului de omologare, necesitând efectuarea tuturor încercărilor prevăzute în SR EN 14363;
- încercări parţiale în cale, pentru o extindere a domeniului de omologare, necesitând un număr redus de încercări ;

Încercările în cale, complete sau parţiale, pot fi realizate prin două metode diferite:

- metoda normală de măsurare;
- metoda simplificată de măsurare.

Sistemul de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului, elaborat în cadrul prezentei cercetări, a fost realizat pentru a satisface cerințele de încercare prin metoda normală de măsurare, și este aplicabil la toate încercările pentru omologarea iniţială sau extinderea domeniului de omologare, pentru vehicule pe osii sau pe boghiuri. Încercările în cale, elaborate în prezenta metodologie și efectuate conform metodei normale de măsurare, se aliniază la prevederile SR EN 14363 și cuprind evaluarea după criterii de:

- siguranţă a circulaţiei;
- solicitare a căii;
- calitate de mers a vehiculului.

5.2.1 Mărimi de evaluare, valori de măsurare și valori limită

5.2.1.1 Mărimi de evaluare

Mărimile de evaluare ale comportării dinamice sunt fie măsurate direct, fie sunt derivate din alţi parametrii măsuraţi. Acestea se utilizează la evaluarea interacţiunii dintre vehicul și cale și descriu îndeosebi sistemul roată-şină sau sunt în relaţie strânsă cu acest sistem. În general, sunt utilizate următoarele mărimi pentru verificarea comportării dinamice:

- Forţele de interacţiune dintre roată şi şină:

  1) forţa de ghidare, Y, măsurată pe direcţia transversală;

  2) sarcina pe roată, Q, măsurată pe direcţia verticală;

  3) suma forţelor de ghidare, ΣY, ale unei osii;

  4) coeficientul, Y/Q, (forţă de ghidare / sarcina pe roată);

- Acceleraţiile:

  1) acceleraţiile osiilor, $\ddot{y}$, măsurate pe direcţia transversală, pentru vehicule pe osii;

2) acceleraţiile ramei boghiului, $\ddot{y}^{+}$, măsurate pe direcţia transversală;

3) acceleraţiile în cutia vehiculului, $\ddot{y}^{*}$, și $\ddot{z}^{*}$, măsurate pe direcţiile transversală şi verticală.

Mărimi de evaluare pentru siguranţa circulaţiei

Mărimile derivate, ΣY *și* Y/Q, sunt criterii de apreciere a siguranţei circulaţiei. Acestea sunt considerate ca mărimi critice de evaluare din punct de vedere a siguranţei. Mărimea, ΣY, este utilizată pentru evaluarea conformităţii cu privire la riscul de deripare a căii. Coeficientul, Y/Q, al roţii conducătoare reprezintă criterial utilizat pentru evaluarea siguranţei împotriva deraierii prin căţărarea buzei obadei pe şină.

Acceleraţiile boghiului, $\ddot{y}^{+}$, permit evaluarea siguranţei circulaţiei pe baze simplificate.

Acceleraţiile din interiorul cutiei vehiculului, $\ddot{y}_S^{*}$, și $\ddot{z}_S^{*}$, (indicele S indică filtrarea specifică pentru evaluarea siguranţei circulaţiei) sunt utilizate pentru evaluarea simplificată a siguranţei circulaţiei.

Instabilitatea vehiculului se evaluează pe baza valorii eficace glisante (rms) a sumei forţelor de ghidare, ΣY, și a acceleraţiilor transversale la nivelul boghiului, $\ddot{y}^{+}$.

Mărimi de evaluare pentru solicitarea căii

Forţa de ghidare, Y, și sarcina pe roată, Q, constituie baza de evaluare a solicitării căii pe direcţiile transversală şi verticală.

Mărimi de evaluare pentru calitatea de mers

Acceleraţiile din interiorul cutiei vehiculului, $\ddot{y}^{*}$, și $\ddot{z}^{*}$, sunt utilizate la evaluarea calităţii de mers a vehiculului. Evaluarea acceleraţiilor include valorile maxime și valorile eficace (rms).

5.2.1.2 Valori limită

Valori limită pentru siguranţa circulaţiei

a) Suma forţelor de ghidare ΣY_{max}

$\sum Y_{max,lim} = k_1(10 + 2 \cdot Q_0/3)$ în kN

Unde coeficientul k_1 ia următoarele valori:

k1 = 1,0 pentru locomotive, automotoare, rame automotoare şi vagoane de călători.

k1 = 0,85 pentru vagoane de marfă.

b) Coeficientul forţei de ghidare şi al sarcinii pe roată $(Y/Q)_{max}$

Limită critică din punct de vedere al siguranţei pentru roata conducătoare.

$(Y/Q)_{max,lim} = 0.8$; Domeniu de aplicare: cale în curbă cu raza $R \geq 250$ m.

c)Acceleraţii maxime la nivelul boghiului, $\ddot{y}_{max}^{+}$

Utilizarea acestei variabile de evaluare se aplică numai la metoda simplificată de măsurare, când se efectuează măsurarea forţelor transversale din cutiile de osie. Valoarea limită $\ddot{y}_{max}^{+}$, în funcţie de masa m^{+} a boghiului (inclusiv a osiilor), trebuie să aibă următoarea valoare:

$\ddot{y}_{max,\lim}^{+} = 12 - \frac{m^{+}}{5}$, unde m^{+} reprezintă masa boghiului, în tone.

d) Acceleraţii maxime în interiorul cutiei vehiculului, $\ddot{y}_{Smax}^{*}$ și $\ddot{z}_{Smax}^{*}$

Valoarea limită $\ddot{y}_{Smax,lim}^{*}$ se utilizează numai în cadrul metodei simplificate de măsurare atunci când nu s-a efectuat măsurarea forţelor transversale din cutiile de osie.

Tabel 5.1. Valori limită ale accelerațiilor maxime în cutia vehiculului

Vehicul şi condiţii de încercare		Valori limită ale acceleraţiilor în cutia vehiculului, în m/s2	
		$\ddot{y}^*_{Smax,lim}$	$\ddot{z}^*_{Smax,lim}$
Locomotive, automotoare, rame automotoare, vagoane de călători	Un singur etaj de suspensie		5
	Două etaje de suspensie		3
	Zone de încercare 1 şi 2 aliniamente, curbe cu rază mare	3	
	Zona de încercare 3 curbe cu rază mică	2.8	
	Zona de încercare 4 curbe cu rază foarte mică	2.6	

Notă : indicele *S* indică filtrarea specifică pentru evaluarea siguranţei circulaţiei, conform table 5.5

e) Criterii de instabilitate:

În funcţie de metoda de măsurare utilizată şi de tipul vehiculului încercat, trebuie utilizate următoarele valori limită:

-Vehicule pe osii sau pe boghiuri, cînd se utilizează metoda normală de măsurare:

Suma forțelor de ghidare : $\sum Y_{rms,lim} = \frac{\sum Y_{max,lim}}{2}$

Valori limită ale solicitării căii (cazul metodei normale de măsurare)

a) Forţă de ghidare cvasistatică Y_{qst} :

$Y_{qst,\lim} = 60$ kN; Domeniu de aplicare: zonele de încercare 2, 3 şi 4 (fără tronsoane de tranziţie).

b) Sarcină cvasistatică pe roată Q_{qst} :

$Q_{qst,\lim} = 145$ kN ; Domeniu de aplicare : zone de încercare 2, 3 şi 4 (fără tronsoane de tranziţie)

c) Sarcină maximă pe roată Qmax :

$Q_{\max,\lim} = 90 + Q_0$, în kN

În funcţie de viteza maximă admisă a vehiculului V_{adm}, sunt utilizate pentru $Q_{\max,\lim}$ următoarele condiţii suplimentare:

pentru: $V_{adm} \leq 160$ km/h : $Q_{\max,\lim} \leq 200$ kN

pentru: 160 km/h < $V_{adm} \leq 200$ km/h : $Q_{\max,\lim} \leq 190$ kN

Valorile limită ale calităţii de mers

Următoarele acceleraţii se utilizează pentru evaluarea calităţii de mers a vehiculului:

a) acceleraţii cvasistatice în cutia vehiculului, $\ddot{y}^*_{qst}$;

b) acceleraţii maxime în cutia vehiculului, $\ddot{y}^*_{max}$ și $\ddot{z}^*_{max}$;

c) valori eficace ale acceleraţiilor în cutia vehiculului, $\ddot{y}^*_{rms}$ și $\ddot{z}^*_{rms}$.

În tabelul 5.2 se prezintă valorile limită pentru aprecierea calităţi de mers.

Tabel 5.2. Valori limită de calitate de mers

Evaluare, vehicul, condiţii de încercare	Valori limită ale acceleraţiilor în cutia vehiculului în m/s^2				
Calitate de mers	$\ddot{y}^*_{qst,lim}$ [a]	$\ddot{y}^*_{max.lim}$	$\ddot{z}^*_{max,lim}$	$\ddot{y}^*_{rms,lim}$	$\ddot{z}^*_{rms.lim}$
Locomotive, automotoare	1.5	2.5	2.5	0.5	1.0
Rame automotoare, vagoane de călători	1.5	2.5	2.5	0.5	1.0

unde [a] desemnează aplicabilitatea numai în zonele de încercare 2, 3 și 4 (curbe)

Pentru încercările în cale prin metoda normală de măsurare, este necesar a se măsura direct:

– forţa de ghidare *Y ;*

– sarcina pe roată *Q* ;

– acceleraţiile la nivelul boghiului, $\ddot{y}^+$, în cazul vehiculelor pe boghiuri ;

– acceleraţiile, $\ddot{y}^*$, și $\ddot{z}^*$, în interiorul cutiei vehiculului.

NOTĂ :

- Forţele de contact roată/şină trebuie măsurate cel puţin la cele două osii extreme ale unui vehicul sau ale unui boghiu după cum vehicul este pe osii sau pe boghiuri.
- Punctele de măsurare ale acceleraţiilor din interiorul cutiei vehiculului sunt situate pe podeaua vehiculului.
- Punctul de referinţă pentru vehiculele motoare va fi în situat în cabina de conducere. În cazul ramelor automotoare acceleraţiile trebuie măsurate și la centrul cutiei vehiculului.
- Punctele de măsurare ale acceleraţiilor de pe cadrele de boghiu trebuie situate deasupra celor două osii exterioare.
- În afara acestor parametri, trebuie măsurată influenţa următorilor parametri: viteza *V și* insuficienţa de supraînălţare *I*.

5.2.1.3 Căi de încercare

Condiţiile de încercare trebuie să corespundă următoarelor zone de încercare:

– Zona 1 - cale în aliniament și curbe cu raze foarte mari ($I \leq 40$ mm) ;

– Zona 2 - curbe cu raze mari ;

– Zona 3 - curbe cu raze mici (400 m $\leq R \leq$ 600 m) ;

– Zona 4 - curbe cu raze foarte mici (250 m $\leq R <$ 400 m) ;

5.2.1.4 Tronsoane de cale

Zonele de încercare sunt împărţite în tronsoane de cale. Un tronson de cale este o parte dintr-o cale de încercare caracterizată prin formă și lungime, L_{ts}, definite prin intermediul domeniilor determinate de valori ale vitezei, *V,* şi insuficienţei de supraînălţare *I.*

O caracteristică a zonei, odată definită, trebuie să rămână aceiaşi pe toată lungimea tronsonului de cale, separat de razele de curbură ale căii şi de supraînălţarea într-o curbă de racordare.

Tronsoanele de cale pot fi alăturate sau nu, dar ele nu pot fi suprapuse şi trebuie să respecte cerinţele geometrice. Nu se admite să se combine părţi de cale nealăturate pentru a constitui un tronson. Tabelul 5.3 prezintă condiţiile de încercare specifice pentru toate tipurile de încercări, în aliniament sau în curbe.

Tabel 5.3.Condiţii de încercare

Caracteristici de încercare	Zone de încercare			
	Zona 1 Aliniament Curbă f. mare	Zona 2	Zona 3 400m≤*R*≤600m	Zona 4 250m≤*R*<400m
	Lungime a tronsonului de cale, L_{ts}			
V ≤ 220 km/h (zona 1) V > 220 km/h (zona 1)	250 m 500 m			
V ≤ 140 km/h (zona 2) 140 km/h < V ≤ 220 km/h (zona 2) V > 220 km/h (zona 2)		100 m 250 m 500 m		
(zonele 3 şi 4)			100 m	70 m
Număr minim de tronsoane de cale $n_{ts,min}$	25	25	50	25
Lungime totală minimă a tronsoanelor de cale $\Sigma L_{ts,min}$	10km	10km		
Valoare medie a razelor curbelor tuturor tronsoanelor de cale R_{mwa}	-	-	500m ±50m	300m +50m -20m

5.2.1.5 Vitez de încercare

Pentru circulaţia în zona 1, în aliniament şi în zona 2, în curbe cu rază mare, trebuie specificată viteza V, ca parametru de încercare. Viteza de circulaţie în cadrul încercării este viteza maximă admisă V_{adm} pentru vehiculul de încercat.

Tabel 5.4.Condiţii de încercare (viteză şi insuficienţă de supraînălţare)

Condiţii de încercare	Zona de încercare			
	Zona 1 cale în aliniament şi curbe cu rază foarte mare	Zona 2 curbe cu rază mare	Zona 3 curbe cu rază mica 400 ≤ *R* < 600 m	Zona 4 curbe cu rază foarte mica 250 ≤ *R* < 400 m
Viteza *V*	*V* = max.(1,1 × *Vadm* , *Vadm* +10 km/h)	*Vadm* ≤ *V* ≤ 1,1 × *Vadm*	(*V* ≤ 1,1 × *Vadm*)	
Insuficienţa de supraînălţare *I*	*I* ≤ 40 mm	0,75 x *I adm* ≤ *I* ≤ 1,1 × *I adm*		
Toleranţe	± 5 km/h	± 5 km/h ± 0,05 × *I adm*	± 0,05 × *I adm*	

5.2.1.6 Evaluarea încercării

Înregistrarea semnalelor de măsurare

Trebuie utilizat un filtru trece-jos pentru înregistrarea semnalelor de măsurare. Valoarea frecvenţei de tăiere depinde de tipul de înregistrare şi de tipul parametrului:

a) ≥ 40 Hz pentru suporturile de date ;

b) pentru înregistrările grafice :

– parametrii transversali : ≥ 10 Hz ;

– parametrii verticali: ≥ 20 Hz.

Prelucrarea semnalelor de măsurare

Pentru evaluarea statistică trebuie:

– filtrate semnalele de măsurare;

– determinate valorile medii glisante;

– determinate valorile caracteristicilor selectate din distribuţia de frecvenţă.

Tabelul 5.5 prezintă condiţiile aplicabile la prelucrarea semnalelor de măsurare.

Tabel 5.5. Condiţii de prelucrare a semnalelor de măsurare

Mărime de evaluat	Mărimea Unitate	Filtrare. Metoda	Percentila utilizată	Tronson de evaluat	
				Zona 1	Zonele 2, 3, 4
Siguranţă a circulaţiei					
Sumă forţe de ghidare Osiile 1 şi 3	ΣY_{max} (kN)	Filtru trece jos la 20 Hz Metoda glisantă rms - lungimea ferestrei: 2 m - lungimea pasului:0,5 m	h1=0,15 % h2=99,85 %	Pe grup osie yj(h1)*(-1) şi yj(h2)	Pe osie care regrupează yj(h2) (stânga) şi yj(h1)*(-)(dreapta)
Coeficient osie conducătoare	$(Y/Q)_{max}$				Pe osia conducătoare, şi pe roţile externe y11(h2) (stânga) şi y12(h1)*(-1)(dreapta)
Acceleraţie a boghiului Osiile 1 şi 3	$\ddot{y}^{+}_{max}$ (m/s2)	Filtru trece jos 10 Hz	h1=0.15% h2=99.85%		
Acceleraţii în cutia vehiculului (cabinle 1/2)	$\ddot{y}^{*}_{S\,\max}$ (m/s2)	Filtru trece jos 6 Hz	h1=0.15% h2=99.85%	Pe extremitaţi, yj(h1)*(-1) şi yj(h2)	
	$\ddot{z}^{*}_{S\,\max}$ (m/s2)	Filtru trece bandă 0.4 Hz to 4 Hz	h1=0.15% h2=99.85%		Pe extremitaţi, yj(h1) * (-1) şi yj(h2)
Criteriul de instabilitate	ΣYrms (kN)	Filtru trece bandă f0 ± 2 Hz [a] Metoda glisantă rms -lungimea ferestrei:100 m -lungimea pasului: 10 m	Valori maxime	Pe osie	Pe osie
	$\ddot{y}^{+}_{rms}$ (m/s2)				

Solicitare a căii					
Forţa de ghidare osiile 1, 3	Y_{qst} (kN)	Filtru trece-jos 20 Hz [a]	h_0 = 50%		Pe osie, roțile externe yj1(h0) (stânga) și yj2(h0) * (-1) (dreapta)
Forța pe verticală	Qqst (kN)	Filtru trece-jos 20 Hz [a]	h_0 = 50%		Pe boghiu, roțile externe yj1(h0) (stânga) și yj2(h0) (dreapta)
Forța pe verticală	Qmax (kN)	Filtru trece-jos 20 Hz [a]	h2=99.85%	Pe grupul de roţi ale boghiului yjk(h2)	Pe grupul de roţi exterioare ale boghiului yj1(h2) (stânga) și yj2(h2) (dreapta)
Calitate de mers					
Acceleraţii în cutia vehicululului (cabinele 1și2)	$\ddot{y}^*_{qst}$ (m/s2)	Filtru trece jos 20 Hz	h_0 = 50%	-	În cabinele 1 / 2 yj1(h0) (stânga) și yj2(h0) *(-1) (dreapta)
	$\ddot{y}^*_{max}$ (m/s2) $\ddot{z}^*_{max}$ (m/s2)	Filtru trece bandă 0.4 Hz to 10 Hz	h1=0,15 % h2=99,85 %	În cabinele 1 / 2 yj(h2) și yj(h1) * (-1)	
	$\ddot{y}^*_{rms}$ (m/s2) $\ddot{z}^*_{rms}$ (m/s2)	Filtru trece bandă 0.4 Hz to 10 Hz	Valori rms		

[a] - f_0 este frecvenţa de instabilitate. Ea este definită ca frecvenţa dominantă în cazul unei comportări instabile. Ea trebuie determinată înainte de evaluarea rezultatelor încercării.

5.2.1.7 Calculul valorilor de frecvenţă, al valorii *rms* şi al valorilor maxime pentru fiecare tronson de cale

Pe baza semnalelor de măsurare, prelucrate conform tabelului 5.5., valorile de frecvenţă $y(h_j)$ trebuie determinate în baza curbei frecvenţelor cumulate:

– $y(h_1)$, frecvenţa curbei cumulate (percentila) h_1 = 0,15 % ;

– $y(h_0)$, frecvenţa curbei cumulate (percentila) h_0 = 50,0 % ;

– $y(h_2)$, frecvenţa curbei cumulate (percentila) h_2 = 99,85 %.

În cazul acceleraţiilor din interiorul cutiei vehiculului, trebuie evaluate și valorile eficace.

Pentru criteriul de instabilitate, trebuie evaluate valorile maxime ale mărimilor de evaluare.

Valorile de frecvenţă $y(hj)$ și valorile eficace *rms* obţinute, se utilizează în cadrul evaluării statistice ca date de intrare *yi* ale parametrului evaluat *y*. Parametrii *y* de evaluare statistică, sunt mărimile de evaluare, Y, Q, ΣY, Y/Q, $\ddot{y}^+$, $\ddot{y}^*$, și $\ddot{z}^*$. Evaluarea unui parametru *y* este limitată la zonele de încercare selecţionate. În general, sunt utilizate trei tipuri de valori:

– valori maxime $y_{max,\,i}$;

– valori medii $y_{med,\,i}$;

– valori eficace $y_{rms,i}$.

Valorile maxime $y_{max,i}$ şi valorile medii $y_{med,i}$ sunt calculate pe baza valorilor de frecvenţă $y(h_j)$ în funcţie de forma căii.

În cadrul prezentei metode de evaluare, pentru fiecare funcţie de evaluare, valoarea maximă estimată a eşantionului $Y(PA)_{max}$ se calculează pe baza unei metode statistice unidimensionale.

5.2.1.8 Calculul coeficienţilor de siguranţă

Pentru încercările în cale complete, coeficienţii de siguranţă λ ai mărimilor de evaluare a siguranţei circulaţiei trebuie calculaţi folosind următoarea relaţie :

$$\lambda = \frac{y_{lim}}{Y(PA)_{max}}$$

Coeficienţii de siguranţăm, λ, se calculează pentru următoarele mărimi de evaluare :

- ΣY, Y/Q pentru metoda normală de măsurare;

- $\ddot{y}^{+}$, $\ddot{y}^{*}$, şi $\ddot{z}^{*}$ pentru metoda simplificată de măsurare.

Calculul trebuie efectuat pentru toate eşantioanele. Pentru evaluarea finală trebuie utilizat coeficientul de siguranţă λ_{min} cel mai mic din toate mărimile evaluate în ce priveşte siguranţa circulaţiei.

5.2.1.9 Verificarea stabilităţii

Stabilitatea se verifică cu ajutorul mărimii de evaluare denumită criteriu de instabilitate. În funcţie de metoda de măsurare aplicată, se va utiliza mărimea de evaluare adecvată şi anume: $\sum Y_{rms}$, $\ddot{y}^{+}{}_{rms}$ sau $\ddot{y}_{rms}$.

Stabilitatea este verificată dacă toate valorile maxime de pe fiecare tronson de cale din zona de încercare 1 (cale în aliniament) și 2 (curbe cu rază mare) sunt mai mici ca valoarea limită.

Valorile maxime estimate $Y(PA)_{max}$ ale tuturor mărimilor de evaluare, pe baza eşantioanelor aleatorii evaluate, trebuie reprezentate într-un tabel sau într-un grafic.

Este necesar a se compara valoarile maxime estimate, $Y(PA)_{max}$, cu valoarile limită y_{lim} ale fiecărei mărimi de evaluare, pentru fiecare dintre condiţiile de încercare și zonele de încercare.

5.2.1.10 Evaluarea statistică

În prezenta metodologie se consider cazul unei slabe dispersii a valorilor parametrilor cu influenţă esenţială, x_i (variabile independente), rezultând că distribuţia globală a unui parametru de evaluare, y, poate, iniţial, să fie considerată ca o distribuţie unidimensională. În acest fel, evaluările statistice simplificate pot fi bazate pe următoarele ipoteze de calcul:

– populaţii cu distribuţie normală;

– o distribuţie unidimensională a eşantioanelor.

Atunci când se calculează valorile maxime estimate, maximY(PA), pentru parametrii importanţi din punct de vedere al siguranţei circulaţiei, ΣY, Y/Q , $\ddot{y}^{+}$, $\ddot{y}^{*}$, şi $\ddot{z}^{*}$, este necesar să se utilizeze un nivel de încredere cel puțin PA = 99,0 %. Nivelul de încredere este utilizat pentru limitarea celor două extremităţi ale distribuţiei de eşantionare aleatoare.

Evaluarea statistică se realizează separat pentru fiecare eşantion aleator. În acest scop, eşantioanele aleatoare trebuie alese după caracteristicile următoare: zonă de încercare; variabilă evaluată; punct de măsurare şi funcţie evaluată.

Valorile de frecvenţă $y(h_j)$ trebuie determinate pentru fiecare distribuţie de frecvenţă, pe baza curbei cumulate:

– $y(h_1)$, frecvenţă cumulată $h_1 = 0{,}15$ % ;

– $y(h_0)$, frecvenţă cumulată $h_0 = 50{,}0$ % ;

– $y(h_2)$, frecvenţă cumulată $h_2 = 99{,}85$ %.

Pentru accelerațiile din cutia vehiculului, $\ddot{y}^*$, și $\ddot{z}^*$, în primul rând trebuie determinate valorile eficace. Apoi, se calculează valorilor maxime, $y_{max,i}$, și valorilor medii, $y_{med,i}$, pe baza valorilor de frecvenţă $y(h_j)$, cum se prezintă în Tabelul 5.5. Eşantionul complet este constituit din N valori, $y(x_i)_i$, și din valori asociate parametrilor de influenţă, x_i .Pentru zona de încercare 1 (cale în aliniament), nu se utilizează niciun parametru de influenţă x_i.

Pentru fiecare eșantion, trebuie calculate mărimile statistice următoare:

Sume auxiliare:

$$S_x = \sum_{i=1}^{N} x_i \; ; \qquad S_y = \sum_{i=1}^{N} y_i$$

$$S_{xx} = \sum_{i=1}^{N} x_i^2 \; ; \quad S_{yy} = \sum_{i=1}^{N} y_i^2 \; ; \quad S_{xy} = \sum_{i=1}^{N} x_i y_i$$

Valori medii:

$$\overline{x} = \frac{S_x}{N}; \qquad \overline{y} = \frac{S_y}{N}$$

Sumă a abaterilor pătratice:

$$Q_{xx} = S_{xx} - \frac{S_x^2}{N}, \quad Q_{yy} = S_{yy} - \frac{S_y^2}{N}, \quad Q_{xy} = S_{xy} - \frac{S_x \cdot S_y}{N}$$

Dispersie:

$$s_x^2 = \frac{Q_{xx}}{N-1}; \qquad s_y^2 = \frac{Q_{yy}}{N-1}$$

Covarianța:

$$s_{xy} = \frac{Q_{xy}}{N-1}$$

În cadrul analizei unidimensionale, adoptată în prezenta metodologie, valoarea maximă estimată este calculată pe baza valorii medii şi a dispersiei:

$$Y(PA)_{max} = \overline{y} + k \cdot s_y$$

În funcţie de tipul variabilei de evaluare, pentru k trebuie utilizate următoarele valori :

– $k = 3.0$ pentru mărimile de evaluare a siguranţei circulaţiei ;

– $k = 2.2$ pentru evaluarea solicitării căii şi a calităţii de mers.

5.3 Sistem de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului

5.3.1 Sistemul pentru măsurarea forțelor de interacțiune roată-șină

Măsurarea forțelor de interacțiune roată-șină,Y (orizontal-transversale) și Q (verticale) prin utilizarea unei roați de locomotivă cu discul plin, este o problemă deosebit de grea deoarece este practic imposibilă delimitarea unor zone în care să se poată face separarea celor două tipuri de forțe.

Pentru evitarea acestui impediment, în cadrul contractului, a fost recondiționată o osie de măsură prevăzută cu roți cu spițe, preluată de la AFER București. În cadrul proiectului, roțile osiei de măsură au fost echipate cu traductoare de măsurare pentru forțele Y și Q și au fost etalonate ca

traductoare de măsură pentru aceste tipuri de forțe. Fiecare roata de pentru măsurarea forțelor Y și Q este prevăzută cu 24 spițe, dintre care 12 sunt realizate ca traductoare pentru măsurarea forțelor orizontale, Y, și 12 ca traductoare pentru măsurarea forțelor verticale, Q. Ambele tipuri de traductoare de măsură au fost echipate cu mărci tensometrice instalate în montaj punte completă.

Spițele pentru măsurarea forțelor Y, sunt spițe de formă eliptică, cu axa mare orientată perpendicular pe calea de rulare. Pentru selectarea locului de aplicare a mărcilor tensometrice, utilizând programul Ansys 15.0 achiziționat prin proiect, a fost realizată analiza cu elemente finite a roții cu spițe solicitată pe direcția transversală. Poziționarea locului de amplasare a mărcilor precum și modul de legare al acestora în punte completă este reprezentat în figura 5.1.

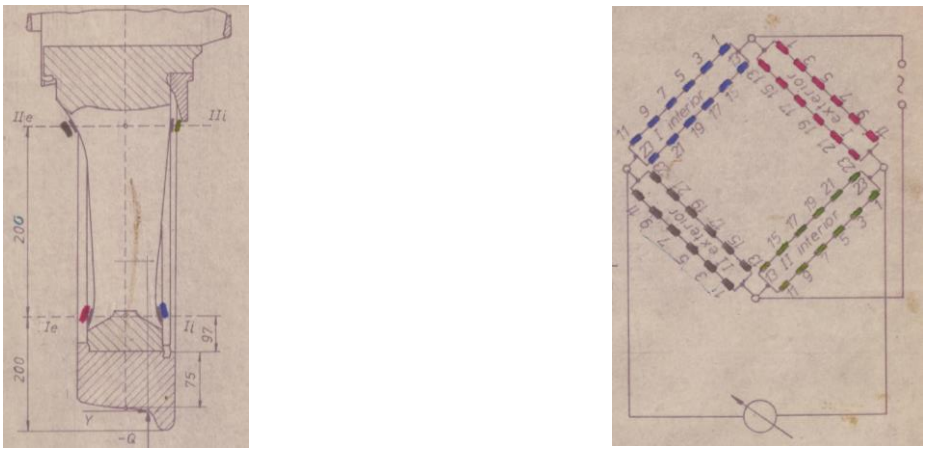


Fig. 5.1. Poziționarea locului de amplasare a mărcilor pentru forțele Y și modul de legare în punte completă

Spițele pentru măsurarea forțelor pe verticală, Q, sunt mai subțiri și aduse la formă pătrată în secțiune. Au fost tăiate, așa cum se vede în figura 7.2, pentru a se intercala câte un traductor de forță realizat special pentru această destinație.

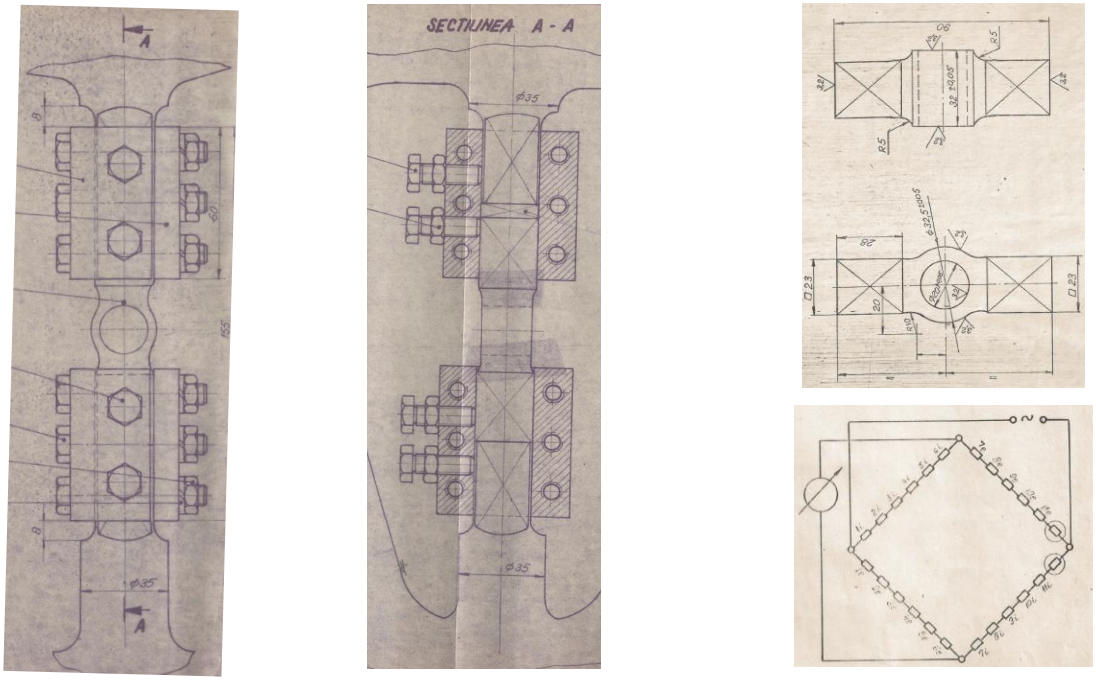


Fig. 5.2. Poziționarea locului de amplasare a mărcilor pentru forțele Q și modul de legare în punte completă

Așa cum s-a menționat, fiecare spiță este constituită ca traductor de forță. Pentru a fi utilizată ca traductor pentru măsurarea forțelor de interacțiune Y/Q, roata de măsură a fost etalonată pe ”Stand pentru verificări mecanice” realizat special pentru această destinație în cadrul unui contract de servicii realizat cu Compania de Mecanică Feroviară Craiova. Tot în cadrul aceluiași contract de servicii a fost realizat ”Sistem pentru verificarea distribuției sarcinii pe suspensia primară și secundară”, în vederea realizării unei bune distribuții a sarcinii pe osia de măsură. ”Sistemul pentru verificarea distribuției sarcinii pe suspensia primară și secundară” constă dintr-un stand pentru determinarea caracteristicilor de elasticitate ale suspensiei primare și secundare precum și dintr-un set de 12 celule de forță cu sarcina nominală de 150kN, dintre care opt se introduc între carcasă și suspensia secundară (arcuri) pentru determinarea înălțimii bailagurilor necesare unei distribuții echilibrate a forțelor pe suspensia secundară. Patru doze sunt consacrate măsurării, din mers, a sarcinii pe roți. În figura 5.3 este prezentat ștandul pentru verificarea distribuției sarcinii pe suspensia primară și secundară.

Ștandul pentru etalonarea roții de măsură permite aplicarea succesivă a forțelor Y și Q, sarcina fiind realizată cu un cilindru hidraulic de 150kN, iar forța fiind măsurată cu o celulă de forță etalon, achiziționată prin proiect. Presiunea necesară acționării cilindrului este realizată cu o pompă de presiune cu ulei, cu presiunea maximă de 700 bar. În figura 5.4 este reprezentată roata de măsură pe ștandul de etalonare. Prin etalonare s-a confirmat că spițele de măsură pot fi considerate ca traductoare liniare, iar în tabelul 5.6 sunt prezentați factorii de interpolare liniară A (panta tangentei) și B (offset) ai celor două roți, R1 și R2, care alcătuiesc osia de măsură, atât pentru direcția verticală, V, cât și pentru direcția orizontal-transversală, OT. În tabel este prezentat și unghiul pe care fiecare spiță îl formează cu direcția verticală. Din analiza datelor din tabel și a graficelor parametrilor A și B, se observă că la trecerea unei roți, semnalul dat de spițele verticale este de formă aproape sinusoidală în timp ce caracteristicile pentru spițele pentru măsurarea forțelor Q are o caracteristică aproape independentă de spiță. Raționamentul pentru realizare de semnale cu semn opus pentru spițele verticale adiacente este că atunci când o spiță verticală calcă pe șină, la respectiva spiță avem compresiune iar la spițele verticale adiacente avem întindere. În acest fel semnalele se sumează și conduc la un semnal global amplificat.

Luând în vedere această observație, în calculele pentru prelucrarea datelor măsurate se atribuie același unghi pentru o spiță verticală (1, 3, 5, …, 23) cât și pentru spița orizontală imediat următoare (2, 4, 6, …, 24), în tabelul 5.6 nemaiapărând unghiul spițelor orizontale.

O serie de probleme critice apar la măsurarea forțelor Y/Q: osia de măsură este în mișcare de rotație; zona este puternic perturbată electromagnetic; spațiul dintre osia de măsură și motorul de tracțiune este foarte limitat și nu permite amplasarea unor module cu transmitere wireless.

Datorită acestor motive au fost realizate două module cu izolare galvanică pentru măsurarea în punte completă (FullBridge) a semnalelor furnizate de mărcile tensomentrice amplasate pe spițile de măsură. Fiecare modul alimentează câte o roată de măsură și constituie de fapt o interfață care îndeplinește următoarele funcții:

- Asigură stabilitatea tensiunii de alimentare a modulului de condiționare și conversie a semnalului de la ieșirea punții tensometrice în condiții de vibrații și șocuri majore aferente unui dispozitiv de măsurare amplasat pe osiea unei locomotive aflată în mișcare;

- Protejează circuitele electronice interne contra efectelor șocurilor mecanice induse de osie;

- Asigură continuitatea și stabilitatea conexiunilor electrice atât între puntea tensometrică și modulul de măsurare cât și între modul și traductorul rotativ plasat pe osie.

Condițiile în care trebuie să funcționeze modulele de măsurare sunt critice mai ales din punct de vedere al solicitărilor mecanice, deoarece este plasat direct pe osie. Orice soc mecanic care aparea în timpul deplasării locomotivei este transmis în mod direct modulelor electronice

S-a optat pentru o construcție care să permită evitarea deplasării componentelor electronice în timpul șocurilor mecanice. Fiecare modulul conține câte un circuit electronic special de stocare a energiei bazat pe condensatoare de mare capacitate care permite continuitatea alimentarii circuitelor interne în condițiile unor întreruperi temporare sau accidentale a alimentarii cu energie având în vedere că sursa de energie nu se afla pe osie ci în cabina de conducere a locomotivei.

Legatura între modul și punțile tensometrice, respectiv traductorul rotativ, se realizeaza cu ajutorul unor cabluri plate de tip redundant. Redundanța este asigurata prin conectarea în paralel a mai multor cabluri, în acest mod se reduce riscul de intrerupere a legaturilor electrice între modul și celelalte componente functionale care alcatuiesc sistemul de măsurare a forței Y/Q.

În figura 5.4 se poate observa modul de amplasare pe osia de măsură a modulelor cu izolare galvanică pentru mărci tensometrice. Conexiunea cu cablul de semnal și de alimentare se realizează printr-un comutator rotativ cu 12 canale, care asigură o bună protecție la șocuri mecanice.

Fig. 5.3. Roata pentru măsurarea forțelor de interacțiune roată-șină, Y/Q, pe ștandul de etalonare

Tabel 5.6. Caracteristicile de etalonare ale spițelor roții de măsură, considerate ca traductoare de măsură

Spita	Unghi	AR1_V (N/V)	BR1_V (N)	AR1_OT (N/V)	BR1_OT (N)	AR2_V (N/V)	BR2_V (N)	AR2_OT (N/V)	BR2_OT (N)
1	196.9	-601895	382649	428669	234476	678128	116670.473	440733	19485
3	225.7	652412.1	-415721	426405	233306	-541601	-92720.04	441377	19427.9
5	255.4	-760080	483984	419512	229490	635833	109541.77	441948	19537.4
7	284.1	711484.3	-454243	408377	223429	-603775	-104090.65	431795	19172.3
9	315.3	-578033	369161	402486	220075	664713	114838.047	402063	17940.8
11	345	686146	-440387	400337	218959	-725561	-126487.38	375194	16735
13	14.6	-726165	464996	400500	219062	689191	120049.5	369188	16461.6
15	46.7	651292	-414920	400227	218971	-704265	-123267.87	381137	16953.6
17	75.7	-695433	442849	403567	220755	705218	123561.657	404013	17967.6
19	107.1	650879	-414818	407705	223002	-752666	-131244.16	422611	18777.4
21	137.2	-713541	453918	414363	226652	662647	115550.38	429914	19087.5
23	165.6	592151.1	-377250	423745	231719	-593637	-102842.23	438076	19403.4

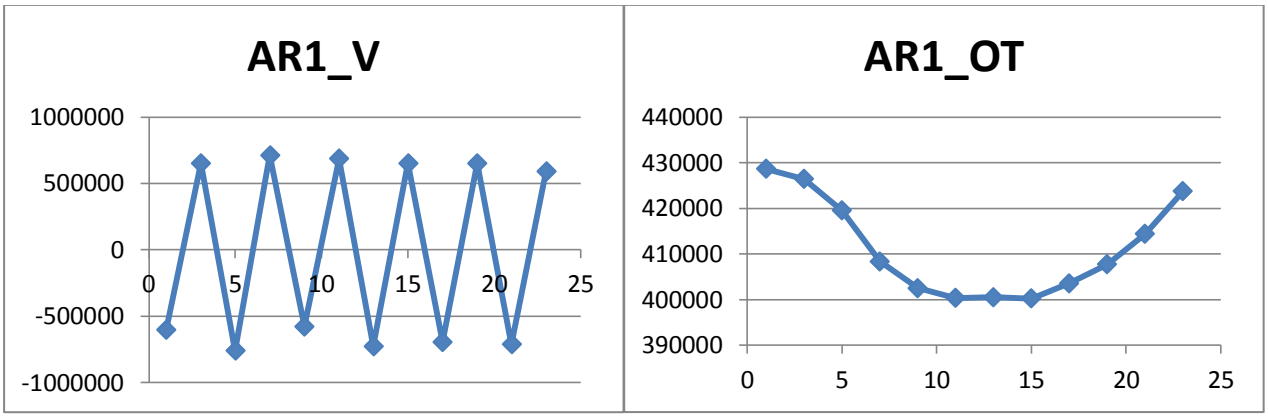


Fig. 5.4. Exemplu privind dependența de spiță a caracteristicilor de interpolare ale spițelor de măsură Y/Q

Având în vedere particularitățile sistemului pentru măsurarea forțelor Y/Q, în mediul de programare TestPoint, a fost realizat un program pentru prelucrarea datelor achiziționate la încercări evaluare a siguranței circulației prin forțe de interacțiune roată-șină.

Programul realizează următoarele operații:

-La parcurgerea semnalului înregistrat, determină maximele și minimele pentru semnalele de tensiune înregistrate de la spițele verticale, pentru ambele roți R1 și R2;

-La fiecare maxim/minim determinat, citește unghiul și determină spița aflată în interacțiune cu calea. Corespunzător, utilizând tabela de interpolare 5.6, determină parametrii A și B atât pentru spița pe verticală cât și pentru cea pe orizontală adiacentă.

-Prin interpolare liniară determină valoarea forțelor de interacțiune Y și Q.

În figura 5.5. este prezentat un detaliu privind înregistrări originale ale accelerațiilor și semnalelor electrice provenite de la modulele pentru măsurarea forțelor de interacțiune roată-șină, iar în figura 5.6 este prezentat rezultatul prelucrărilor de forțe de interacțiune, pentru o zonă de circulație.

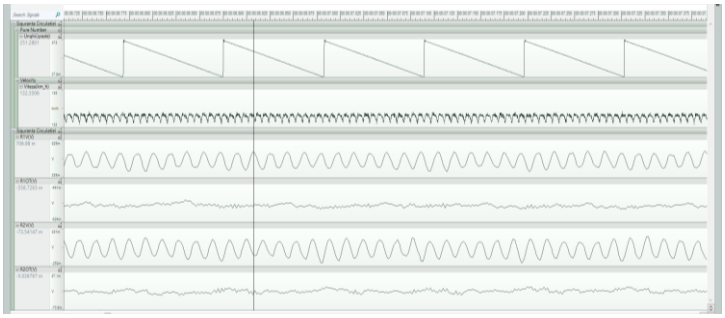


Fig. 5.5. Detaliu privind înregistrari ale forțele de interacțiune roată-șină (înregistrări primare)

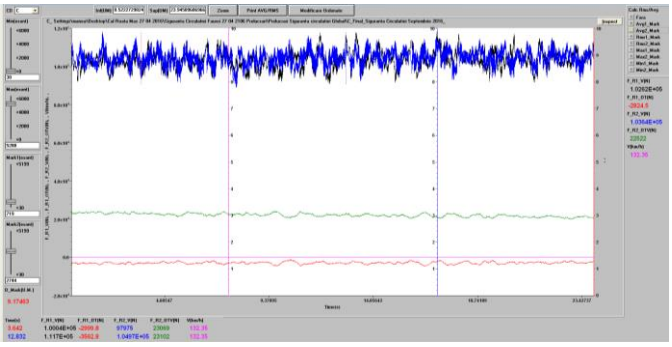


Fig. 5.6. Determinarea forțelor de interacțiune pentru o zonă de circulație

5.3.2 Sistemul pentru măsurarea accelerațiilor

-Accelerometre piezoelectrice tip 355B03, fabricație PCB (10 buc.), cu următoarele caracteristici: sensibilitate: 10.19 mV/(m/s²); domeniul de măsură: ±490 m/s²; domeniul de frecvență: 2-5000 Hz; frecvența de rezonanță: ≥25 kHz; neliniaritate: ≤1 %; masa: 10gr;

-Accelerometre piezoelectrice tip 355B02, fabricație PCB (2 buc.), cu următoarele caracteristici: sensibilitate: 1.019 mV/(m/s²); domeniul de măsură: ±4900 m/s²; domeniul de frecvență: 2-5000 Hz; frecvența de rezonanță: ≥25 kHz; neliniaritate: ≤1 %; masa: 10gr;

-Accelerometru de referință tip 301A10, fabricație PCB, cu următoarele caracteristici: sensibilitate: 10.2 mV/(m/s²); domeniul de măsură: ±490 m/s²; domeniul de frecvență: 0.5-10000 Hz; frecvența de rezonanță: ≥35 kHz; neliniaritate: ≤1 %; masa: 176gr;

-Sistem achiziție date LAN-XI, tip 3053B120, fabricație Bruel & Kjaer, cu următoarele caracteristici: canale de intrare: 12; intrare pentru traductoare CCLD; intrare pentru tensiune în domeniul: ±10V; domeniul de frecvență: 0 - 25.6 kHz; rezoluție: 24bit; suport TEDS;

-Sistem achiziție date LAN-XI, tip 3160A042, fabricație Bruel & Kjaer, cu următoarele caracteristici: canale analogice de intrare: 4; intrare pentru traductoare CCLD; intrare pentru tensiune în domeniul de tensiune: ±31.6V; domeniul de frecvență: 0 – 51.2 kHz; rezoluție: 2x24bit; suport pentru traductoare TEDS; ieșiri pentru generator de tensiune: 2; tensiunea de ieșire: ±10V; rezoluția la ieșire: 24bit; suport tehnologie Dyn-X.

-Sistem achiziție date SoftronicDataAcquisition, trusă portabilă pentru măsurări pe teren incluzând LAN-XI 3053B120 și LAN-XI 3160A042, cu următoarele caracteristici: canale analogice de intrare: 16, canale analogice de ieșire (semnal de tensiune de la generator): 2; port LAN: 1; ieșire tensiune stabilizată 5Vcc: 1; ieșire tensiune stabilizată 24Vcc: 1; independență energetică cu toate sistemele de achiziție în funcțiune: 5 ore.

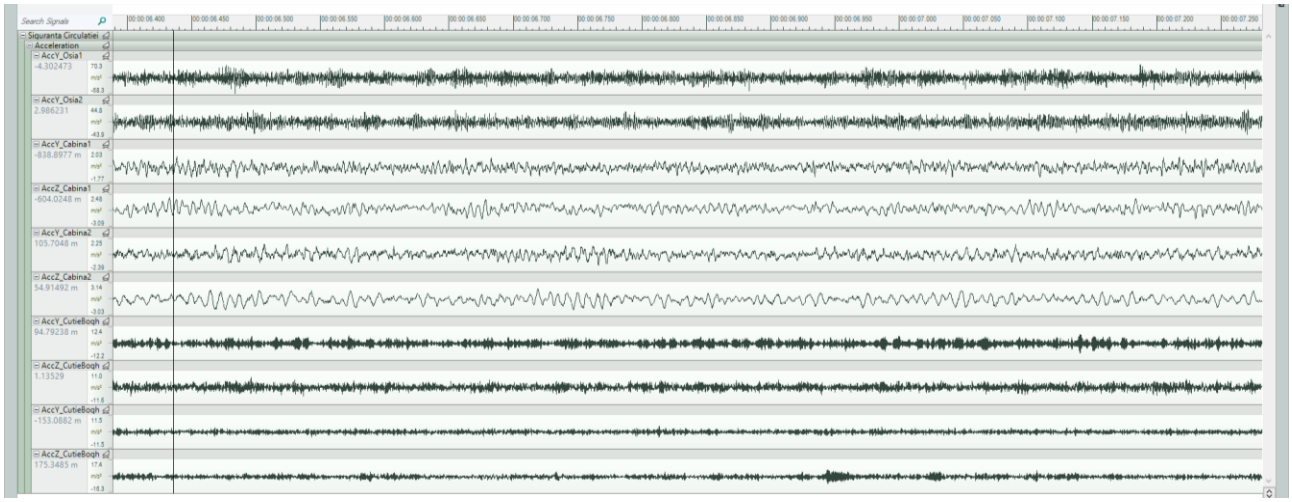


Fig. 5.7. Detaliu privind înregistrari ale accelerațiilor la încercări de evaluarea siguranței circulației și calității de mers

5.3.3 Software de achiziție și analiză

PULSE LabShop este un software pentru controlul achiziției și prelucrări multicanal, în timp real, a datelor achiziționate. Platforma PULSE LabShop standard cuprinde: analiză FFT; analiză CPB sau 1/n octavă; analiză Order Tracking; analiză Envelope; analiză Cepstrum; analiză Steady State Response (SSR); analiză Time-Capture. Deoarece cele mai multe încercări pot să fie unice și nerepetabile, PulseLabshop oferă capacitatea de multi-analiză, înseamnînd că se poate realiza simultan achiziția datelor și procesarea multicanal a acestora. Afișarea rezultatelor se face în timp

real, depinzînd de capacitatea de procesare a sistemului de calcul. Salvarea în fișiere a datelor achiziționate și/sau procesate se realizează în paralel cu achiziția.

În cadrul platformei PULSELabShop sunt integrate mai multe aplicații create special pentru a ușura activitatea de pregătire și derulare a încercărilor, multe cu transfer direct al rezultatelor la PULSE Reflex pentru activități consacrate, precum EMA (Experimental Modal Analysis), OMA (Operational Modal Analysis), sau ODS (Operating Deflection Shapes)

PULSE Reflex, este un software pentru post-procesarea datelor achiziționate. În prezenta lucrare au fost utilizate următoarele module: PULSE Reflex Core, PULSE Reflex Modal Analysis, PULSE Reflex Correlation Analysis și PULSE Reflex ODS Analysis.

PULSE Reflex Core, modul pentru post-procesarea datelor înregistrate în timp și a celor din domeniul frecvență. Prezintă o flexibilitate ridicată, permițând analize multicanal complexe în oricare dintre domeniile menționate. Numărul de canale de analiză și lungimea datelor este limitată doar de capacitatea sistemului de calcul utilizat. Toate datele sunt stocate în baza de date Pulse Reflex, care pot include și date rezultate din PULSE LabShop.

5.4 Demonstrare funcționalitate "Sistem de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului"

Sistemul de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului, elaborat în cadrul prezentului proiect, a fost utilizat în procesul de omologare a locomotivei LEMA 6000kW, prin metoda normală de încercare, conform normativului SR EN 14363/2011. Probele de omologare privind siguranța circulației, solicitarea căii și calitatea de mers au fost efectuate pe Poligonul de Încercări Feroviare de la Făurei, cu locomotiva LEMA 24 de 6000kW.

Ca o primă etapă s-a realizat echiparea locomotivei cu osia de măsură a forțelor de interacțiune roată-șină și echilibrarea sarcinilor distribuite pe suspensia primară și secundară. În prima etapă s-a realizat diagramarea și împerecherea atât a suspensiei primare cît și a celei secundare, utilizând standul pentru verificarea suspensiei la locomotive, realizat prin proiect, figura 5.8.

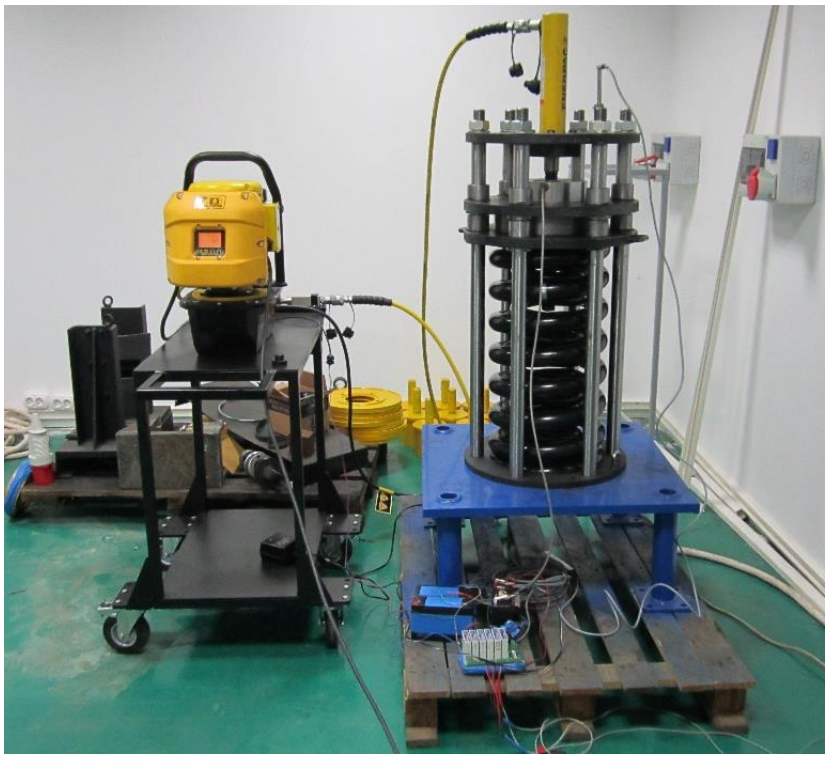


Fig. 5.8. Stand pentru verificarea caracteristicilor mecanice ale suspensiei primare și secundare la LE

Utilizând ”Sistemul pentru echilibrarea sarcinii pe suspensia locomotivei”, constituit din 8 celule de forță de 150kN și unitate de afișaj, realizat și etalonat în cadrul proiectului luând ca referențial celula etalon de forță tip U5-200kN-HBM, s-a realizat echilibrarea sarcinii pe suspensie.

Încercările au fost efectuate în intervalul 26÷29.09.2016 pe Inelul Mare din cadrul Centrului de Testari Feroviare Făurei, conform reprezentării din figura 5.9, înregistrarea datelor efectuându-se:

- în aliniament, între kilometrii 7 și 8;

- în curbă mare, între kilometrii 9 și 12.

În figura 5.10 este prezentată Locomotiva LEMA 24 echipată cu osia de măsură pentru încercările de siguranța circulației, solicitarea căii și calitate de mers.

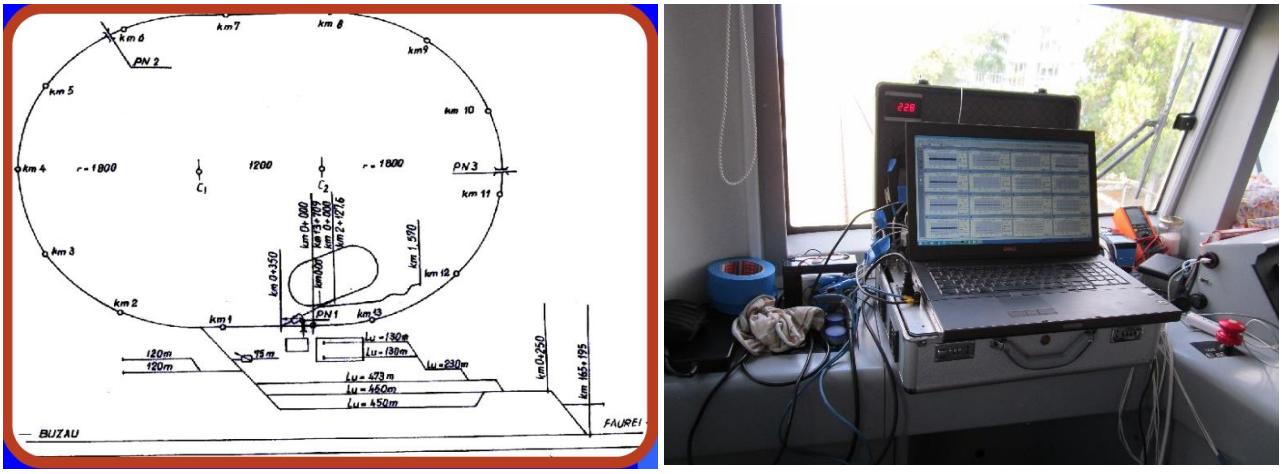


Fig. 5.9. Inelul Mare al Centrului de Testari Feroviare Făurei. Sistemul pentru înregistrarea datelor

Fig. 5.10. Locomotiva LEMA 24 echipată cu osia de măsură pentru încercările de siguranța circulației

5.4.1 Parametrii măsurați și calculați

Conform metodei normale din SR EN 14363/2007, au fost măsurați sau calculați parametrii definitorii pentru evaluarea siguranța circulației, solicitarea căii și calitate de mers.

Locomotiva LEMA este declarată ca locomotivă pentru trenuri de marfă cu viteza nominală de 120 km/h. Viteza de încercare, pe inel, a fost de cca. 132 km/h.

Înregistrarea datelor s-a efectuat pe sistemul de achiziție pe 16 canale analogice, ”Sofronic Acquisition Data”, realizat prin proiect, la o frecvență de achiziție de 32kHz. Au fost efectuate 14 tururi de inel, rezultând 14 fișiere de date din fiecare putuncu-se selecta câte 3 tronsoane de evaluare (o înregistrare conține aliniament și curbă mare). Au fost înregistrați următorii parametrii:

1. Viteza (km/h) - viteza vehicolului;
2. Unghi (grade) – unghiul format de spița 1 cu verticala;
3. Forţa de ghidare, Y_{R1} (N) – pentru roata 1, partea stângă față de direcția de mers;
4. Forţa de ghidare, Y_{R2} (N) – pentru roata 2, partea dreaptă față de direcția de mers;
5. Sarcina pe roată, Q_{R1} (N) – pentru roata 1, partea stângă față de direcția de mers;
6. Sarcina pe roată, Q_{R2} (N) – pentru roata 2, partea dreaptă față de direcția de mers;
7. Acceleraţia ramei boghiului, $\ddot{y}^{+}$, Acc_{Y_Osia1}(m/s^2), pe direcţia transversală;
8. Acceleraţia ramei boghiului, $\ddot{y}^{+}$, Acc_{Y_Osia3}(m/s^2), pe direcţia transversală;
9. Acceleraţia în cabina 1, $\ddot{y}^{*}$, Acc_{Y_Cab1}(m/s^2), pe direcţia transversală;
10. Acceleraţia în cabina 1, $\ddot{z}^{*}$, Acc_{Z_Cab1}(m/s^2), pe direcţia verticală;
11. Acceleraţia în cabina 2, $\ddot{y}^{*}$, Acc_{Y_Cab2}(m/s^2), pe direcţia transversală;
12. Acceleraţia în cabina 2, $\ddot{z}^{*}$, Acc_{Z_Cab2}(m/s^2), pe direcţia verticală;
13. Acceleraţia cutie deasupra boghiu1, $\ddot{y}^{*}$, $Acc_{Y_CutieBoghiu1}$(m/s^2), pe direcţia transversală;
14. Acceleraţia cutie deasupra boghiu1, $\ddot{z}^{*}$, $Acc_{Z_CutieBoghiu1}$(m/s^2), pe direcţia verticală;
15. Acceleraţia cutie deasupra boghiu2, $\ddot{y}^{*}$, $Acc_{Y_CutieBoghiu2}$(m/s^2), pe direcţia transversală;
16. Acceleraţia cutie deasupra boghiu2, $\ddot{z}^{*}$, $Acc_{Z_CutieBoghiu2}$(m/s^2), pe direcţia vertical.

Parametrii calculați:

1. Suma forţelor de ghidare, $\Sigma Y = Y_{R1} + Y_{R2}$ (N);
2. Coeficientul, Y/Q_{R1}, – pentru roata 1, partea stângă față de direcția de mers;
3. Coeficientul, Y/Q_{R2}, – pentru roata 2, partea dreaptă față de direcția de mers;

5.5 Prelucrarea datelor înregistrate. Prezentarea rezultatelor

Atât pentru aliniament cât și pentru curba mare, din fiecare înregistrare au fost selectate câte trei tronsoane de cale cu lungimea de cca. 250m ±25m. Pentru fiecare tronson de cale au fost efectuate următoarele prelucrări:

5.5.1 Prelucrarea semnalelor înregistrate pe tronsoane de cale

5.5.1.1 Prelucrarea semnalelor de măsurare pentru Siguranţa circulaţiei

Sumă a forțelor de ghidare, ΣY și Coeficienții, Y/Q:

- Filtrare trece jos la 20Hz ;
- Calculul valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate: h1=0.15% și h2=99.85%.

Criteriul de instabilitate:

- Analiza spectrală a semnalelor: *Y*, cu determinarea frecvenței dominante, f_0;
- Filtru trece bandă f0 ± 2 Hz a semnalelor: Y,

- Calculul valorilor rms pentru semnalele: Y, utilizând metoda glisantă cu lungime a ferestrei de: 100 m și lungime a pasului de 10 m.

5.5.1.2 Prelucrarea semnalelor de măsurare pentru Solicitarea căii

Forţă de ghidare, Sarcină pe roată:

- Filtrare trece jos la 20Hz ;

- Calculul valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate: h0=0.5% pt. Y_{qst} și Q_{qst}.

- Calculul valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate: h2=99.85% pentru Q_{max}.

5.5.1.3 Prelucrarea semnalelor de măsurare pentru *Calitate de mers*

- Filtru trece jos la 20 Hz și calculul valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate: h0=0.5% pentru $\ddot{y}^*_{qst}$;

- Filtru trece bandă 0.4 Hz la 10 Hz și calculul valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate: h1=0.15% și h2=99.85% pentru $\ddot{y}^*_{max}$ și $\ddot{z}^*_{max}$.

- Filtru trece bandă 0.4 Hz la 10 Hz și calculul valorilor rms pentru semnalele: $\ddot{y}^*_{rms}$ și $\ddot{z}^*_{rms}$.

5.5.2 Prelucrarea statistică a rezultatelor prelucrărilor pe tronsoane de cale

- Pe ansamblul global, cuprinzând prelucrările peste toate înregistrările, se determină valorile medii aritmetice, $\bar{y}$ și deviația standard, s_y;

- Valoarea maximă estimată este calculată pe baza valorii medii şi a deviației standard:

Y(PA)max = $\bar{y}$ + k s_y. Pentru k, în funcţie de variabila de evaluare, se utilizează valorile:

k = 3.0 pentru mărimile de evaluare a siguranţei circulaţiei ;

k = 2.2 pentru evaluarea solicitării căii şi a calităţii de mers.

În tabelele 5.7 … 5.10 sunt prezentate rezultatele prelucrării statistice a parametrilor pentru evaluarea siguranţei circulației, solicitării căii și calității de mers. Datorită dimensiunii mari a datelor originale, în tabele sunt prezentate doar rezultatele prelucrării statistice a valorilor de frecvență.

Tabel 5.7. Centralizator cuprinzând valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate h2=99.85% pentru parametrii caracteristici ai forțelor de interacțiune roată-șină

	Q_R1(N)	*Y_R1(N)*	*Q_R2(N)*	*Y_R2(N)*	*V(km/h)*	*ΣY(N)*	*Y/Q_R1*	*Y/Q_R2*
DevStd	3314.87	744.96	3269.15	4428.00	0.00	4564.87	0.01	0.05
Media	119514.69	-2574.44	120077.77	37517.19	132.34	42980.66	-0.02	0.38

Tabel 5.8. Centralizator cuprinzând valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate h0=0.5% pentru parametrii caracteristici ai forțelor de interacțiune roată-șină

	Q_R1(N)	*Y_R1(N)*	*Q_R2(N)*	*Y_R2(N)*	*V(km/h)*	*ΣY(N)*	*Y/Q_R1*	*Y/Q_R2*
DevStd	1033.51	712.50	1318.31	4330.13	0.00	4443.05	0.01	0.04
Media	103229.79	-4045.27	107099.37	35386.72	132.34	39431.28	-0.04	0.33

Tabel 5.9. Centralizator cuprinzând valorile de frecvenţă y(hj) în baza frecvenţelor cumulate h1=0.15% pentru parametrii caracteristici ai forţelor de interacţiune roată-şină

	Q_R1(N)	*Y_R1(N)*	*Q_R2(N)*	*Y_R2(N)*	*V(km/h)*	*ΣY(N)*	*Y/Q_R1*	*Y/Q_R2*
DevStd	2159.72	688.68	2728.11	4266.28	0.00	4407.16	0.01	0.03
Media	88261.81	-5529.20	93027.72	33605.04	132.34	36264.39	-0.06	0.29

Tabel 5.10. Centralizator cuprinzând valorile de frecvenţă reunite y(hj) care grupează yj(h2) şi (-1)*yj(h1), pentru accelerații, unde frecvenţelor cumulate sunt h1=0.15% și h2=99.85%

	AccY Cabina1	AccZ Cabina1	AccY Cabina2	AccZ Cabina2	AccY CutieBogh1	AccZ CutieBogh1	AccY CutieBogh2	AccZ CutieBogh2
	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²
DevStd	0.022	0.107	0.035	0.095	0.017	0.075	0.026	0.067
Media	0.174	0.291	0.209	0.272	0.143	0.193	0.164	0.176

5.6 Evaluarea încercărilor efectuate cu "Sistem de măsură și analiză pentru determinarea performanțelor dinamice și analiza calității mersului"

5.6.1 Evaluarea siguranţei circulaţiei pentru locomotiva electrică LEMA 6000kW

Pentru metoda normală de măsurare, suma forţelor de ghidare, ΣYmax, şi coeficientul, (Y/Q)max, al forţei de ghidare şi al sarcinii pe roată sunt criterii de evaluare a siguranţei circulaţiei.

Locomotiva LEMA prezintă stabilitate în circulaţie, nemanifestându-se o frecvenţă dominantă pentru un comportament instabil. Nu se aplică criteriul de instabilitate.

Tabel 5.11. Evaluarea siguranţei circulaţiei pentru locomotiva electrică LEMA 6000kW

	ΣY(N)	*Y/Q_R1*	*Y/Q_R2*
Deviația Standard	4564.87	0.01	0.05
Valoare Medie	42980.66	0.02	0.38
Valoare Maximă	56675.27	0.05	0.53
Valoare Limită	80000	0.8	0.8
Evaluare	ADMIS	ADMIS	ADMIS

5.6.2 Evaluarea solicitării căii pentru locomotiva electrică LEMA 6000kW

Pentru metoda normală de măsurare, Forţă de ghidare cvasistatică, Y_{qst}, Sarcină cvasistatică pe roată, Q_{qst} şi Sarcină maximă pe roată $Q_{\max}$, sunt criterii de evaluare a solicitării căii.

Tabel 5.12. Evaluarea solicitării căii pentru locomotiva electrică LEMA 6000kW

	Y_{qst_R1} *(N)*	Y_{qst_R2} *(N)*	Q_{qst_R1} *(N)*	Q_{qst_R2} *(N)*	$Q_{\max_R1}$ *(N)*	$Q_{\max_R2}$ *(N)*
Deviația Standard	712.49	4330.12	1033.51	1318.3	3314.87	3269.15
Valoare Medie	4045.27	35386.72	103229.8	107099.4	119514.7	120077.8
Valoare Maximă	5612.748	44912.984	105503.522	109999.7	126807.4	127269.9
Valoare Limită	60000	60000	145000	145000	195000	195000
Evaluare	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS

5.6.3 Evaluarea calității de mers pentru locomotiva electrică LEMA 6000Kw

5.6.3.1 Evaluarea calității de mers prin acceleraţii maxime în cutia vehiculului

	AccY_ Cabina1	AccZ_ Cabina1	AccY_ Cabina2	AccZ_ Cabina2	AccY_ CutieBoghiu1	AccZ_ CutieBoghiu 1	AccY_ CutieBoghiu 2	AccZ_ CutieBoghiu 2
	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²
Dev. Std.	0.022	0.107	0.035	0.095	0.017	0.075	0.026	0.067
Val.Medie	0.174	0.291	0.209	0.272	0.143	0.193	0.164	0.176
Val.Max.	0.2224	0.5264	0.286	0.481	0.1804	0.358	0.2212	0.3234
Val.Limită	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Evaluare	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS

5.6.3.2 Evaluarea calității de mers prin valori eficace ale acceleraţiilor în cutia vehiculului

	AccY_ Cabina1	AccZ_ Cabina1	AccY_ Cabina2	AccZ_ Cabina2	AccY_ CutieBoghiu1	AccZ_ CutieBoghiu 1	AccY_ CutieBoghiu 2	AccZ_ CutieBoghiu 2
	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²	m/s²
Dev. Std.	0.030465	0.00925	0.003374	0.032717	0.005755	0.030136	0.002495	0.020537
Val.Medie	0.266303	0.139047	0.064121	0.10043	0.075983	0.096676	0.049942	0.066571
Val.Max.	0.333326	0.159397	0.071543	0.172408	0.088643	0.162976	0.055431	0.111753
Val.Limită	0.5	1	0.5	1	0.5	1	0.5	1
Evaluare	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS	ADMIS

6 DEMONSTRARE FUNCȚIONALITATE ȘI UTILITATE „SISTEM DE EVALUARE A REZISTENȚEI STRUCTURALE ȘI A RASPUNSULUI LA IMPACT A VEHICULELOR DE TRACȚIUNE FEROVIARĂ”.

6.1 Generalități privind validarea la impact a vehiculelor de tracțiune feroviară

În acord cu reglementările normativului EN 15227+A1:2010, vehiculele feroviare sunt conforme din punct de vedere al rezistenței la coliziuni dacă prin simulări, încercări sau prin metode combinate (analiză și încercări), se demonstrează că sunt satisfăcute următoarele criterii de validare:

-reducerea riscului de încălecare;

-absorbția într-o manieră controlată a energiei de coliziune;

-conservarea spațiului de supraviețuire și integritatea structurală a zonelor ocupate;

-limitarea decelerației;

Din punct de vedere al riscului la coliziuni, vehiculele feroviare sunt împărțite în patru categorii de aptitudine la coliziuni, iar locomotive, vagoane de călători și unitățile feroviare fixe se încadrează în clasa C1, respectiv vehicule proiectate pentru exploatare pe itinerarii din Rețeaua Trans-Europeană, rețele internaționale, naționale și regionale (cu pasaje de nivel). Pentru vehiculele această clasă este reglementată satisfacerea criteriilor de validare pentru scenariile de coliziune prezentate în tabelul 6.1 (cu mențiunea că scenariul 4 referitor la plugul de obstacole se verifică prin încercări).

Tabel 6.1. Scenarii de coliziune pentru vehiculele feroviare din clasa C1

Scenariul de coliziune	Obstacol de coliziune	Caracteristici operationale cerute	Viteza de coliziune
1	Unitate feroviara identica	Toate sistemele	36 km/h
2	Vagon de 80 t	Trafic mixt cu vehicule echipate cu tampoane laterale	36 km/h
3	Obstacol deformabil de 15 t	Trecere la pasaje de nivel	V_{lc}-50 ≤ 110
4	Obstacol mic, scund	Cerinte de îndeplinit pentru plugul de obstacole	

6.2 Criterii de validare a siguranței structurale pasive

6.2.1 Încălecarea

Criteriul de acceptare pentru limitarea încălecării pentru scenariul 1 este ca procesul de validare (simulare) să demonstreze că, la un decalaj vertical inițial de 40 mm în punctul de impact (cu unitatea feroviară imobilă la un nivel inferior celui al unității feroviare în mișcare), criteriile de decelerare și de spațiu de supraviețuire sunt respectate. În plus:

-cel puțin un set osie montată a fiecărui boghiu să se mențină efectiv în contact cu calea pe toată durata simulării coliziunii. Aceasta se poate stabili prin a arăta că, în orice moment, deplasarea verticală deasupra șinei a cel puțin unui set osie montată a fiecărui boghiu nu este mai mare de 75 % din înălțimea nominală a buzei bandajului;

sau dacă această condiție nu poate fi obținută;

-este permisă o ridicare a roții până la 100 mm, dacă dispozitivele anti-încălecare rămân complet angajate în timpul părții semnificative a simulării coliziunii și oferă un blocaj mecanic stabil între vehiculele în coliziune și dacă forțele de interfață maxime induse sunt corect transmise în interblocarea mecanică. Trebuie, de asemenea, demonstrat că elementele care asigură anti-încălecarea absorb cantitatea de energie cerută, ca orice modul adițional de absorbție de energie.

Demonstrația trebuie realizată printr-un calcul care utilizează un model detaliat al zonelor deformabile de la extremitățile vehiculului. Se poate admite utilizarea unei modelări echivalente simplificată masă/rigiditate pentru alte părți ale vehiculului, în măsura în care este corect reprezentată comportarea spațiului de supraviețuire.

6.2.2 Spațiu de supraviețuire

Structura care formează spațiile de supraviețuire a pasagerilor și a personalului operativ trebuie să-și păstreze integritatea și să reziste la forțele maxime exercitate asupra ei în timpul întregii secvențe de deformare a elementelor absorbante de energie. Sunt acceptate deformații plastice locale și o flambare locală, dacă se demonstrează că acestea sunt suficient de limitate pentru a nu reduce spațiul de supraviețuire peste limitele specificate mai jos. Trebuie să existe un spațiu de supraviețuire pentru personalul operativ, ocupant al cabinei de conducere. Spațiu de supraviețuire trebuie fie:

-înconjurător fiecărui scaun fix cu o distanță minimă față de scaun (măsurată în axa sa centrală) cum se indică în figura 6.1 (cu scaun în poziție intermediară);

fie

-adiacent poziției principale de șezut, să mențină o lungime și o lățime de cel puțin 0,75 m, și cel puțin 80% din înălțimea originală între nivelurile nominale ale podelei și ale plafonului.

Notă - Este suficient un spațiu de supraviețuire adiacent pentru cabină. Spațiul de supraviețuire poate fi situat în afara zonei nominale a cabinei, cu condiția să existe un acces imediat la acesta.

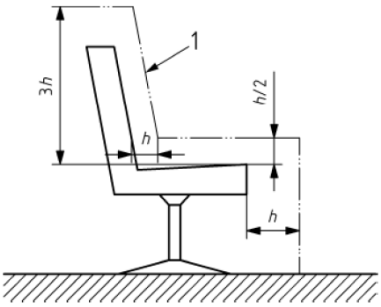


Fig. 6.1. Zonă de degajare a scaunului mecanicului

Legendă: *h* = 300 mm;

1 profil al spațiului de degajare

6.2.3 Limită de decelerație / impuls de coliziune

Decelerația longitudinală medie în spațiul de supraviețuire trebuie limitată la 5g pentru scenariul 1 și scenariul 2 și la 7.5 g pentru scenariul 3.

Metoda de determinare a decelerației medii pentru fiecare vehicul considerat din unitatea feroviară trebuie să corespundă timpului dintre momentul în care forța de contact pe vehicul este mai mare ca zero și momentul în care aceasta redevine nulă.

Rezistența limită a fixărilor echipamentelor trebuie corelată cu nivelul decelerației medii celei mai ridicate pe care vehiculul o poate îndura datorită scenariilor de mai sus.

Notă - Pentru decelerații de până la 5 g diferența între cerințele de probă și rezistența limită la rupere a numeroaselor materiale date de proiectare asigură că această cerință este respectată fără analiză detaliată. Pentru decelerații mai mari de 5 g trebuie analizate fixările elementelor.

6.2.4 Validarea aptitudinii la coliziune

Obiectivele de siguranță pasivă sunt date pentru o unitate completă de tren. Este nepractică evaluarea comportamentului unei unități de tren prin încercări, prin urmare, realizarea obiectivelor de validare poate fi făcută prin simulări dinamice, care să corespundă fiecăruia dintre scenariile de coliziune reglementate și prezentate în tabelul 6.1. Folosirea doar a simulării numerice este suficientă pentru predicție exactă a comportamentului structural în zonele cu deformare limitată. Cu toate acestea, doar pentru zonele cu deformări mari, programul de validare trebuie să includă validarea modelelor numerice prin încercări adecvate (metoda combinată).

Conformitatea cu cerințele din scenariul 4 poate fi demonstrată în mod direct prin încercări.

Simulări ale scenariilor de referință trebuie să fie realizate cu modele numerice care reproduc cu fidelitate geometria structurilor și dispozitivelor de absorbție a energiei. Efectele cuplajelor și tampoanelor cu privire la comportamentul de coliziune trebuie să fie reprezentate.

6.2.5 Strategia adoptată pentru validarea aptitudinii la coliziune a locomotivei LEMA 6000kW

Locomotiva LEMA 6000kW reprezintă o continuă perfecționare a unor proiecte mai vechi de locomotive electrice fabricate la Softronic, având multe asemănări cu locomotivele LE fabricate la Electoputere Craiova. O caracteristică definitorie a acestui tip de locomotivă o reprezintă faptul că are un șasiu robust și rigid, care doar în cazuri excepționale poate fi deformat pentru a periclita spațiul de siguranță din jurul scaunului mecanicului.

La stabilirea strategiei de validare a aptitudinii la coliziune a locomotivei LEMA 6000kW s-au avut în vedere următoarele:

1. De-a lungul istoriei, locomotive având aceiași structura de bază ca și locomotiva LEMA 6000kW, au fost implicate în scenarii de coliziune, unele satisfăcând condițiile scenariilor reglementate internațional prin EN 15227+A1:2010. O situație recentă o reprezintă cazul din data de 25 aprilie 2016 când cinci locomotive au fost implicate într-o incident în stația CFR Curtici. Locomotiva electrică LEMA 016 de 6000kW, tractând o locomotivă diesel, a intrat în coliziune frontală, la viteza de 55km/h, într-o garnitură feroviară stațională, formată din trei locomotive electrice LE 5100kW. Ca rezultat al coliziunii, LEMA16 a suferit pagube minore constând în distrugerea tampoanelor, și mici deformații ale tablei pereții. Celelalte locomotive au suferit pagube mai mari, fiind reparate la Softronic Craiova.

2.Carcasa locomotivei LEMA 6000kW a fost supusă la încercări complete de solicitări statice în conformitate cu cerințele standardului EN 12663/2010, Railway applications - Structural requirements of railway vehicle bodies. Part 1: Locomotives and passenger rolling stock. Anterior încercărilor, a fost efectuată analiza cu elemente finite a respectivei carcase de locomotivă, aceasta răspunzând corespunzător, atât din punct de vedere analitic cât și experimental. S-a realizat calibrarea pentru solicitări statice a modelului analitic cu elemente finite, conform prezentării din etapa 02/2013.

3.Având la bază modelul analitic validat în etapa 02 pentru solicitări statice, s-a realizat upgrade al modelului pentru solicitări dinamice, utilizând Ansys LsDyna, și s-au simulat preliminar scenariile de coliziune 1 și 2. Rezultatul coliziunii analitice a fost conform cu rezultatele coliziunii de la Curtici, locomotiva LEMA neprezentând deformații plastice inacceptabile pentru partea de bord.

Având la bază cele prezentate la punctele 1 ÷ 3 s-a hotărât validarea aptidudinii la coliziuni prin simulări dinamice, care să corespundă fiecăruia dintre scenariile de coliziune reglementate. Caracteristicile elementelor deformabile (tampoenele EST Duplex G2.A2) sunt luate din documentația producătorului. Validarea modelului dinamic cu elemente finite se realizează prin corelarea rezultatelor modulului de analiză modală cu rezultate de analiză modală experimentală, realizate pe carcasă de locomotivă la scară naturală. Plugul de obstacole se validează prin încercări.

CONSTANTIN GRUP

AWT

60 0929 4/RO UTZ

Fig. 6.2. Imagini ale accidentului feroviar de la Curtici din data de 25 aprilie 2016

6.3 Elaborarea modelului CAD tridimensional

În vederea analizei pentru validarea rezistenţei la coliziune a locomotivei LEMA 6000 kW, s-a realizat modelul matematic tridimensional, geometric, numit model de bază. Acest model cuprinde configuraţia geometrică a cutiei echipată, montată pe cele două boghiuri, fiecare dintre boghiuri conţinând trei osii montate, motoarele electrice şi mecanismul patrulater.

Modelul CAD al boghiului echipat (rama boghiu, cele 3 osii montate, cutiile de unsoare, cele trei motoare electrice, mecanismul patrulater, etc.) a necesitat operaţii specifice de simplificare a geometriei şi de reconstrucţie a geometriei. Modelul CAD al osiei montate a fost simplificat, eliminând-se găurile de prindere, raze de racordare şi teşituri, dar păstrându-se forma generală a geometriei (pentru conservarea masei şi a centrului de masă). S-au generat astfel volume rectangulare, utilizate pentru generarea unor reţele cu elemente finite controlate, cu elemente de tip hexaedru.

Modelele geometrice obţinute în ANSYS pentru cutia lagărului şi pentru osia montată montate sunt prezentate în figura 6.3.

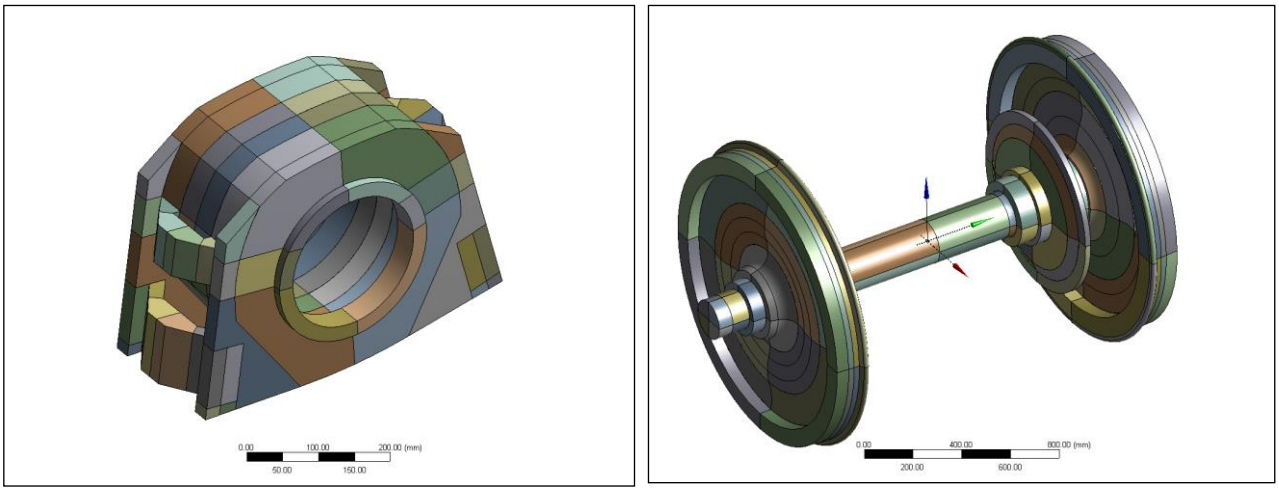


Fig. 6.3. Modelul geometric simplificat al cutiei osiei și al osiei montate. Vederi izometrice.

În ceea ce priveşte motorul electric, reductorul şi mecanismul patrulater, modelul geometric al acestor componente a fost realizat cu corpuri solide iar apoi au fost generate modelele simplificate, cu suprafeţe, utilizând fibra medie ale corpurilor solide, în figura 6.4 fiind reprezentat modelul geometric al acestor componente.

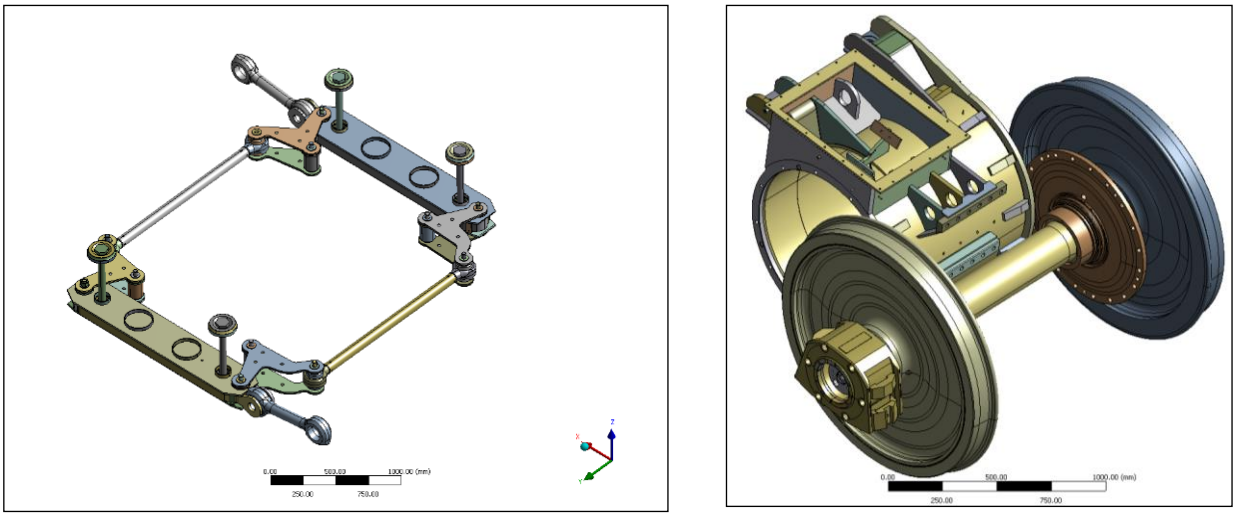


Fig. 6.4. Mecanismul patrulater și osia montată incluzînd cutia rulmentului

Tot prin suprafeţe a fost definită şi geometria boghiului. S-a obţinut modelul geometric simplificat al boghiului echipat. Prin operaţii de duplicare şi poziţionare s-a obţinut geometria celor două boghiuri, prezentată în figura 6.5. Această geometrie a fost utilizată în etapa de discretizare.

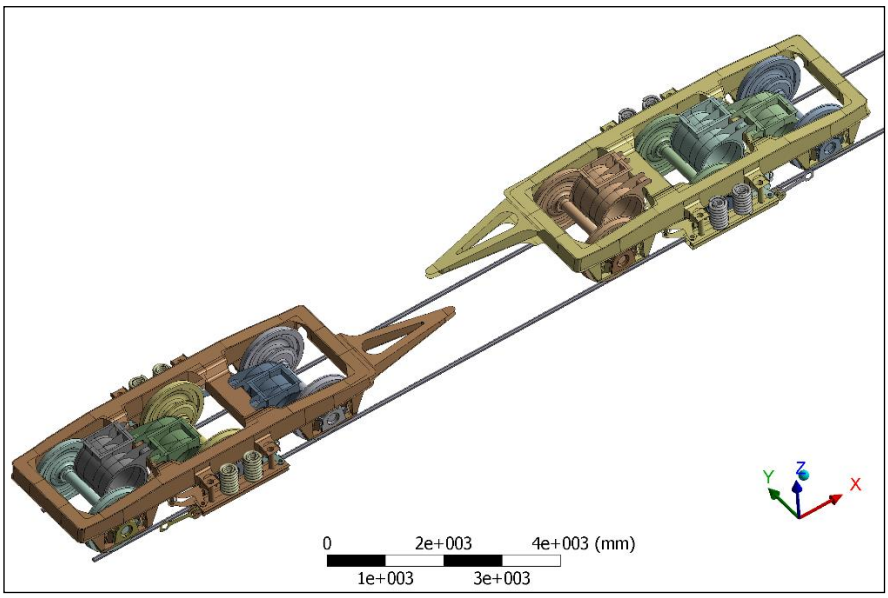


Fig. 6.5. Modelul geometric simplificat pentru cele două boghiuri asamblate pe calea de rulare.

În ceea ce priveşte cutia locomotivei, a fost necesară o activitate de remodelare, în vederea eliminării dimensiunilor sub 5 mm. Această geometrie a fost introdusă în ANSYS Design Modeler unde s-a asamblat cutia cu cele două boghiuri şi calea de rulare (obţinută prin generare directă in Design Modeler, pe baza dimensiunilor standard), aşa cum se vede în figura 6.6. S-a realizat completarea cutiei cu elemente de masă concentrată ce reprezintă agregatele ce echipează locomotiva: aparat de tracţiune şi legare, cele 2 pluguri, transformatoare, etc., centrele de masă şi greutăţiile fiind prezentate în etapa 0.4/2015.

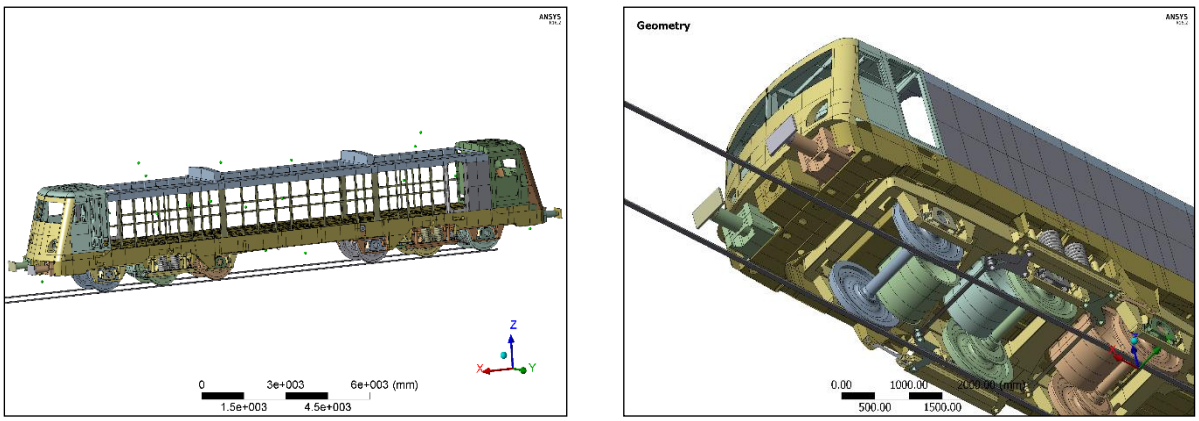


Fig. 6.6. Vedere izometrică (stânga) şi de detaliu (dreapta) a modelului geometric

6.4 Generarea modelului matematic tridimensional cu elemente finite

Modelul matematic, cu elemente finite, obţinut în această etapă, a fost generat în programul ANSYS LS-Dyna, folosind tipuri de elemente şi legi de material corespunzătoare analizei explicite. Modelul de bază este caracterizat de un număr de 18980 puncte, 34947 de linii, 17240 suprafeţe şi 1372 de volume, obţinându-se un număr total de 682452 de noduri şi 603099 de elemente, dintre care 269864 de elemente de tip solid (hexaedru – Solid 164), 333123 de elemente de tip placă (Shell163), 83 de elemente de tip arc (spring - Combi165) şi 32 de elemente de tip masă concentrată (Mass166).

Modelele cu elemente finite sunt reprezentate în figurile 6.7-6.12, iar tipurile de element utilizate, valorile maselor, densităţilor echivalente de material şi constantele elastice (rigiditate) sunt prezentate în tabelele 6.2 şi 6.3. Roţile, lagărele, calea ferată şi talerul tamponului au fost discretizate cu elemente de volum, de tip hexaedru, folosind o dimensiune globală de 70 de mm. Boghiul, motoarele electrice şi elementele articulaţiei de tip paralelogram au fost modelate utilizând elemente de tip placă, impunându-se o dimensiune globală de 70 mm.

Suspensia primară şi suspensia secundară a fost simulată cu ajutorul elementelor de tip arc.

Elementele finite ce simulează suspensia primară au fost generate între nodurile localizate pe cutia osiei şi noduri localizate pe rama boghiului. Elementele articulaţiei de tip paralelogram au fost discretizate cu elemente de tip placă, poziţia relativă a elementelor paralelogramului faţă de rama boghiului fiind evidenţiată în figura 6.10.

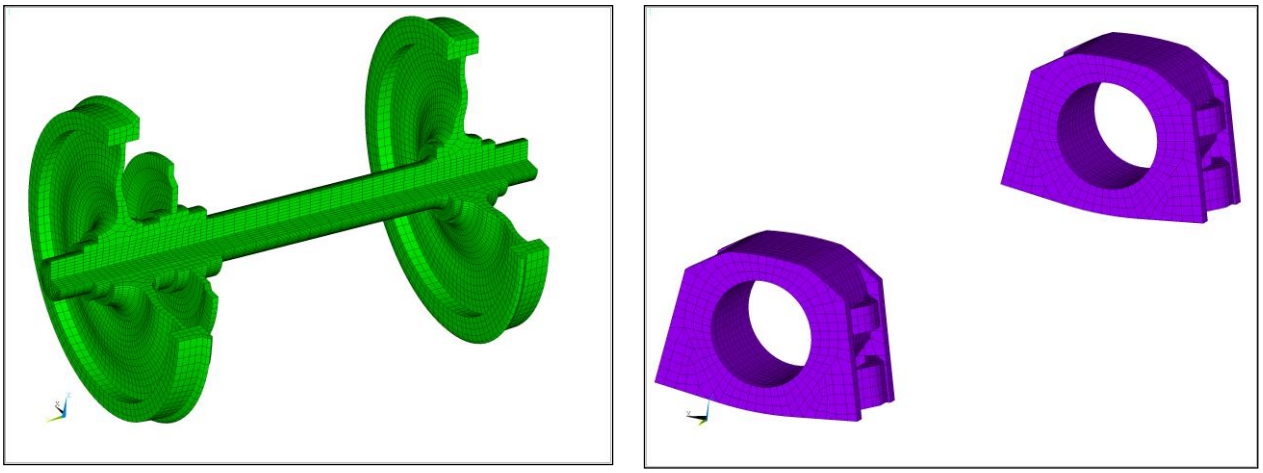


Fig. 6.7. Modelul cu elemente finite al osiei montate și a cutiei osiei

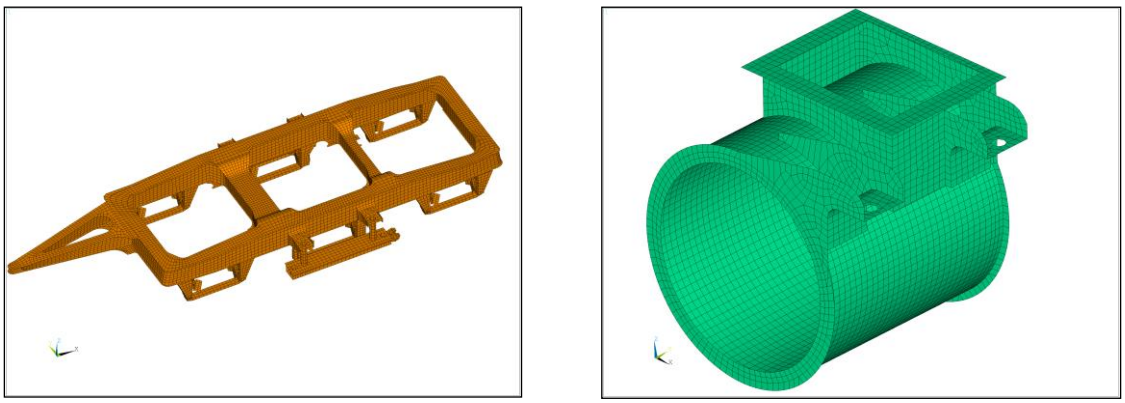


Fig. 6.8. Modelul cu elemente finite al ramei de boghiu și al motorului electric

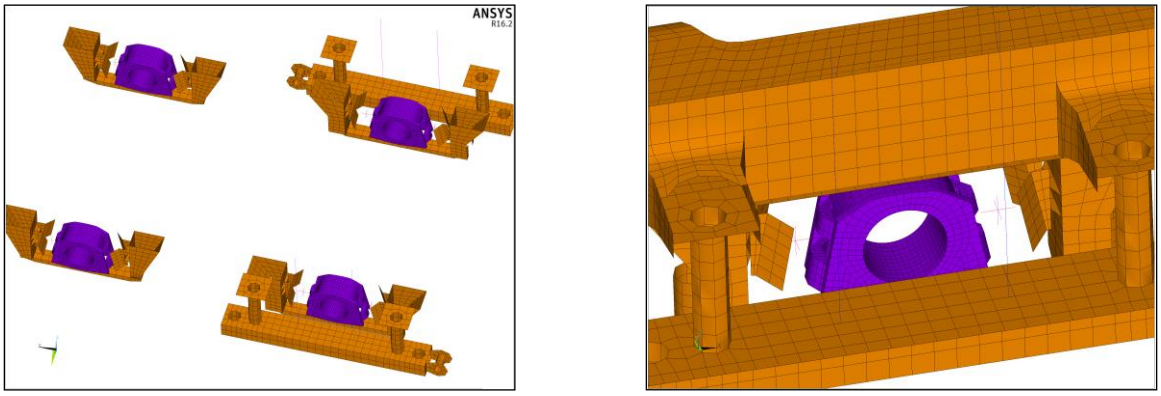


Fig. 6.9. Modelul cu elemente finite al suspensiei primare şi suspensiei secundare. Vederi izometrice.

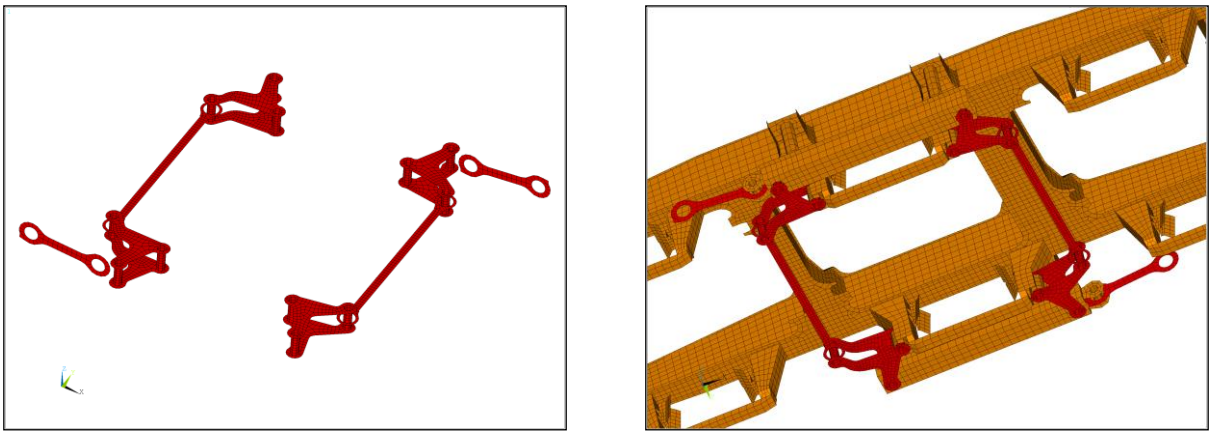


Fig. 6.10. Modelul cu elemente finite al componentelor ce formează articulaţia de tip paralelogram și poziţionarea relativă a articulaţiei paralelogram faţă de rama boghiului. Vederi izometrice.

Modelul cu elemente finite pentru boghiu este prezentat în figura 17. Masa motoarelor (aproximativ 3000 kg unul) a fost distribuită pe elementele carcasei transmisiei, prin modificarea densităţii de material. În mod similar, masa totală a osiei montate (2970 kg) a fost inclusă prin echivalarea denstităţii de material de la nivelul roţiilor, osiei şi a lagărelor, ajungând la o masă totală pe boghiu de 28000 kg.

În modelul de bază, s-a considerat că boghiul, lagărele, roţile şi osiile sunt corpuri rigide, cu 6 grade de libertate. Totuşi, lagărele au fost conectate de osie prin intermediul unor cuple de rotaţie, iar lagărul a fost conectat la boghiu prin intermediul suspensiei primare. Tot cupluri de rotatie s-au folosit şi pentru reprezentarea cinematică a elementelor din mecanismul patrulater, considerând şi aceste corpuri ca fiind rigide nedeformabile.

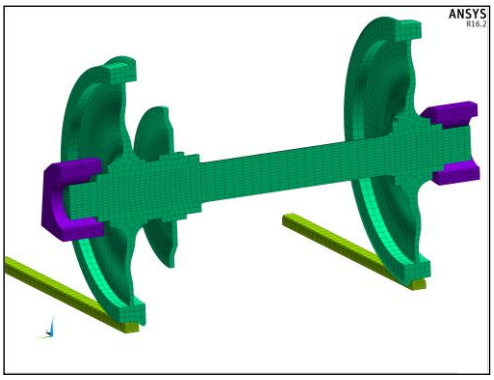


Fig. 6.11. Modelul cu elemente finite al osiei montate pe cale și a cutiilor de unsoare Vedere izometrică

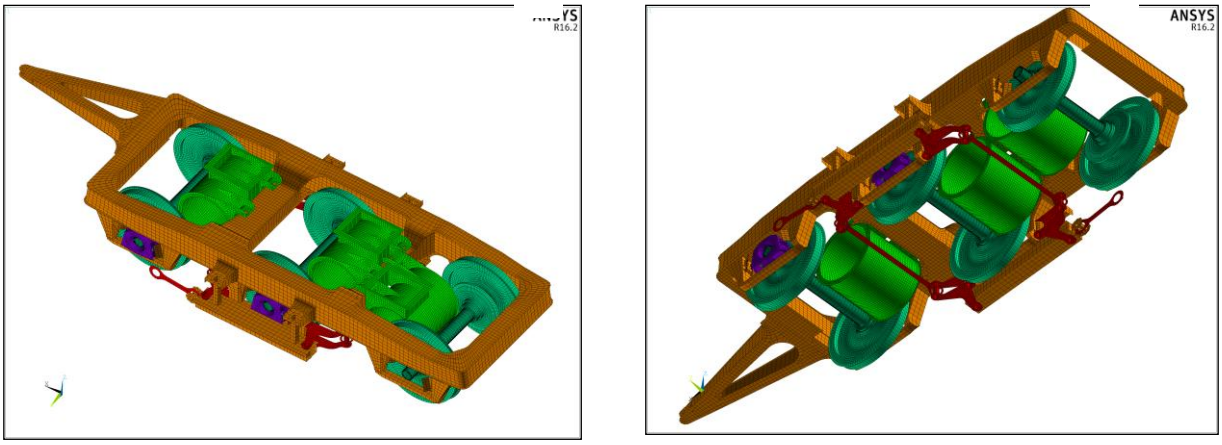
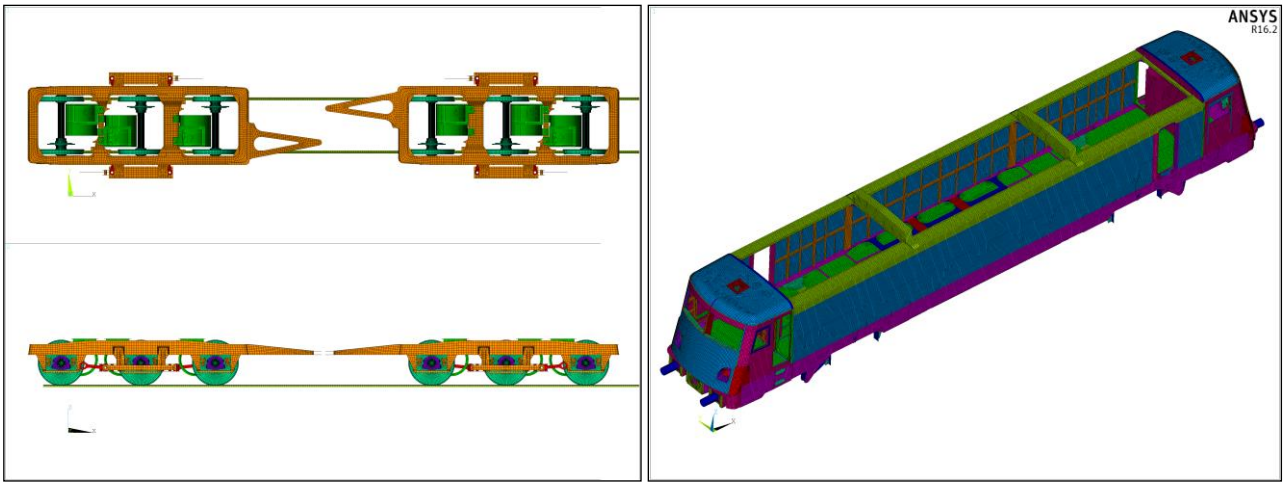


Fig. 6.12. Modelul cu elemente finite pentru un boghiu (vederi de sus şi de jos).

Modelul cu elemente finite pentru cele 2 boghiuri montate pe calea de rulare este prezentat în figura 6.13.a. Pentru crearea reţelei cu elemente finite aflate în zona cutiei locomotive, figura 6.13.b, s-a utilizat o dimensiune uniformă de 40 de mm, dar aceasta se poate modifica în funcţie de scenariu de coliziune. Principalele echipamente care echipează locomotiva au fost modelate cu elemente de tip masă concentrată, locaţiile centrului de masă fiind furnizate în etapa 04/2015.



a b

Fig. 6.13. Modelul cu elemente finite al cele două boghiuri și modelul cu elemente finite al cutiei de locomotivă prevăzută ce cele două cabine.

Tabel 6.2. Tipuri de elemente utilizate.

Denumire component	Tip element	Nr. Elemente	Nr. Part
Osie + roti	SOLID 164	35388	1064,1066, 1068, 1072, 1074, 1076
Rulment osie	SOLID 164	3704	1065, 1067, 1069, 1073, 1075, 1077
Carcasa transmisie + motor	SOLID 164	4916	1070, 1078
Boghiu fata	SOLID 164	14148	1071
Boghiu spate	SOLID 164	14148	1079
Carcasa locomotiva	SHELL 163	197764	1-30
Echipamente - agregate	MASS 166	28	
Suspensie primara	COMBI 165	8	1096
Suspensie secundara - locatie capete	COMBI 165	48	1100 - 1102
Suspensie secundara - locatie mijloc	COMBI 165	24	1097 - 1099
Amortizor	COMBI 165	6	1121
Cale de rulare	SOLID 164	32000	1054

Tabel 6.3. Caracteristici atribuite componentelor locomotivei.

Denumire component	Masa [tone]	Densitate [t/mm3]	Grosime [mm]	Rigiditate [N/mm]
Osie + roti	2.603	1.08E-08	-	-
Rulment osie	3.73E-01	1.08E-08	-	-
Carcasa transmisie + motor	3	6.39E-08	-	-
Boghiu fata	10.019	2.25E-08	12	-
Boghiu spate	10.019	2.25E-08	12	-
Carcasa locomotiva	30.261	7.83E-09	1-70	-
Echipamente - agregate	37.939	-	-	-
Suspensie primara	-	-	-	Curba în 3 trepte
Suspensie secundara - locatie capete	-	-	-	Kx= 34000; Ky= 8000; Kz=2800.
Suspensie secundara - locatie mijloc	-	-	-	Kx= 16500; Ky= 3000; Kz=1500.
Amortizor	-	-	-	100
Cale de rulare	2.688	7.85E-09	-	-

6.5 Elaborarea şi calibrarea modelului cu elemente finite pentru analiza la coliziuni.

6.5.1 Calibrarea modelului cu elemente finite al locomotivei, pentru analiza la coliziuni;

Având la dispoziție suficiente rezolvări analitice (analiza preliminară la coliziuni) și experimentale (accident Curtici, încercări la solicitări statice la AFER București) care au evidențiat faptul că locomotiva LEMA nu prezintă deformații plastice neacceptabile la scenariile reglementate de impact, s-a realizat calibrarea modelului analitic, din punct de vedere al răspunsului dinamic, prin corelare cu modelul experimental realizat prin analiză modală experimentală. S-a rediscretizat modelul analitic și s-a efectuat analiza modală, analitică și experimentală, cu determinarea modurilor proprii şi a frecvenţelor proprii ale cutiei. S-a efectuat analiza de corelație a rezultatelor analitice și experimentale.

Această analiză a evidenţiat regiuni în modelul de bază care au necesitat completări la nivelul geometric al structurii (la nivelul podelei, regiunea acoperişului, cabină, etc.). Astfel, structura a fost verificată şi din punct de vedere al legăturilor dintre componente şi al conexiunilor dintre noduri. S-au rediscretizat majoritatea regiunilor cutiei locomotive obţinându-se un nou model cu elemente finite, mai fin, cu elemente regulate şi fară dimensiuni mai mici de 3 mm. Rezultatele analizei de corelaţie arată o corectă realizare a modelului analitic, indicând că modelul analitic al cutiei de locomotivă este in concordanţă cu structura reală şi se poate utiliza pentru studii de coliziune.

Pentru reprezentarea elementelor de absorbţie a energiei de impact (tampoane de tip Duplex G2A2, s-au utilizat elemente de tip volum (pentru talerul tamponului), elemente de tip placă (pentru structura deformabila a tamponului) şi elemente de tip arc.

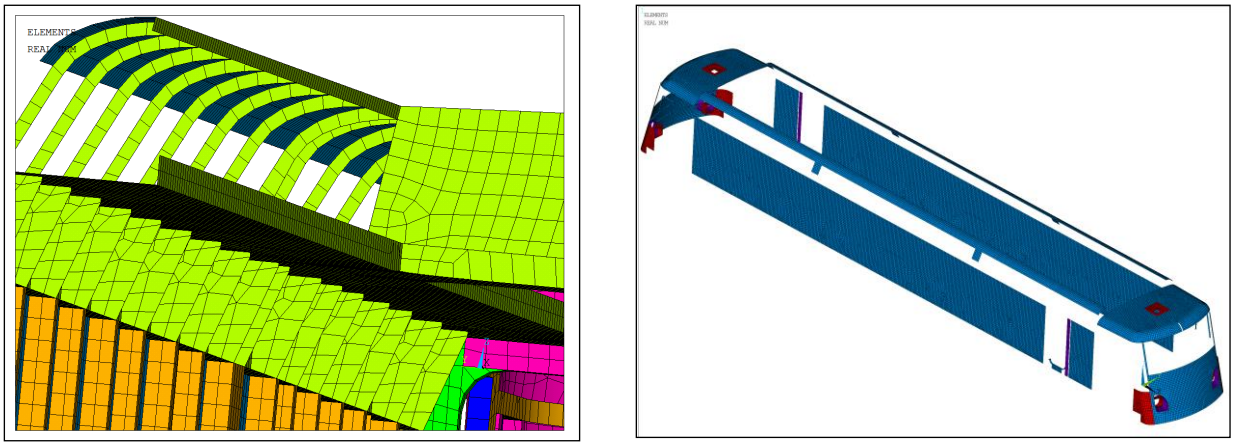


Fig. 6.14. Modelul cu elemente finite completat în regiunea acoperişului, cabinei și pereților laterali

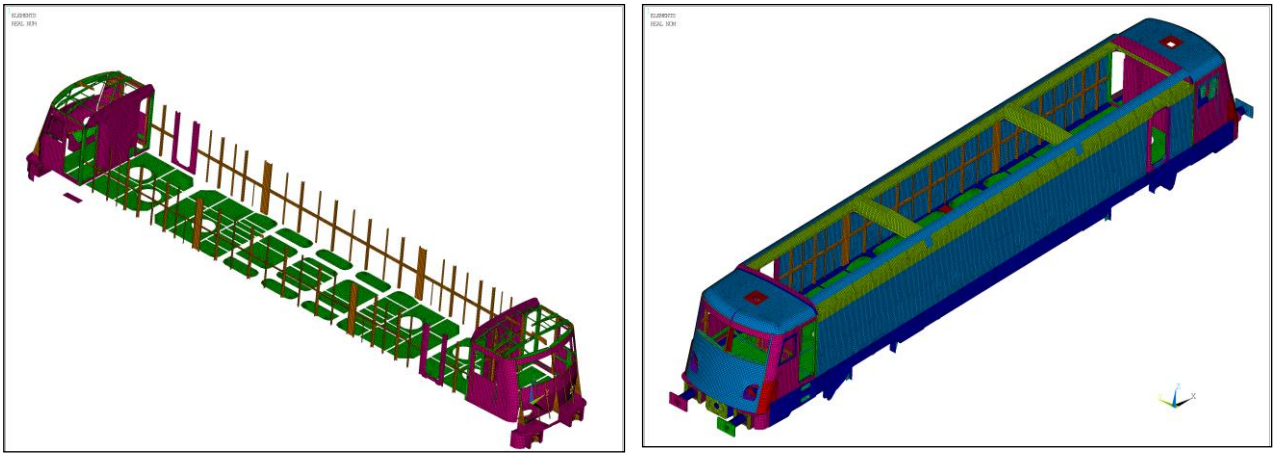


Fig. 6.15. Modelul cu elemente finite rediscretizat utilizat pentru analiza modală.

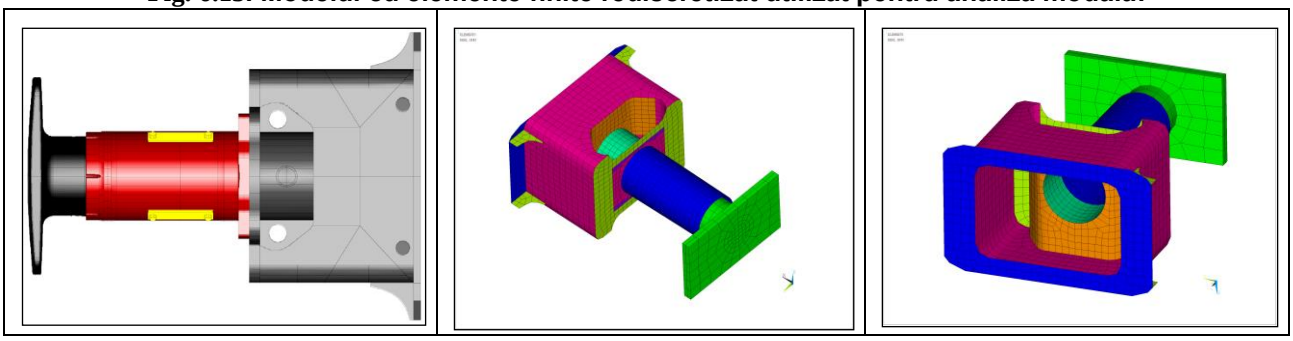


Fig. 6.16. Modelul cu elemente finite rediscretizat pentru tamponul EST-Duplex G2A2

6.5.2 Analiza modală experimentală a carcasei de locomotivă LEMA

6.5.2.1 Aparatura de excitare și de măsură. Software de analiză modală și de corelație

-Accelerometre piezoelectrice tip 355B03, 10.19 mV/(m/s²); ±490 m/s²; 2-5000 Hz;

-Accelerometru de referință tip 301A10,10.2 mV/(m/s²); ±490 m/s²; 0.5-10000 Hz; err. ≤1 %;

-Traductor de forță tip 208C03, 2248 mV/kN; ±2.224 kN; neliniaritate: ≤1 %FS;

-Vibrator electrodinamic tip 11077, forța: ±100N, domeniul de frecvență: 3Hz ÷ 20kHz;

-Amplificator de putere tip LV103, putere: 100VA, domeniul de frecvență: 3Hz ÷ 20kHz;

-Sistem achiziție date LAN-XI, tip 3053B120 și 3160A042, fabricație Bruel & Kjaer;

-Sistem achiziție date SoftronicDataAcquisition;

-*PULSE LabShop; PULSE Reflex, PULSE Reflex Core*;

-*Structural Dynamic Test Consultants* (SDTC), este un modul software care lucrează sub platforma PULSE LabShop, oferind un mediu dedicat pentru efectuarea încercărilor de analiză modală clasică utilizând ciocan de impact sau vibrator. Conduce procesul de măsurare în pași simpli, oferind o interfață grafică intuitivă care face legătura între configurația de încercare, geometria obiectului de încercat și informațiile privind gradele de libertate. Lucrul sub SDTC presupune crearea anterioară, sau importul, geometriei structurii de încercat. SDTC conține un modul de editare care permite crearea modelului 3D al structurii de încercat utilizând noduri, linii, suprafețe sau forme simple 3D, utilizate curent în programele CAD. Geometria este parametrizată iar gradele de libertate (DOFs) sunt adăugate automat la geometria obiectului de încercat.

-*PULSE Reflex Modal Analysis*, este un modul de post-procesare pentru analiza modală clasică, utilizând ambele tehnici de excitare structurală, cu ciocan de impact sau cu vibrator. După lansare, se importă datele măsurate sub formă de FRF și se creează, sau se importă, geometria structurii de analizat. În cazul în care nu se poate importa o geometrie, primul pas spre realizarea unei analize modale este de a crea modelul geometric al obiectului supus încercării. PULSE Reflex dispune de un editor puternic, care permite crearea geometriei utilizând elemente simple de noduri, linii, suprafețe sau forme simple 3D. După verificarea consistenței datelor și a corectitudinii acestora, urmează etapa propriu-zisă de estimare a parametrilor modali. Se selectează metoda de analiză și corespunzător limitele domeniului de frecvență pentru estimare. Pentru metodele de identificare în domeniul timp, se specifică și intervalul de timp pentru care se face analiza. Dintre metodele de estimere, cele mai utilizate sunt : *Rational Fraction Polynomial-Z (RFP-Z) și Polyreference Time (PTD)* (metode MDOF) și *Eigensystem Realization (ERA) și Polyreference Frequency (PFD)* (metode MDOF). După estimarea parametrilor modali, se face selecția modurilor de interes, prin selecare automată, sau manuală, utilizând diagrama de stabilitate. Modurile selectate sunt adăugate la un tabel centralizator al modurilor. Fiecare mod de vibrație este exprimat prin parametrii modali corespunzători : frecvența naturală, amortizare, și reziduu specificat prin amplitudine, fază, parte reală și parte imaginară. Modurilor pot fi exportate în fișier de date, pentru a fi utilizate la prelucrări ulterioare, pentru validarea unui model cu elemente finite, sau în probleme de optimizare structurală.

-*PULSE Reflex Correlation Analysis.* Analiza de corelație oferă o modalitate de verificare și de validare a modelelor analitice, FEA, prin modele obținute prin încercări, EMA. Înainte de a trece la analiza datelor, se procedează la alinierea geometriilor asociate modelelor analitice și experimentale. Prin alinierea geometriilor, sarcinile de analiză sunt realizate cu ușurință prin comparații grafice ale animațiilor modale și prin corelarea numerică prin analiza MAC.

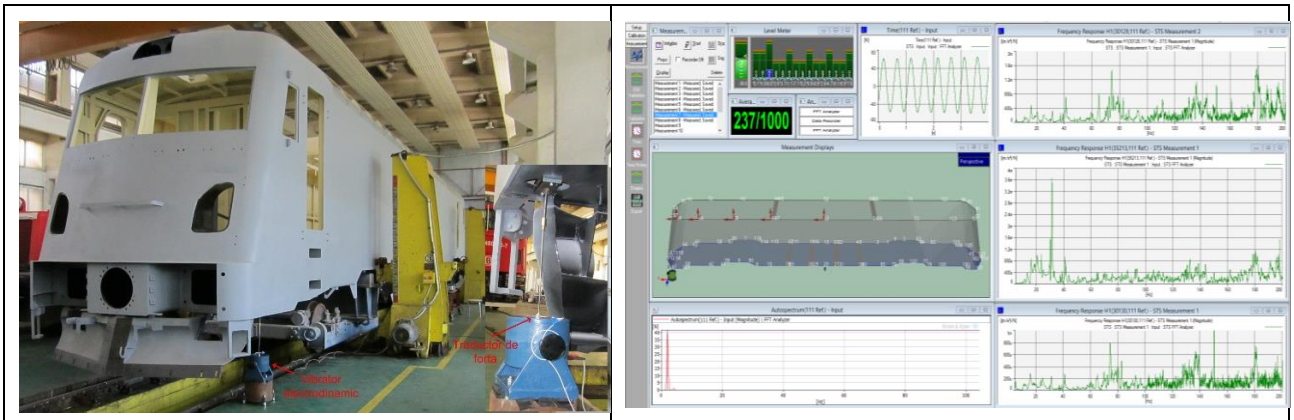
PULSE Reflex ODS Analysis, este un modul explicit pentru animarea structurii geometrice în modurile proprii. La lansarea modulului se încarcă fișierele ce conțin geometria structurii și

caracteristicile de frecvență definite prin funcții de răspuns în frecvență sau prin forme modale (modal shape). Animația structurii se realizează în formele modale,dacă se lucrează cu acestea, sau pe frecvențe distincte, dacă se lucrează cu FRF. Modulul furnizează o modalitate rapidă de observare a defectelor structurale sau a zonelor slabe structural.

6.5.2.2 Analiza modală experimentală a carcasei de locomotivă

Pentru experimentări, carcasa de locomotivă a fost echipată doar cu cele două pluguri de obstacole, fără capace, uși, sau alte echipamente. În vederea aplicării corecte a tehnicilor de analiză modală experimentală (EMA), s-a urmărit asigurarea unor condiții de vibrații pseudo-libere, carcasa fiind suspendată pe patru vinciuri, care, prin axul de ridicare și talpa de sprijin, asigură o elasticitate suficient de mare pentru a se considera că, la nivelul mic al deplasărilor vibratorii, carcasa este suspendată elastic, nefiind restricționate gradele de libertate. S-a utilizat metoda de excitarea într-un punct, prin baleiaj de frecvență în gama 2-200 Hz, cu vibrator electrodinamic atașat de structura de rezistență a lonjeronului, sub cabina de conducere, în apropiere de locul de prindere al plugului de obstacole. Transmiterea forței de excitare s-a efectuat prin intermediul unei tije din oțel arc, cu diametrul de 5mm, pentru a evita efectele de cuplaj vibratoriu parazit între vibrator și carcasă. În figura 6.17.a. sunt prezentate condițiile de montaj pentru efectuarea încercărilor de analiză modală a carcasei de locomotivă. Este prezentat și un detaliu privind modul de transmitere a forței de excitare de la vibrator la structura de încercat. În vederea excitării și a modurilor de pe direcția transversală, tija de excitare a fost orientată puțin oblic, la un unghi de cca. 3 grade față de verticală. Vibratorul a fost montat rigid pe un bloc masiv din oțel pentru a evita rezonanțele sistemului de excitare.

Achiziția datelor a fost realizată sub Structural Dynamic Test Consultants (SDTC) în care a fost realizată geometria carcasei și a fost elaborat programul de încercări, fiind planificate 8 secvențe de măsurare a răspunsului dinamic. Pentru cele 8 secvențe de măsurare, excitarea structurii a fost menținută în punctul menționat, de sub cabina de conducere. La o secvență de măsurare, răspunsul dinamic a fost determinat în cinci puncte de măsurare, pentru fiecare punct fiind determinat răspunsul vibratoriu pe direcțiile vertical, orizontal-longitudinal (în lungul carcasei) și orizontal-transversal (transversal pe carcasă). Deci, la o secvență au fost măsurate 15 grad de libertate ale răspunsului și 1 grad de libertate al referinței (excitației). Încercarea de măsurare a răspunsului dinamic a presupus măsurarea unui număr de 120 DOF ale răspunsului și 1 DOF al referinței, rezultând un număr total de 120 de FRF. În figura 6.17.b. este prezentat panelul de conducere a secvențelor de măsurare. Pe modelul geometric al carcasei se observă poziționarea vibratorului pentru excitarea structurii în punctul 67 și distribuirea punctelor de măsurare a răspunsului dinamic, la secvența de măsurare numărul 7, răspunsul fiind determinat în punctele 36, 49, 75, 46 și 53.



a b

Fig. 6.17. Condițiile de montaj pentru analiza modală experimentală a unei carcase de locomotivă

Excitarea structurii s-a realizat prin baleiaj logaritmic de frecvență, bidirecțional, cu o viteză de baleiaj de 8mdec/s, în domeniul 2 – 200 Hz. Pentru a realiza o acurateţe ridicată a FRF, a fost selectată o rezoluție în frecvență de 62.5 mHz și a fost aleasă o mediere liniară peste un număr de 237 de secvenţe FRF. După validarea măsurărilor, se face exportul funcțiilor de răspuns către programul propriu-zis de analiză modală, PULSE Reflex Modal Analysis.

Într-o primă etapă se face validarea datelor achiziționate prin analiza funcțiilor de corelație, estimarea existenței zgomotului în excitație și răspuns, precum și prin animația structurii la diverse frecvenţe din domeniul de încercare. În această etapă se pot elimina datele aberante. Având în vedere scopul aplicației, de validare a modelului analitic cu elemente finite în vederea analizei la coliziuni, domeniul frecvenţelor de analiză a fost limitat la 5…35Hz. În modelarea analitică, la frecvenţe superioare încep să intre în rezonanță diverse table care acoperă răspunsul structurii de rezistență. În figura 6.18 este prezentat panelul de validare a parametrilor modali din cadrul PULSE Reflex Modal Analysis pentru cazul analizei prin metoda Rational Fraction Polynomial-Z.

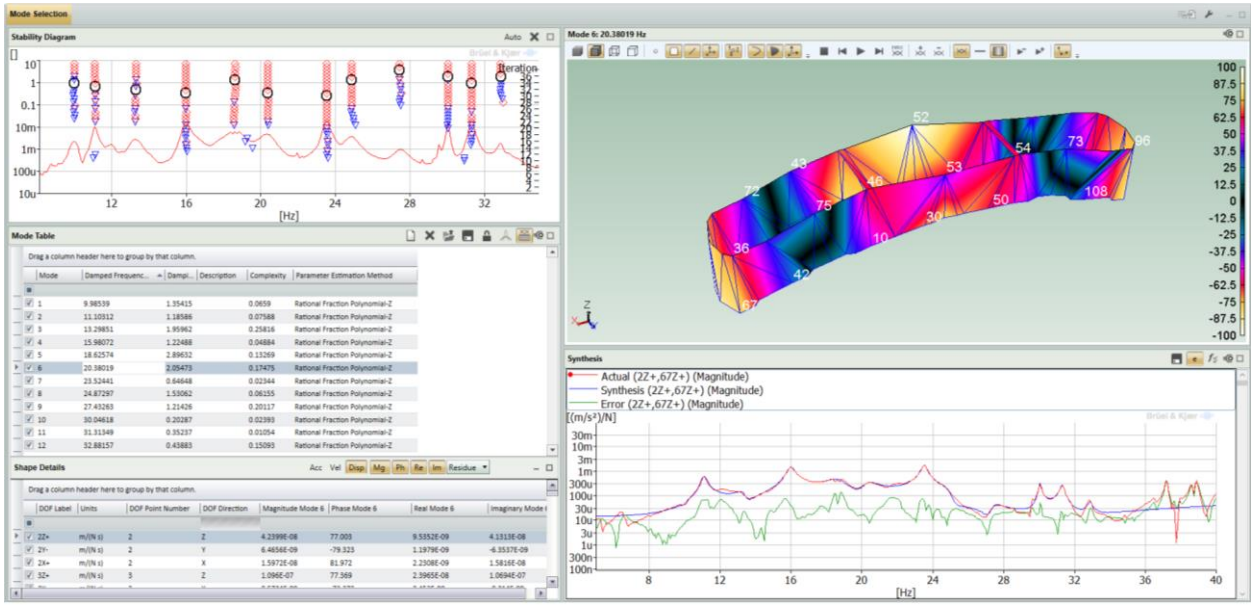


Fig. 6.18. Panelul de validare a parametrilor modali din cadrul PULSE Reflex Modal Analysis

Fiecare mod este analizat individual, în graficul din dreapta, jos, fiind dat răspunsul sintetizat, iar în partea dreapta, sus, fiind reprezentată animația structurii în modul de vibrație selectat. În această etapă orice mod poate fi eliminat, sau repoziționat, putându-se observa contribuția lui la răspunsul sintetizat. În ultima etapă, se face analiza modurilor selectate utilizând următoarele instrumente:

- animație structurală, cu observarea detaliilor privind deformarea structurii în modurile proprii;
- normalizarea modurilor, cu posibilitatea aducerii în fază, în cadrul unui mod, a oscilațiilor tuturor gradelor de libertate;
- sintetizare FRF, cu posibilitatea sintetizării funcțiilor de răspuns în frecvență pentru fiecare grad de libertate;
- AutoMAC, care oferă posibilitatea comparării cantitative și calitative a tuturor combinațiilor posibile de încercare. Valoarea 1.0 corespunde perechilor de moduri cu forme modale identice. Valoarea 0 este atribuită pentru acele perechi de moduri care sunt complet independente, sau total necorelate. Rezultatele AutoMAC sunt prezentate în format de matrice patratică, cu valori între 0 și 1, proporțional cu gradul de corelare a perechilor de moduri;
- *CrossMAC,* este similar cu AutoMac, cu deosebirea că determinarea se face pentru două seturi diferite de moduri, achiziționate în condiții diterite, sau estimate prin metode diferite.

6.5.3 Analiza de corelație a modelelor analtice și experimentale

PULSE Reflex Correlation este o aplicație de postprocesare ușor de utilizat, care permite corelarea a două modele modale, acestea putând să fie de acelaș tip, sau un model cu elemente finite și altul obținut din încercări experimentale. Programul permite importul de modele cu elemente finite realizate sub Nastran, Ansys sau Abaqus. Corelarea se realizează rapid printr-un flux de lucru intuitiv, care ghidează utilizatorul în mod eficient și intuitiv prin alinierea geometriilor, cartografierea gradelor de libertate, comparație grafică, comparație vectorială cu analiză MAC și perechi modale.

Alinierea geometriilor. Înainte de analiza de corelație propriu-zisă a celor două modele modale, geometriile asociate modelelor respective trebuie să fie aliniate în spațiu în ceea ce privește orientarea și scalarea. Acest lucru se realizează prin selectarea grafică sau tabelară a trei sau mai multe perechi de puncte corespondente de pe cele două geometrii, programul realizând orientarea și scalarea geometriilor.

Cartografierea gradelor de libertate. Nodurile și direcțiile celor două modele sunt cartografiate pe baza informațiilor referitoare la gradele de libertate din cele două tabele de moduri și pe baza alinierii geometriilor. Se afișează tabelar distanța dintre perechile cartografiate de noduri și relația dintre direcțiile gradelor de libertate ale celor două modele. De asemenea, sunt prezentate geometriile celor două modele și tabele modale.

Comparare grafică. Compararea formelor modale permite investigarea prin animație grafică a celor două modele modale în fiecare mod propriu de vibrație.

Comparare vectorială. Compararea vectorială se face prin calcularea tabelelor AutoMAC, CrossMAC, AutoOrthogonality și CrossOrthogonality și prezentarea rezultatelor sub formă tabelară 2D sau tridimensională 3D. În figura 6.19 este reprezentat analizei de comparare vectorială prin CrossMac a modurilor de vibrație analitice, prin elemente finite(stanga) și experimentale(dreapta) pentru carcasa de locomotivă LEMA. În tabelul 6.4. este prezentat rezultatul analiza MAC pentru modurile de vibrație analitice și experimentale.

În figurile 6.20 … 6.24 sunt prezentate prin comparație formele modele asociate modelelor modale FEA și EMA în modurile proprii de vibrație. În partea stângă sunt prezentate formele modale FEA, iar în partea dreaptă formele modale EMA. Se poate observa că există o foarte bună corelație între modurile de vibrație rezumtate prin analiza cu elemente finite (FEA) și cele rezultate prin EMA.

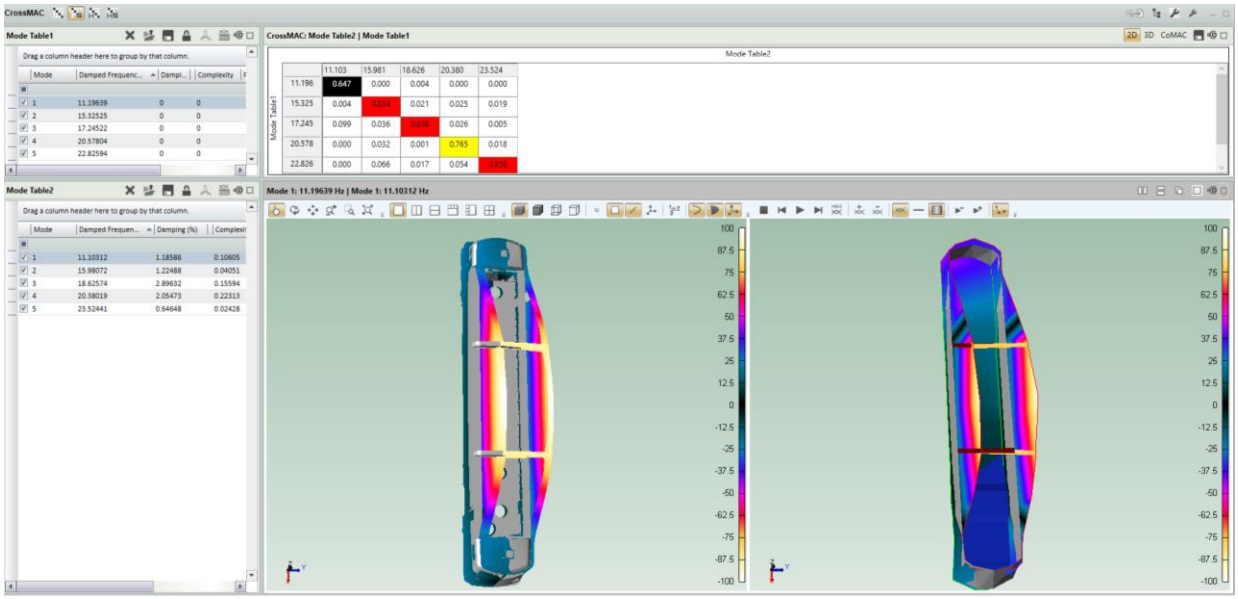


Fig. 6.19. Compararea prin CrossMac a modurilor de vibrație analitice(stanga) și experimentale(dreapta)

Tabel 6.4. Rezultatul analizei MAC pentru modurile de vibrație analitice și experimentale

Mod FEM	Mod EMA				Ortogonalitate	MAC	Diferența vectorială (%)
Frecvența (Hz)	Frecvența (Hz)	Eroare (%)	Amortizare (%)	Complexitate			
11.196	11.103	0.84	1.1858	0.10605	-0.017	0.647	-5.125
15.32525	15.98072	4.10	1.22488	0.04051	0.024	0.834	-4.277
17.24522	18.62574	7.41	2.89632	0.15594	-0.027	0.838	-8.005
20.57804	20.38019	0.97	2.05473	0.22313	0.024	0.765	0.961
22.82594	23.52441	2.97	0.64648	0.02428	0.023	0.856	-3.06

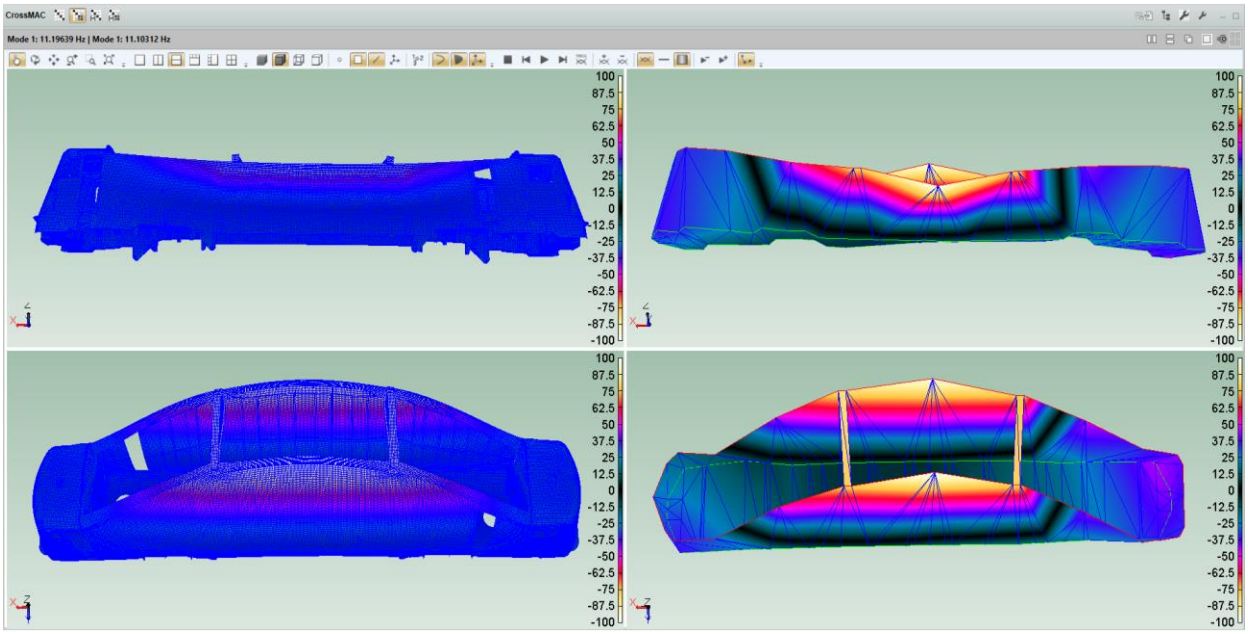


Fig. 6.20. Mod 1 de vibrație. FEA: 11.19Hz; EMA: 11.10Hz

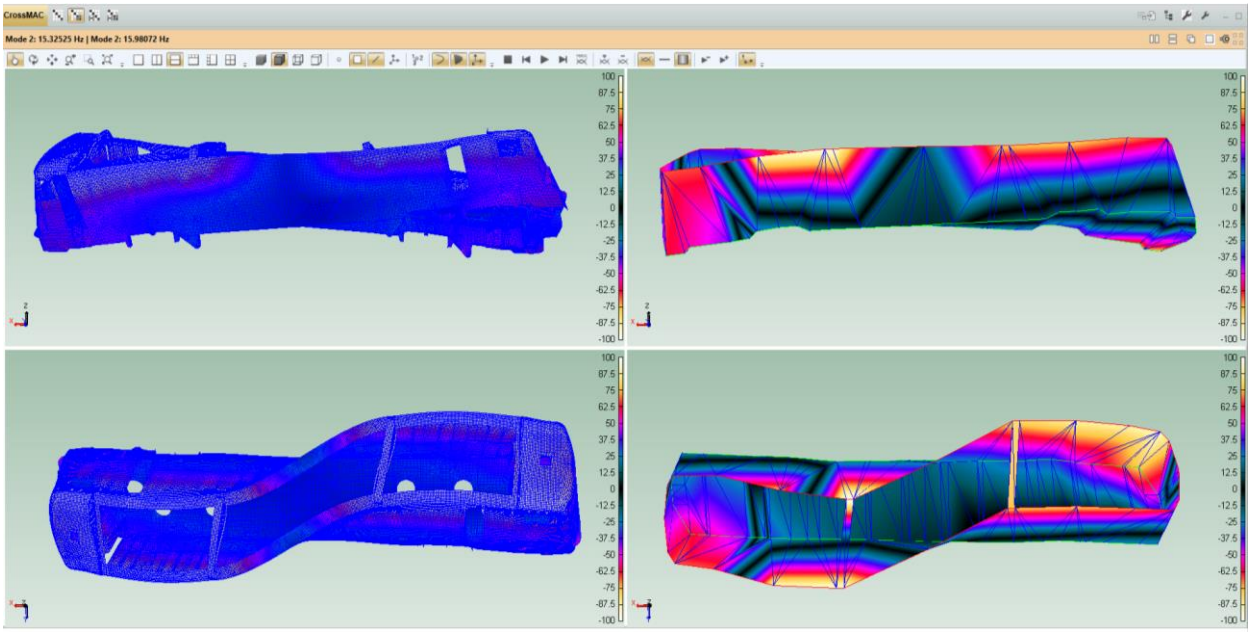


Fig. 6.21. Mod 2 de vibrație. FEA: 15.32Hz; EMA: 15.98Hz

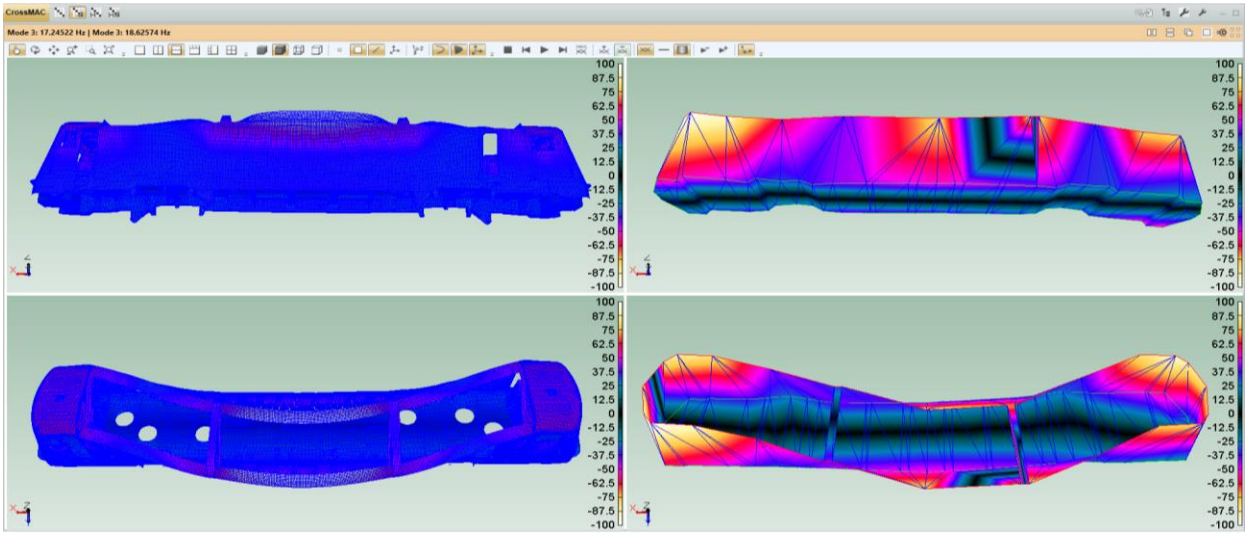


Fig. 6.22. Mod 3 de vibrație. FEA: 17.24Hz; EMA: 18.62Hz

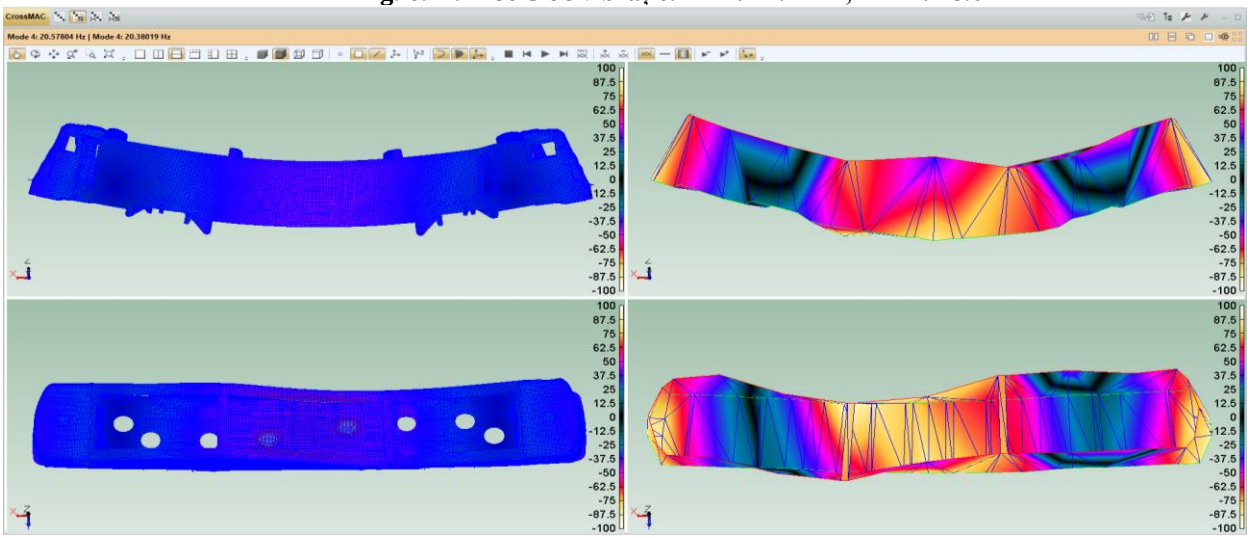


Fig. 6.23. Mod 4 de vibrație. FEA: 20.57Hz; EMA: 20.38Hz

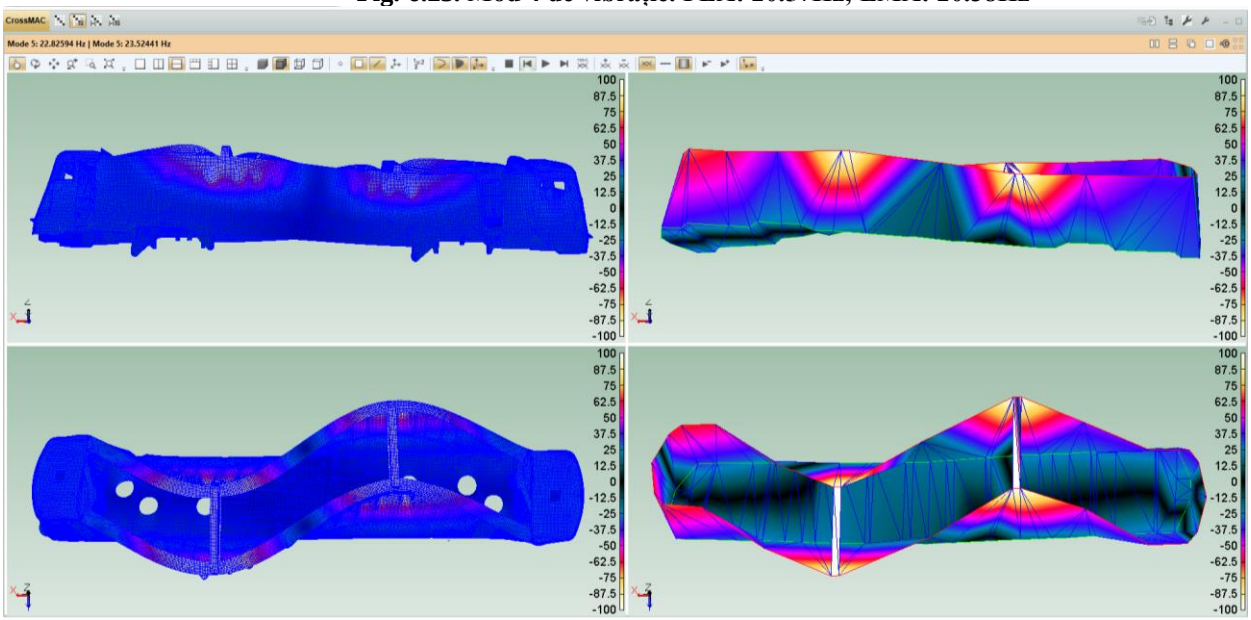


Fig. 6.24. Mod 5 de vibrație. FEA: 22.82Hz; EMA: 23.52Hz

6.6 Elaborarea scenariilor de coliziune pentru locomotiva LEMA 6000kW.

Modelul cu elemente finite al structurii de rezistenţă al cutiei de locomotivă, obţinut în urma analizei de corelaţie a fost completat cu elementele de tip masă concentrată (echipamentele locomotivei), acestea fiind legate rigid de structură prin intermediul elementelor de tip NRBC (nodal rigid body connection). Modelul rezultat s-a asamblat cu modelul cu elemente finite ale celor două boghiuri echipate cu osiile montate (împreună cu suspensia primară şi elementele articulaţiei de tip paralelogram). S-au generat elementele de tip arc, ce simulează suspensia secundară şi amortizoarele, obţinându-se modelul cu elemente finite global al locomotivei echipate, rezultând o masa totală a modelului analitic de 125,6 tone. Caracteristicile modelului analitic sunt listate în tabelul 6.5.

Materialul utilizat pentru elementele cutiei locomotivei (Oţel S355 J2) a fost modelat utilizând o lege de material elasto-plastic (Piecewise linear), pentru care s-a definit curba tensiuni-deformaţii specifice (figura 45), ţinând cont de efectul vitezei de aplicare a sarcinii (efectul rate dependent), prin introducerea parametriilor Cowper-Symonds.

Tabel 6.5. Caracteristicile modelului cu elemente finite pentru studiul la coliziune

Denumire component	Tip element	Nr. Elemente	Nr. Part	Masa [tone]	Densitate [t/mm^3]	Rigiditate [N/mm]
Osia montatăe + roti	SOLID 164	35388	1064,1066, 1068, 1072, 1074, 1076	2,603	1,08E-08	
Rulment osie	SOLID 164	3704	1065, 1067, 1069, 1073, 1075, 1077	3,73E-01	1,08E-08	
Carcasa transmisie + motor	SOLID 164	4916	1070, 1078	3	6,39E-08	
Boghiu fata	SOLID 164	14148	1071	10,019	2,25E-08	
Boghiu spate	SOLID 164	14148	1079	10,019	2,25E-08	
Carcasa locomotiva	SHELL 163	197764	1-30	30,261	7,83E-09	
Echipamente - agregate	MASS 166	28		37,939		
Suspensie primara	COMBI 165	8	1096			Curba 5
Suspensie secundara - locatie capete	COMBI 165	48	1100 - 1102			Kx= 34000; Ky= 8000; Kz=2800.
Suspensie secundara - locatie mijloc	COMBI 165	24	1097 - 1099			Kx= 16500; Ky= 3000; Kz=1500.
Amortizor	COMBI 165	6	1121			100
Cale de rulare	SOLID 164	32000	1054	2,688	7,85E-09	

6.6.1 Scenariul 1 de coliziune, coliziune cu unitate feroviară identică

6.6.1.1 Condițiile de realizare a scenariului

Prin operaţii de copiere şi translatare, modelul locomotivei a fost duplicat şi translatat, obţinându-se modelul cu elemente finite pentru scenariul 1 de coliziune. În figurile 6.25 și 6.26 sunt prezentate modelele cu elemente finite al locomotivei LEMA pentru scenariul 1 de coliziune. Figura 6.27 prezintă constante elastice neliniare utilizate pentru modelarea suspensiei primare și a tamponului EST Duplex G2A2, echipat cu absorbitor de șoc.

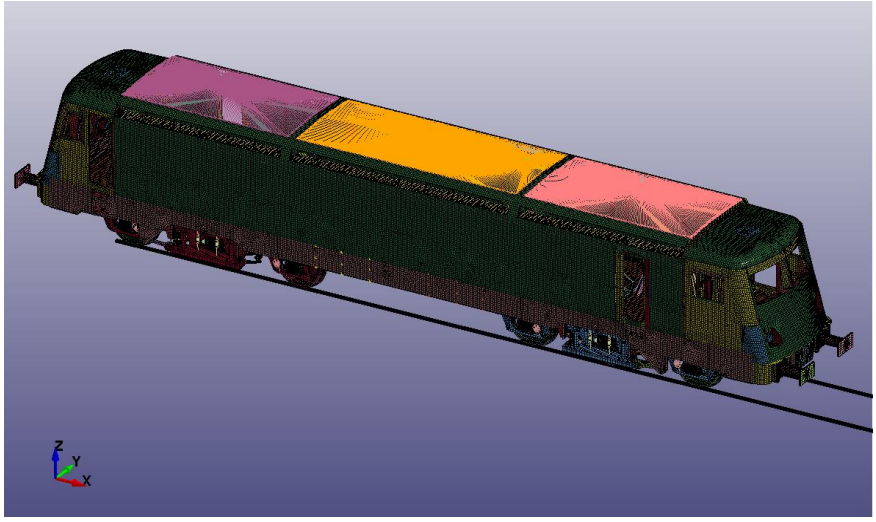


Fig. 6.25. Modelul cu elemente finite pentru locomotiva LEMA 6000kW – studii de coliziune.

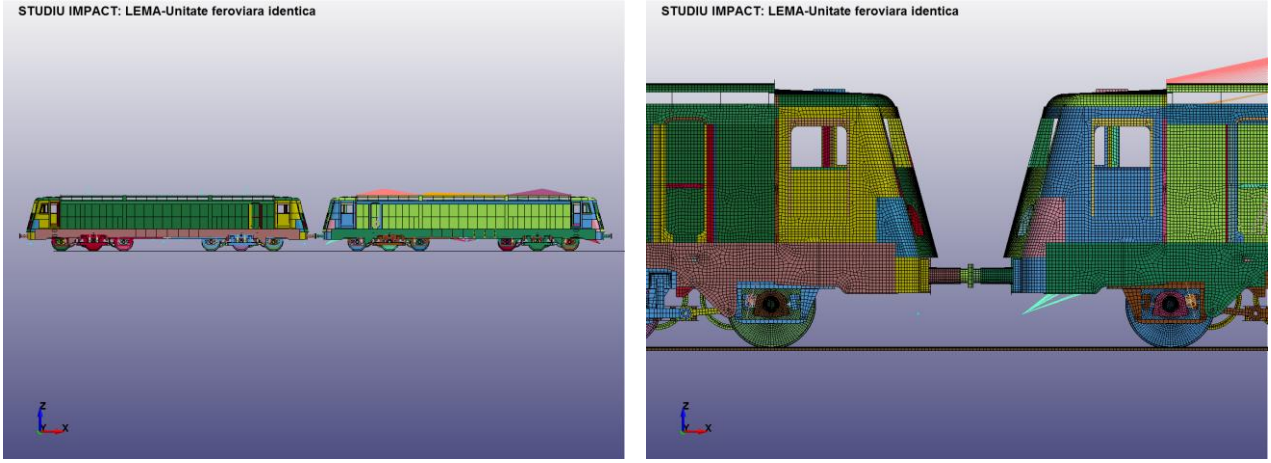


Fig. 6.26. Scenariul de coliziune cu unitate feroviară identică.

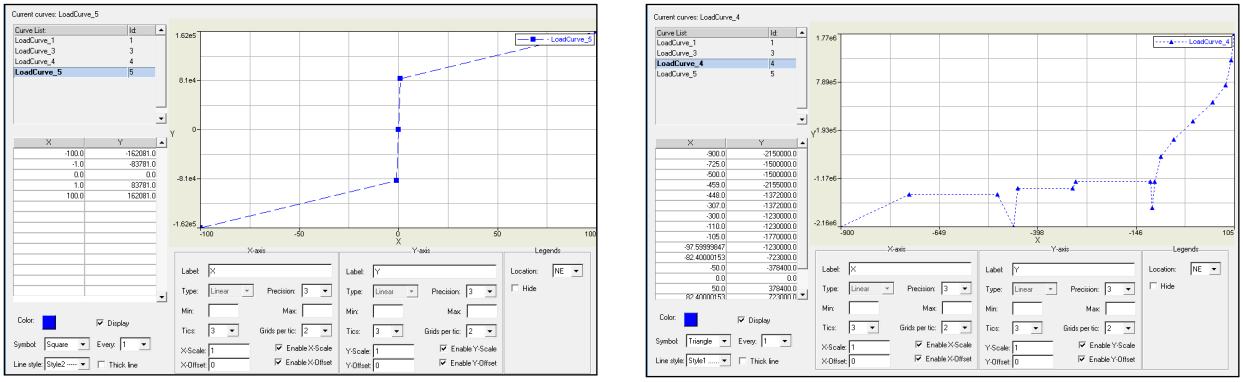


Fig. 6.27. Constante elastice neliniare, utillizate pentru suspensia primară și tamponul EST DuplexG2A2

Analiza scenariului de coliziune s-a realizat în următoarele condiţii:

- timpul la finalul simulării: minim 0.45 secunde (450 ms);
- locomotiva (unitatea A) se consideră că se deplasează cu viteza de 36 km/h, aplicându-se o viteză iniţială după axa X de 10 m/s;
- pentru simularea rotirii unghiulare a osilor şi roţilor, tuturor celor 6 osii montate li s-a aplicat o viteza unghiulară de 145.9 rad/s;
- locomotiva identică (unitatea B) inițial se află în repaus, având roţiile în contact cu calea de rulare, cu un coeficient de frecare de 0.2.

6.6.1.2 Rezultatele scenariului 1 de coliziune, coliziune cu unitate feroviară identică

Figurile 6.28 arată variaţia în timp a energiei totale, interne şi cinetice pentru primele 0.45 s ale scenariului 1 de coliziune. Energia internă de deformaţie creşte până la valoarea de 2.94 MJ, la timpul de 0.153 s, după care scade la valoare de 2.6 MJ la timpul de 0.25 s şi are mici oscilaţii pâna la timpul de 0.475s (timp la care se poate considera finalul scenariului de coliziune). Energia de impact este de 32.8 MJ şi scade până la 20 MJ la timpul de 0.475 s.

Elementele elastice ale tampoanelor preiau o energie internă maximă de 43 kJ fiecare, atât cele de pe unitatea A cât şi cele de pe unitatea B, conform figurii 6.29. Dintre componentele deformabile ale cutiei locomotivei, cel mai mult participă la absorbţia energiei de impact lonjeroanele urmate de profilele pereţilor frontală, conform figurii 6.30.

Viteza iniţială a unităţii A (10 m/s) scade la valoarea de 4 m/s la timpul de 0.2 s de la iniţierea impactului, viteza fiind transferată unităţii B a cărei viteză creşte la 6 m/s la timpul 0.2 m/s, fig.6.30.

În figura 6.31 s-au evidenţiat deplasările axiale (după axa X) a două puncte aflate pe peretele frontal şi pe peretele din spatele cabinei.

Se poate observa că nu există deplasări relative mai mari de 10%, astfel că se poate concluziona că spaţiul de supravieţuire nu este afectat în timpul coliziunii.

Distribuţia tensiunilor Von Mises pe structura cutiilor celor două unităţi, la diferite momente de timp este evidenţiată în figurile 6.32 – 6.36.

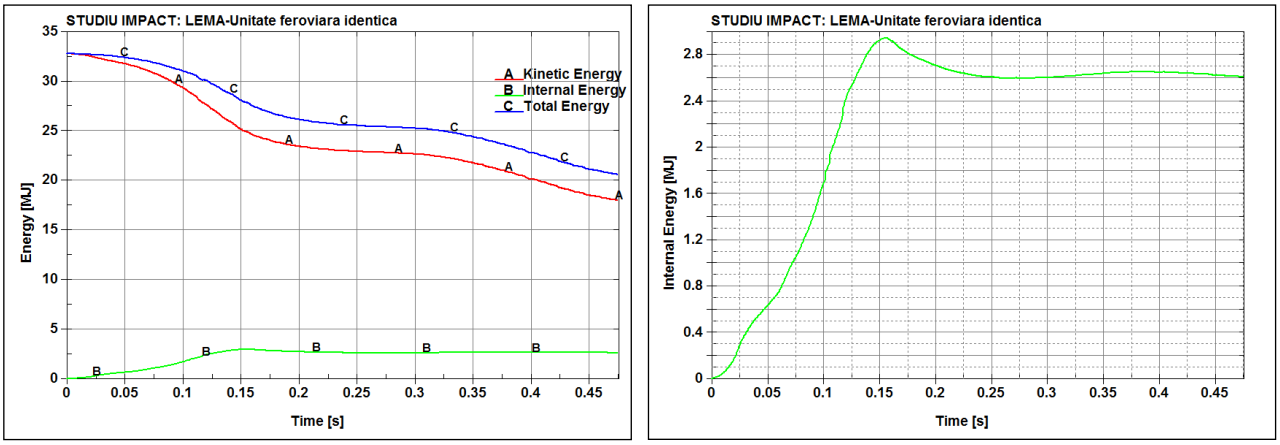
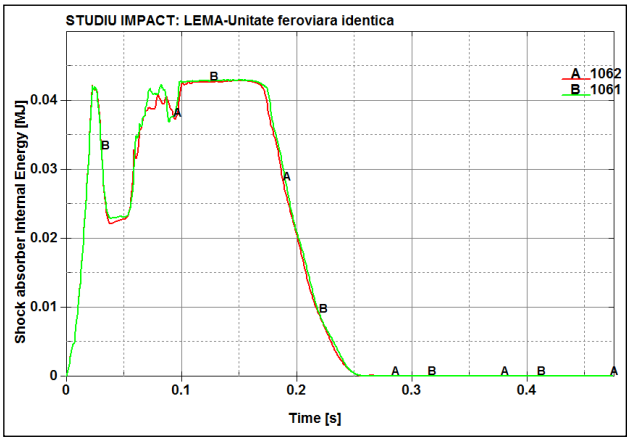
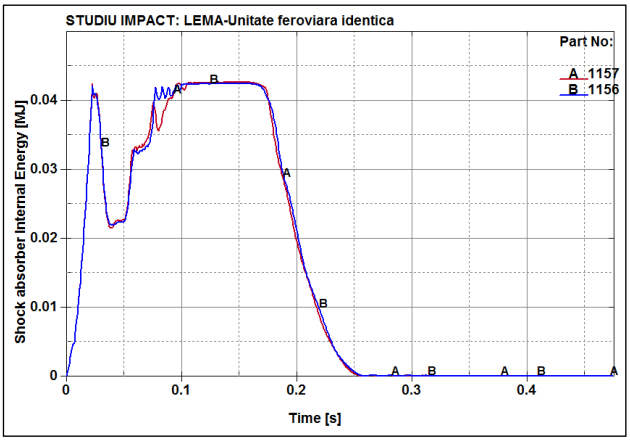


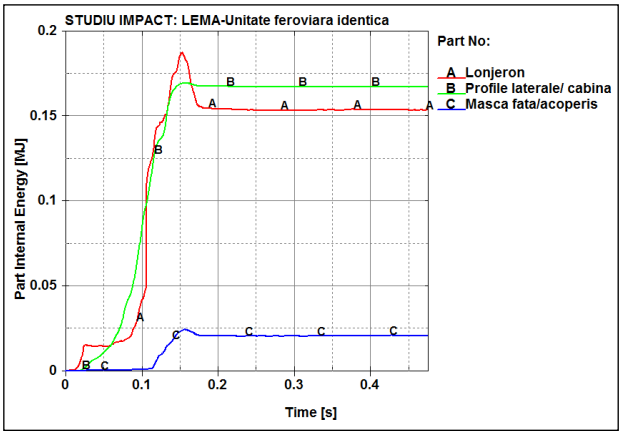
Fig. 6.28. Balanţa energetică (energia totală, internă şi cinetică) pentru scenariul I. Variaţia energiei interne pentru scenariul I (maximum 2.94 MJ la timpul 0.153 s)





Unitatea A, valorea maximă 42.8 kJ la timpul 0.15 s Unitatea B, valorea maximă 42.8 kJ la timpul 0.15 s

Fig. 6.29. Variaţie energiei interne a elementelor elastice la nivelul tampoanelor unităților A și B



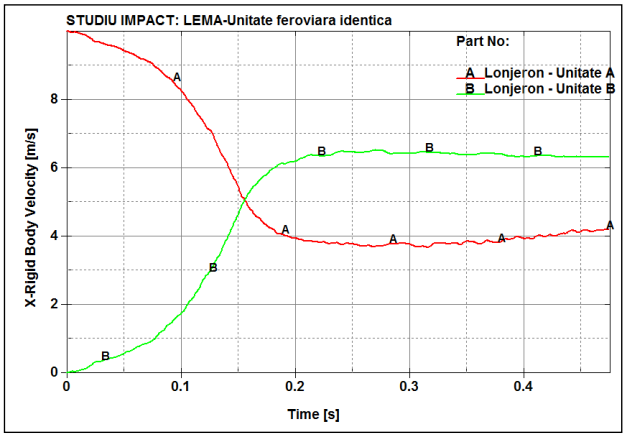


Fig. 6.30. Variaţie energiei interne a unui lonjeron, profile laterale şi cabină, mască faţă şi acoperiş, pentru unitatea A. Variaţie vitezei axiale pentru lonjeroanele unităților A şi B.

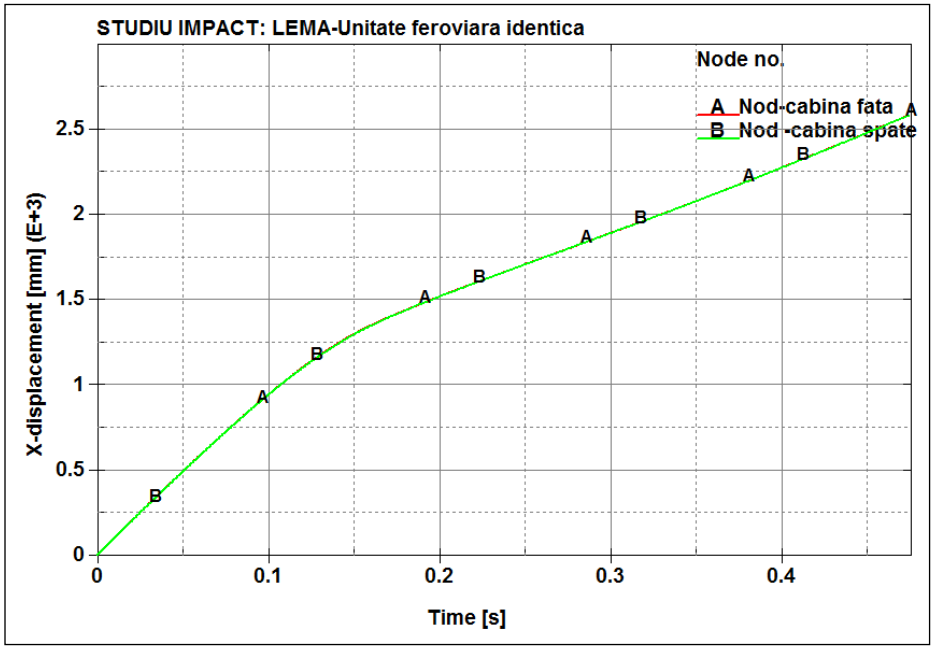


Fig. 6.31. Variaţie deplasărilor axiale calculate la nivelul profilelor cabinei pentru Unitatea A, situate în faţă şi in spatele cabinei.

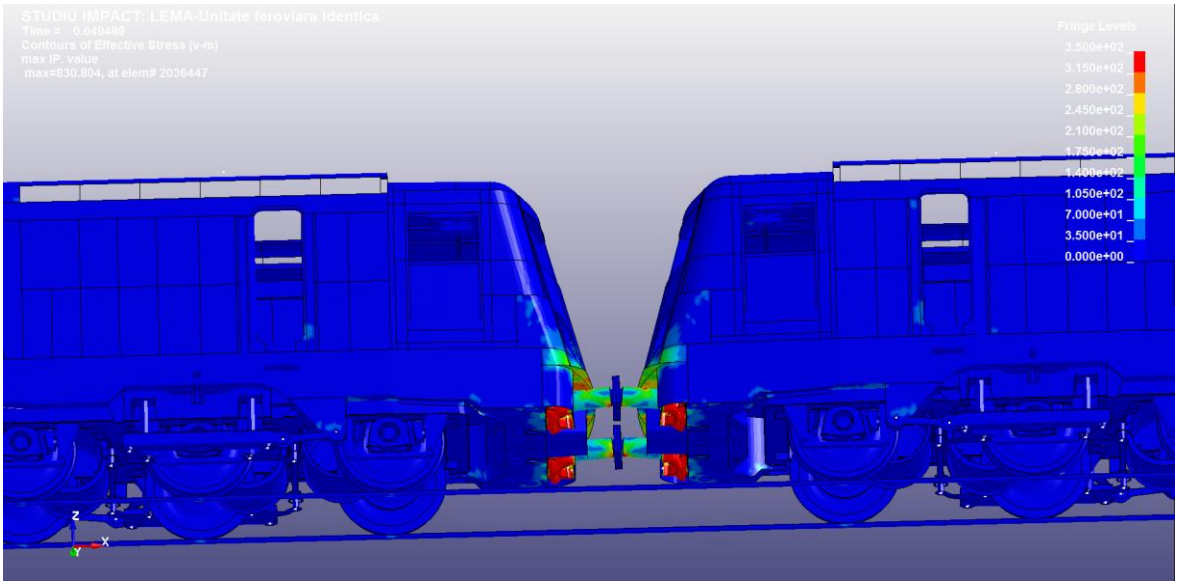


Fig. 6.32. Scenariul de coliziune cu unitate identică. Tensiunea Von Mises la timpul de 0.05 secunde – vedere detaliată.

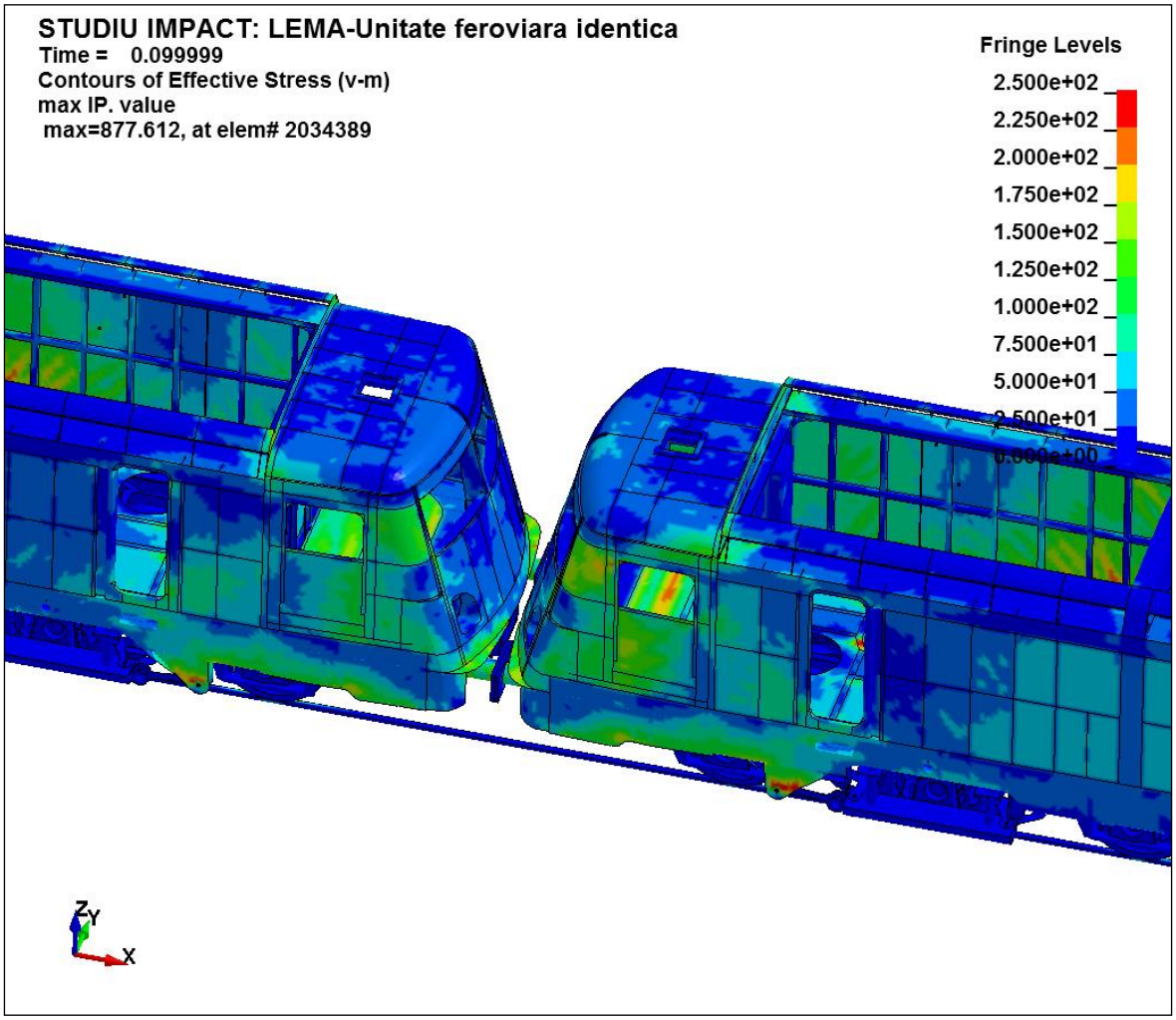


Fig. 6.33. Distribuţia tensiunilor von Mises la timpul de 0.1 s

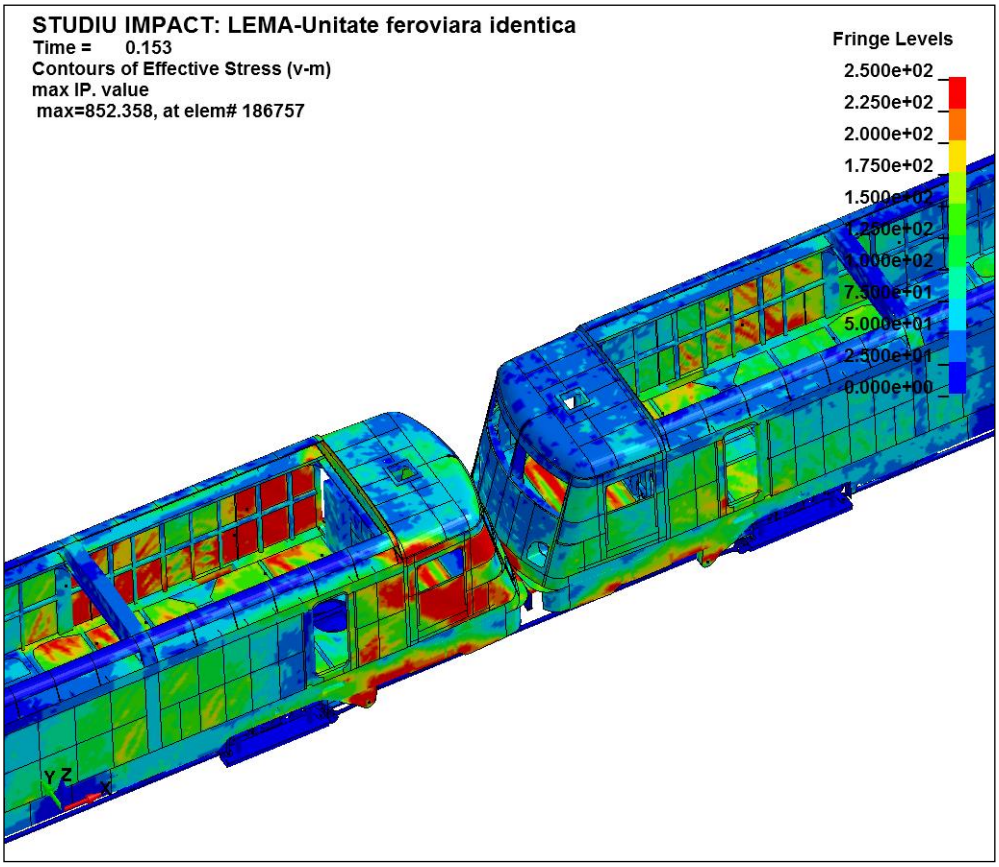


Fig. 6.34. Distribuţia tensiunilor von Mises la timpul de 0.153 s

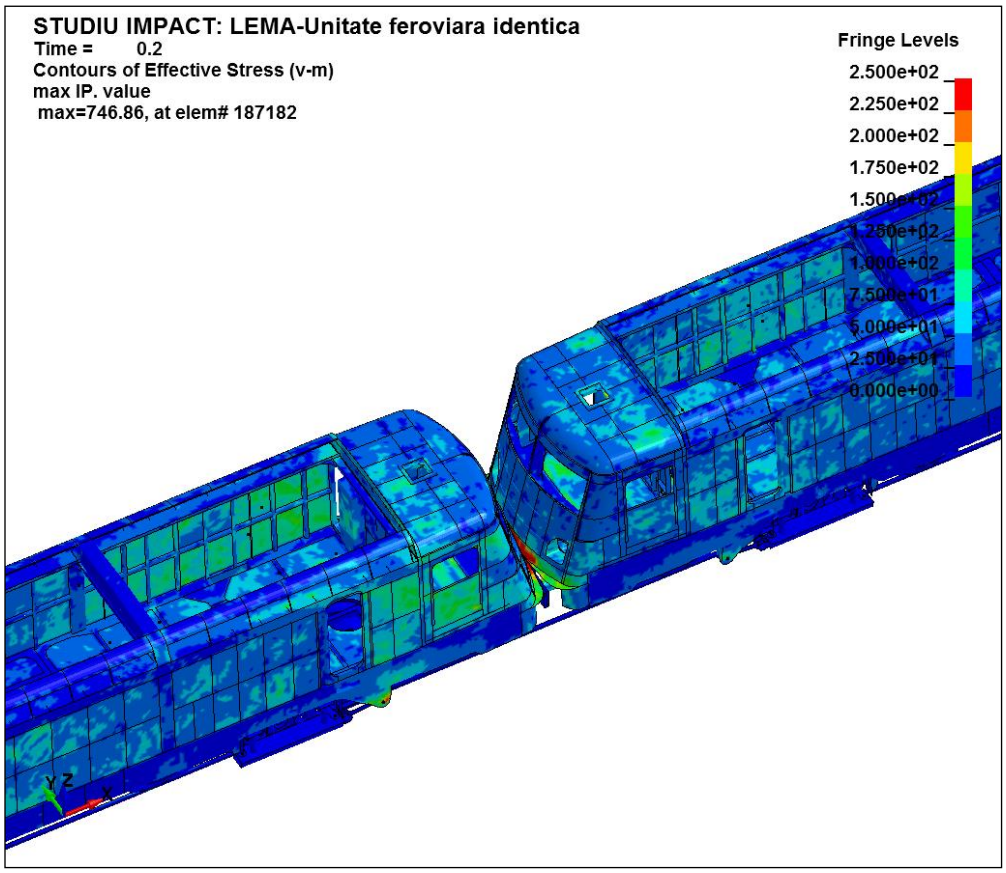


Fig. 6.35. Distribuţia tensiunilor von Mises la timpul de 0.2 s

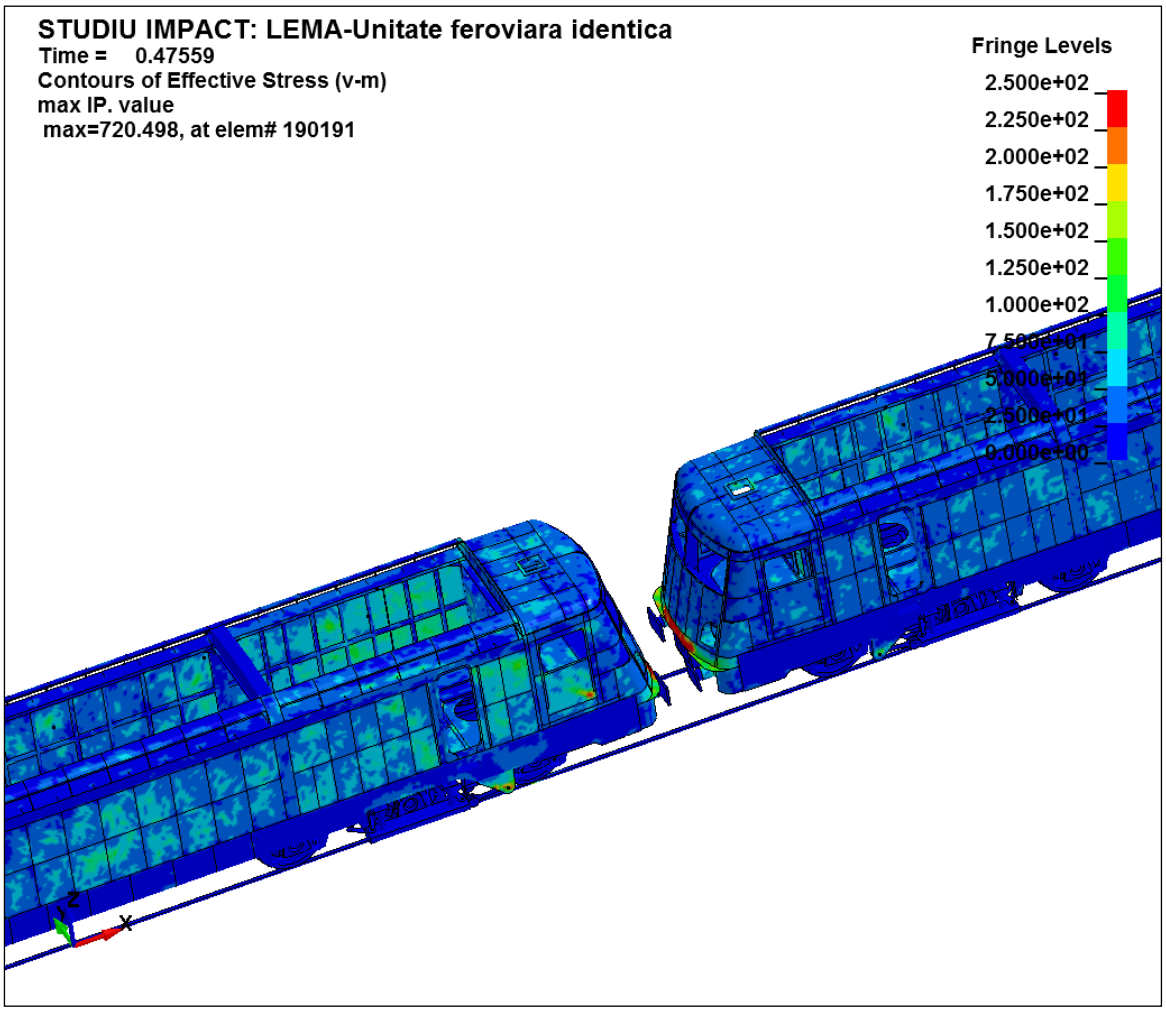
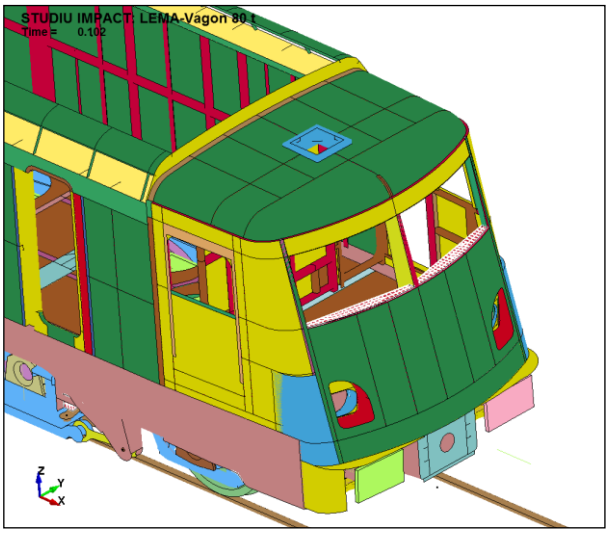


Fig. 6.36. Distribuţia tensiunilor von Mises la timpul de 0.475 s (final de soluţionare)

În vederea determinării decelerației la nivelul cabinei, s-au evidenţiat acceleraţile axiale (axa X) pentru profilele: profilele din faţa cabinei, profilul cabinei faţă şi profilele laterale/cabina.



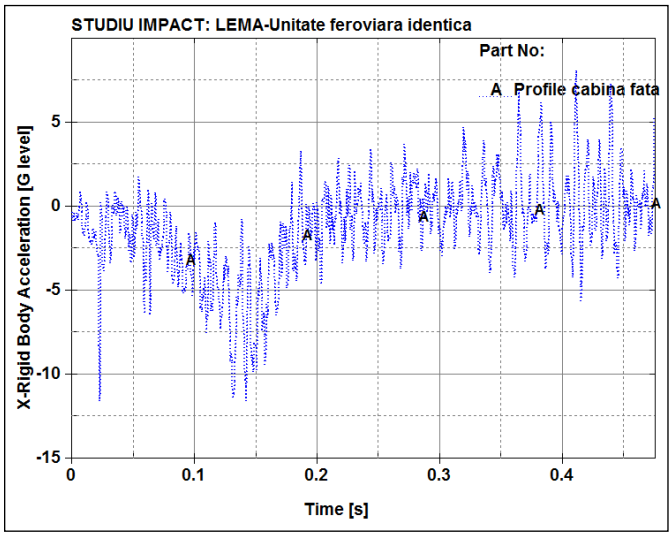


Fig. 6.37. Distribuția acceleraţiei axiale[g] pe profilele faţă ale cabinei pentru scenariul I de coliziune

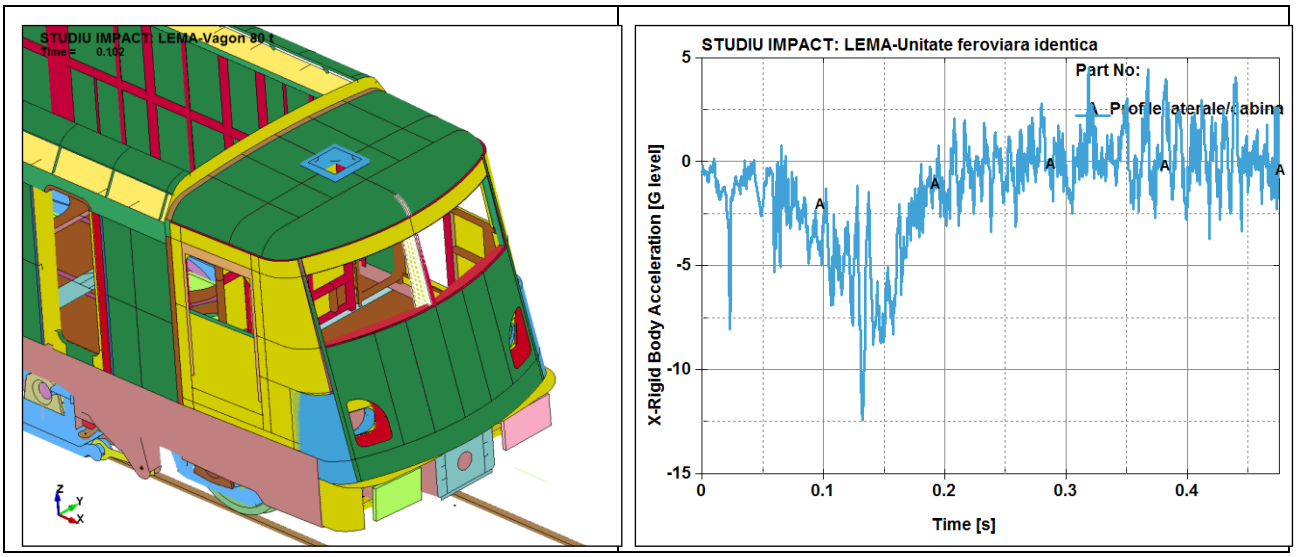


Fig. 6.38. Distribuția acceleraţiei axiale[g] pe profilele laterale ale cabinei pentru scenariul I de coliziune

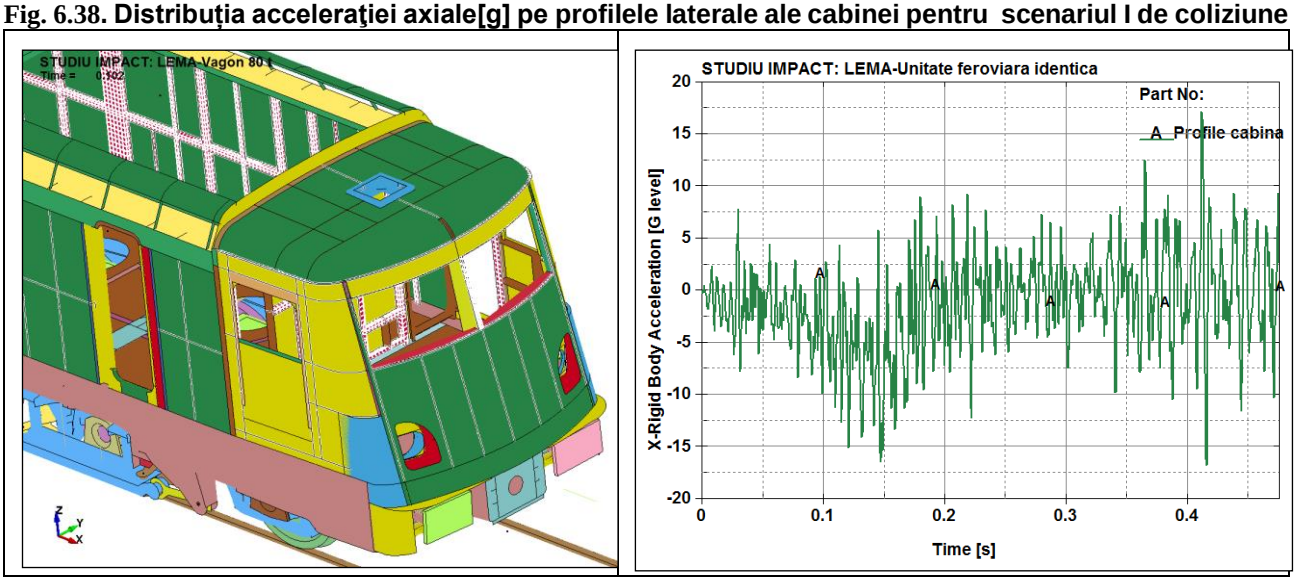


Fig. 6.39. Distribuția acceleraţiei axiale[g] pe profilele spate ale cabinei pentru scenariul I de coliziune

6.6.2 Scenariul 2 de coliziune, coliziune cu un vagon de 80 tone

6.6.2.1 Condițiile de realizare a scenariului

Ca obstacol definit pentru scenariul 2 de coliziune, se consideră un vagon cu masa de 80 t. Modelul cu elemente finite al vagonului, figura 6.40 stânga, constă dintr-o masă concentrată de 80t care este legată de un perete frontal, considerat rigid, şi de capătul tamponului care poate executa o cursă de 105 mm, conform anexei C din EN 15227. Elementul elastic al tamponului are constanta elastică de 11238.1 N/mm, conform specificaţiei aceluiaş standard. Peretele vagonului se considera rigid, cu un singur grad de libertate (deplasarea pe direcţia X). Acest model al obstacolului s-a asamblat cu modelul cu elemente finite al locomotivei, obţinându-se modelul cu elemente finite pentru scenariul 2 de coliziune, figura 6.40 dreapta.

Analiza scenariului de coliziune s-a realizat în următoarele condiţii:

- timpul la finalul simulării: minim 0.45 secunde (450 ms);

- locomotivă se consideră că se deplasează cu viteza de 36 km/h, aplicându-se o viteză iniţială după axa X de 10 m/s;
- pentru simularea rotirii unghiulare a osilor montate, tuturor celor 6 osii li s-a aplicat o viteza unghiulară de 145.9 rad/s;
- iniţial, vagonul se află în repaus, având un singur grad de libertate şi anume, deplasarea pe direcţia axei X.

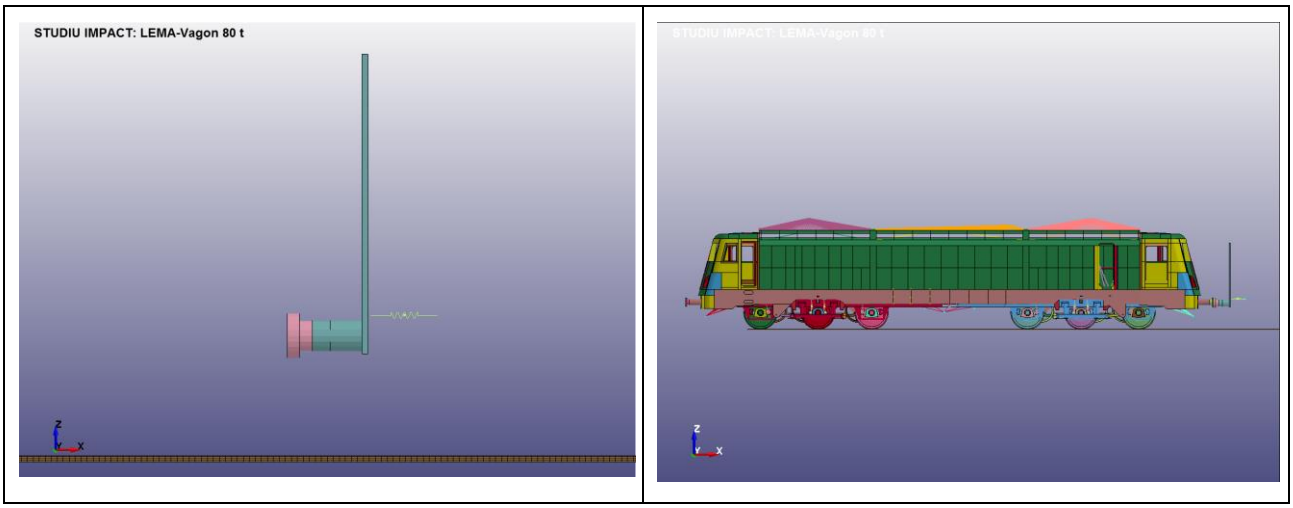


Fig. 6.40. Modelul cu elemente finite pentru scenariul 2 de coliziune, coliziune frontală cu vagon de 80t

6.6.2.2 Rezultatele scenariului 2 de coliziune, coliziune cu vagon de 80 tone

Figurile 6.41 arată ca energia internă de deformaţie creşte până la valoarea maximă de 2.15 MJ, la timpul de 0.1 s, după care scade la valoare de 1.92 MJ la timpul 0.2 s şi are mici oscilaţii pâna la timpul de 0.76s (timp la care se poate considera finalul soluţionării este de 0.4 s). Energia de impact este de 32.8 MJ.

Elementele elastice ale tampoanelor preiau o energie internă de 45 kJ fiecare, figura 6.42 st.

Dintre componentele deformabile ale cutiei locomotivei, cel mai mult participă la absorbţia energiei de impact lonjeronele, urmate de profilele pereţilor transversali figura 6.42 dreapta.

Viteza iniţială aplicată locomotivei echipate (10 m/s) scade la valoarea de 4.5 m/s la timpul de 0.2 s de la impact, viteza fiind transferată vagonului, care creşte la viteza de 8 m/s la timpul de 0.2 m/s, figura 6.43 stânga.

În figura 6.43 dreapta s-au evidenţiat deplasările axiale (după axa X) a două puncte aflate pe peretele frontal al cabinei şi pe peretele din spatele cabinei.

Se poate observa că nu există deplasări relative mai mari de 10%, astfel că se poate concluziona că spaţiul de supravieţuire nu este afectat în timpul coliziunii.

Distribuţia tensiunilor Von Mises pe structura cutiilor celor două unităţi, la diferiţi timpi se evidenţiază în figurile 6.44 – 6.48.

Evoluţia acceleraţiilor pentru elementele de cabină au fost evidenţiate pentru scenariul II de coliziune în aceleaşi profile ca şi pentru scenariul 1 de coliziune.

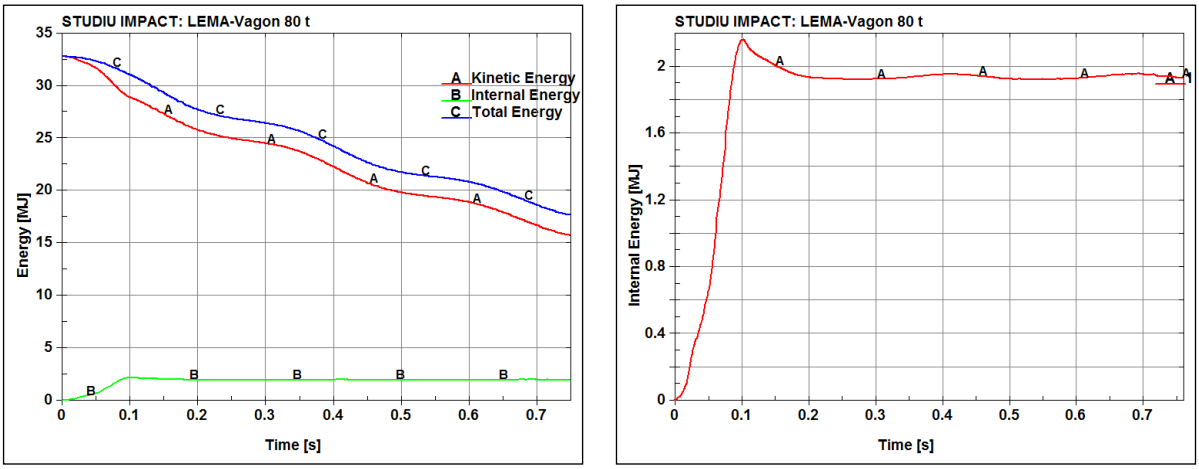
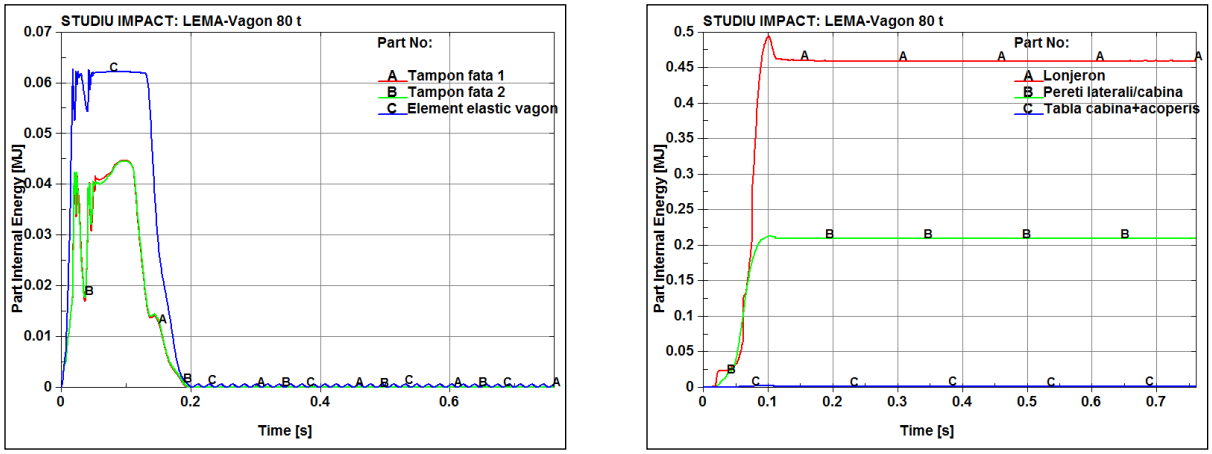


Fig. 6.41. Balanţa energetică (energia totală, internă şi cinetică) pentru scenariul II. Variaţia energiei interne pentru scenariul I (maximum 2.15 MJ la timpul 0.97 s)



-Val. max. tampon locomotivă = 42.8 kJ la 0.1 s

-Val. max. tampon vagon = 62.8 kJ la 0.1 s

Energia interne la locomotivă pentru: lonjeroane, profilele laterale şi cabină, mască faţă şi acoperiş

Fig. 6.42. Variaţie energiei interne a elementelor elastice la nivelul tampoanelor locomotivei și vagonului, al lonjeroanelor, profilelor laterale şi cabinei

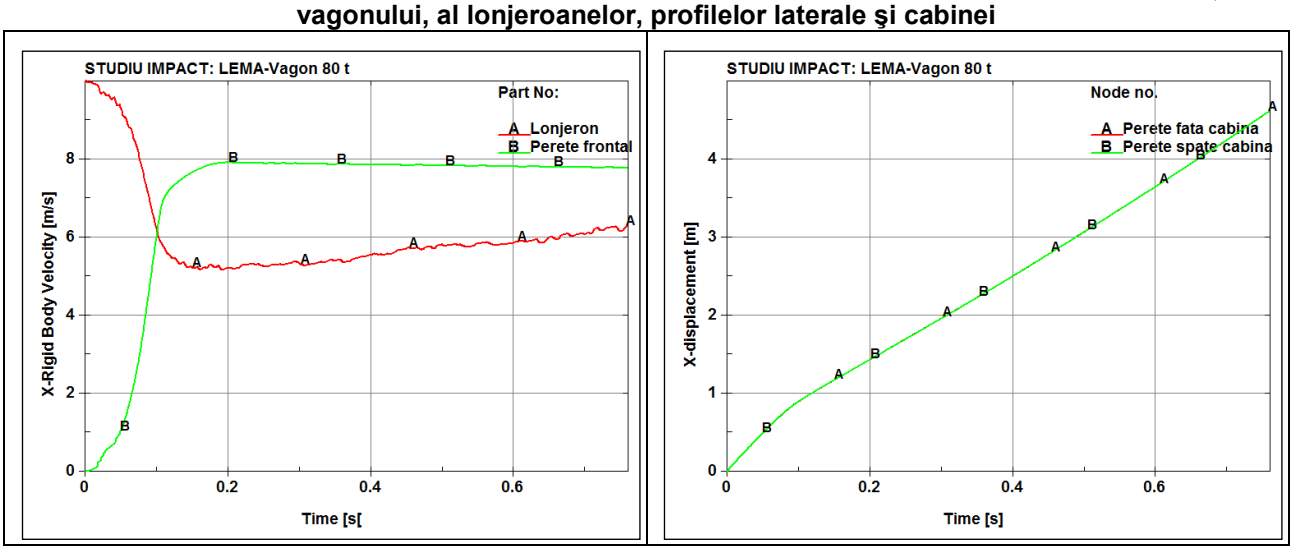


Fig. 6.43. Variaţie vitezei axiale (axa X) pentru locomotivă şi vagon. Variaţia deplasărilor axiale calculate la nivelul profilelor cabinei, situate în faţă şi în spatele cabinei

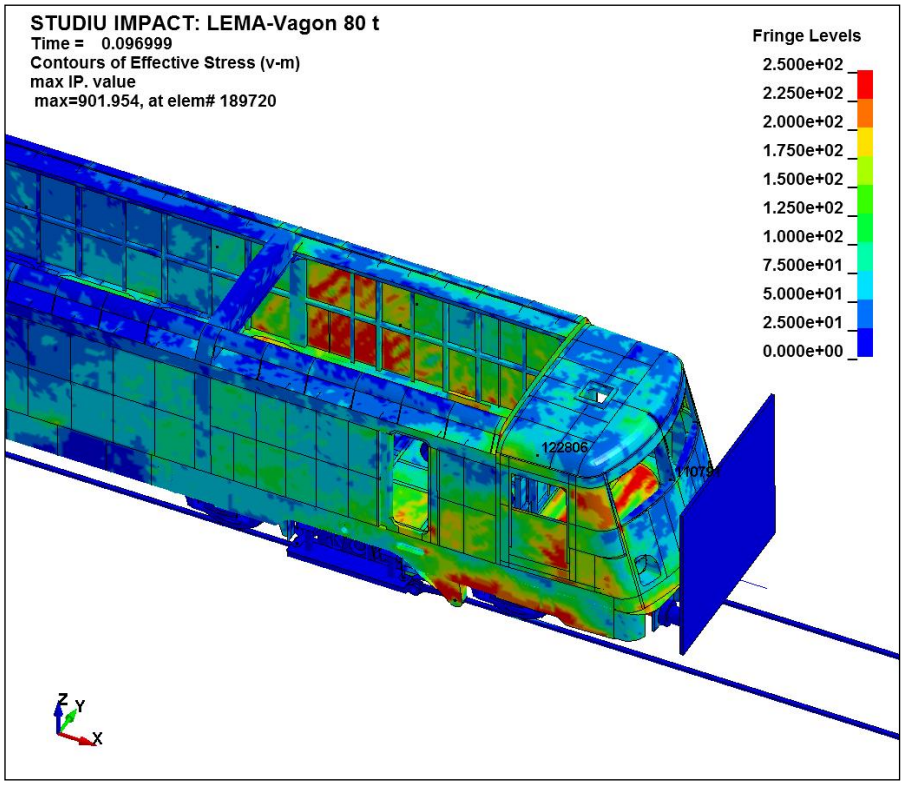


Fig. 6.44. Scenariul de coliziune cu unitate identică. Tensiunea Von Mises la timpul de 0,097 secunde.

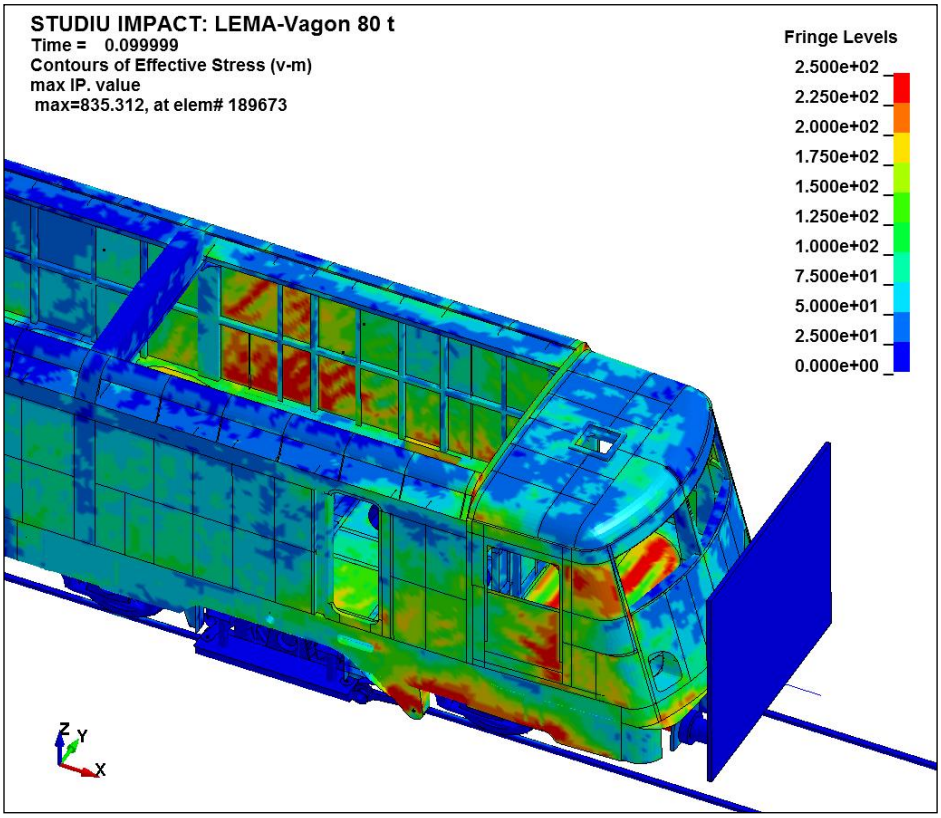


Fig. 6.45. Scenariul de coliziune cu vagon 80 t. Tensiunea Von Mises la timpul de 0,1 secunde.

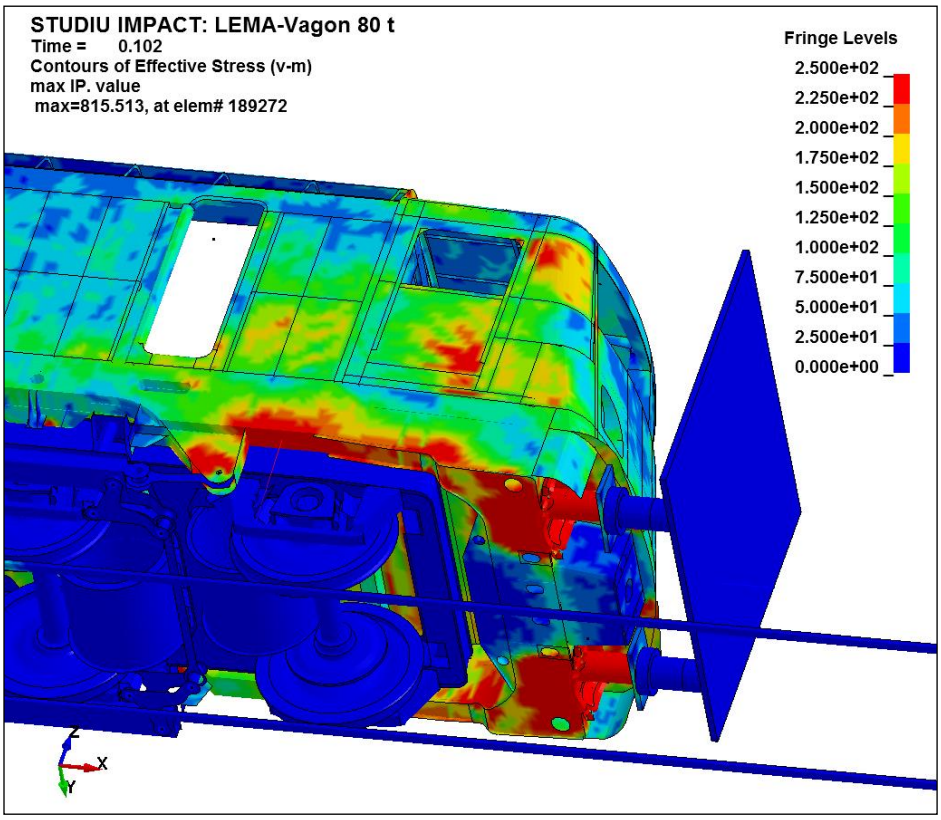


Fig. 6.46. Scenariul de coliziune II. Tensiunea Von Mises la timpul de 0,1 secunde.

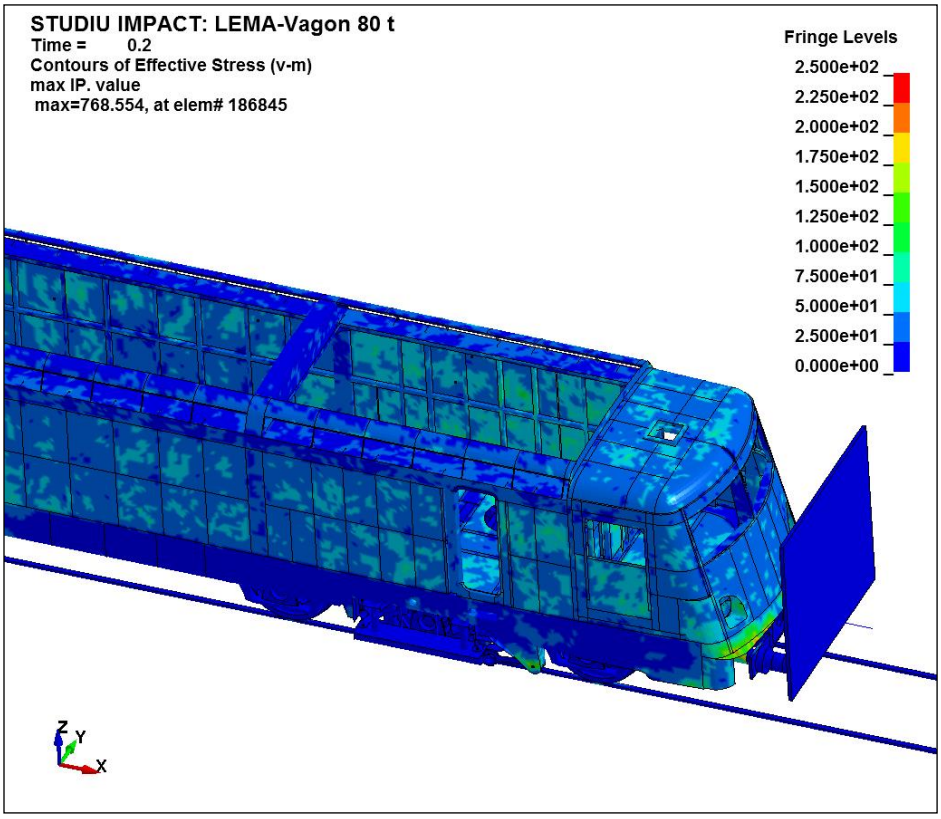


Fig. 6.47. Scenariul de coliziune II. Tensiunea Von Mises la timpul de 0,2 secunde.

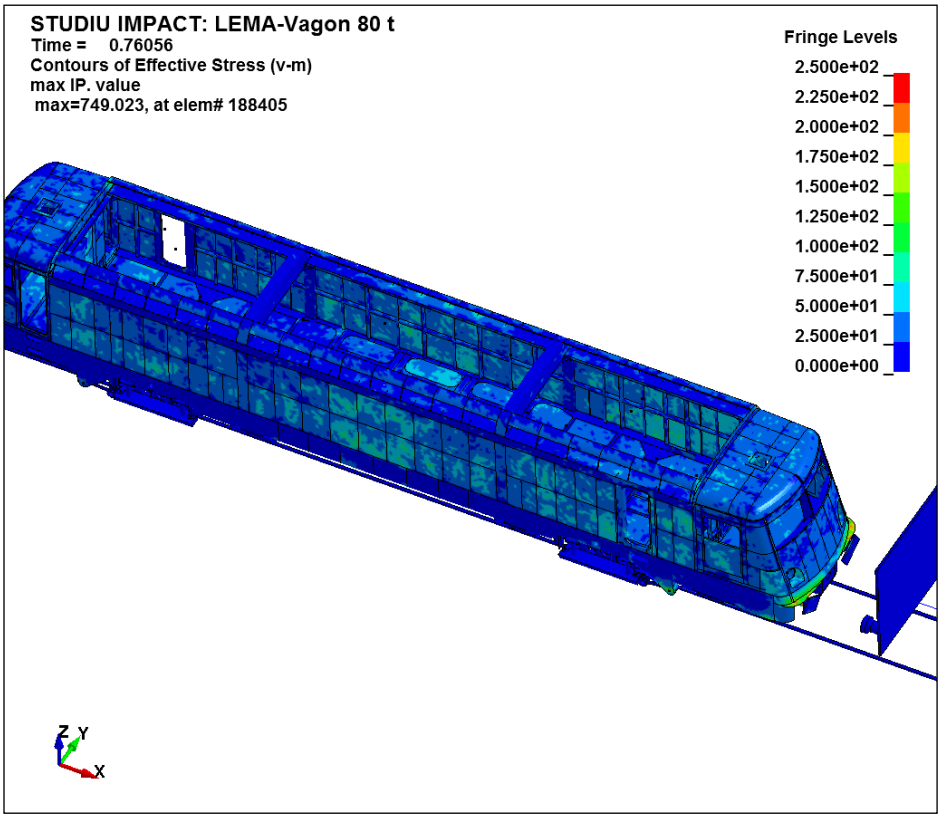


Fig. 6.48. Scenariul de coliziune II. Tensiunea Von Mises la timpul de 0,76 secunde.

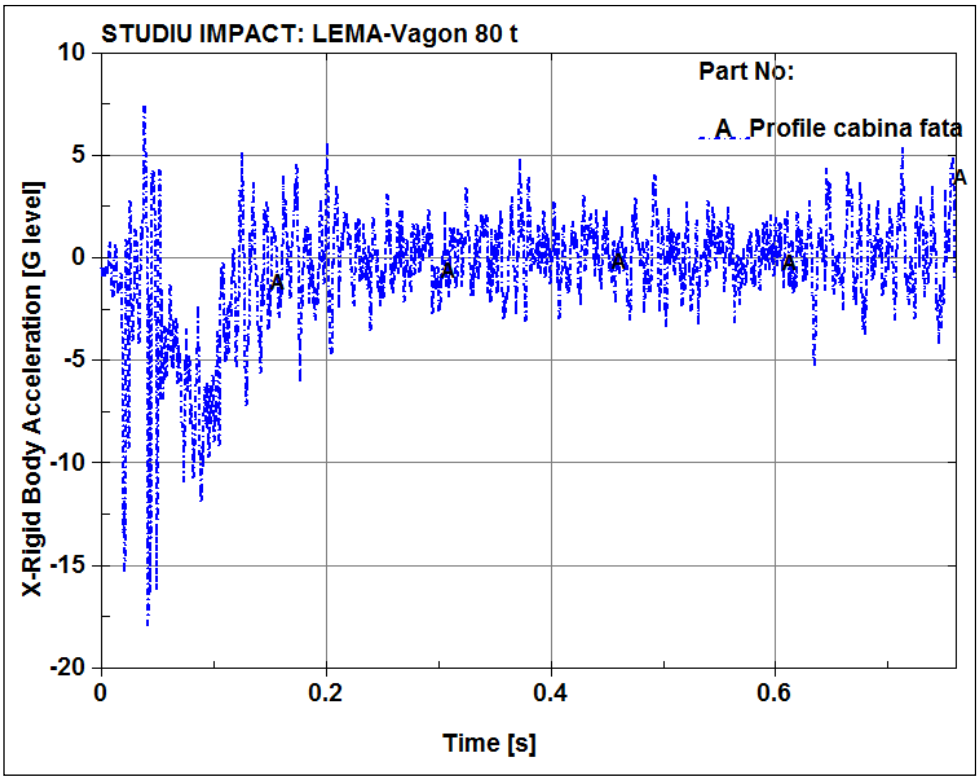


Fig. 6.49. Acceleraţia axială (axa X) pentru profilele faţă cabină [g] – scenariul II de coliziune.

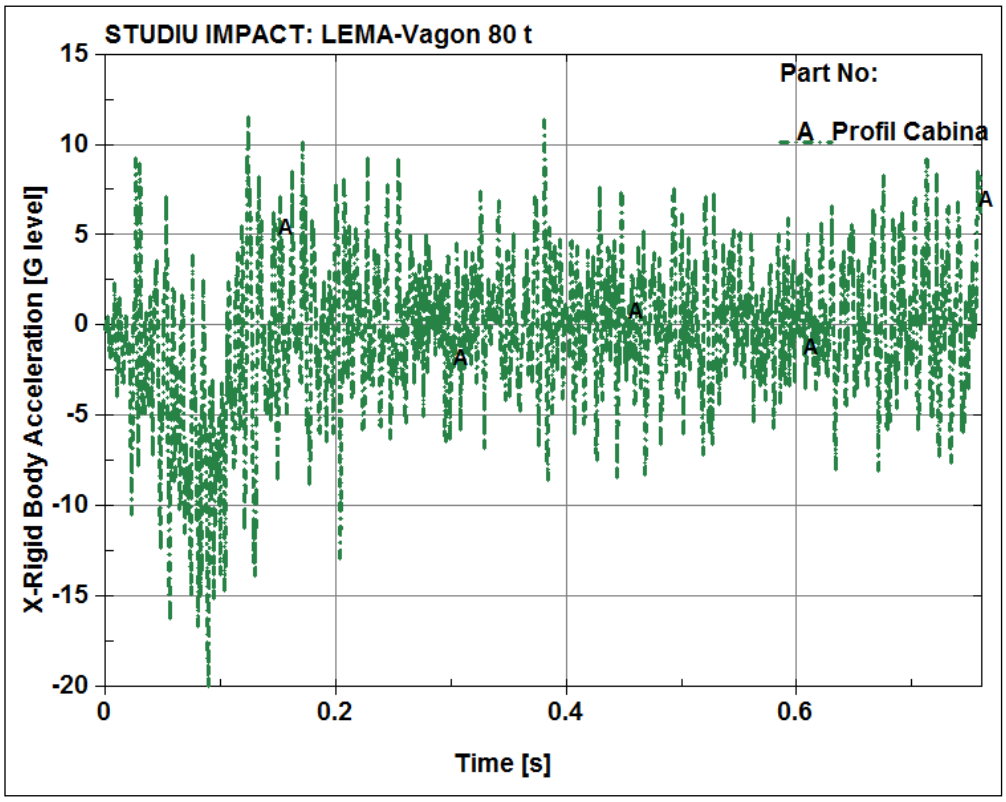


Fig. 6.50. Acceleraţia axială (axa X) pentru profilele cabină faţă [g] – scenariul II de coliziune.

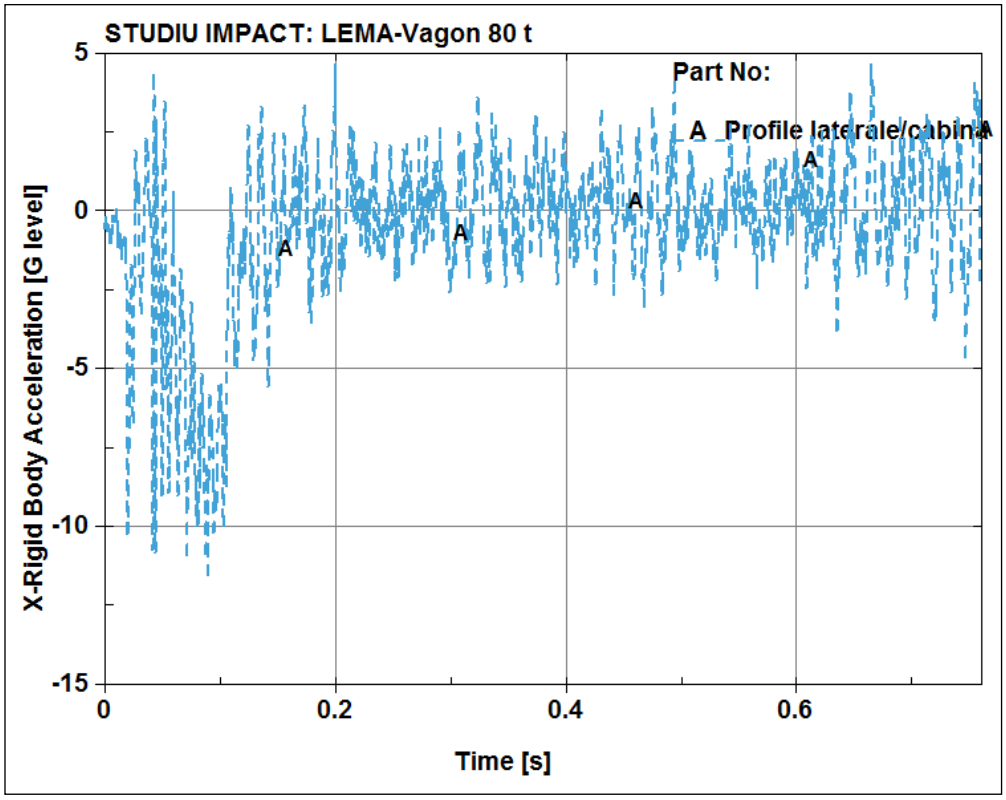


Fig. 6.51. Acceleraţia axială (axa X) pentru profilele laterale/cabină [g] – scenariul II de coliziune.