



UNIVERSITATEA BABEȘ-BOLYAI

Școala Doctorală de Inginerie

TEZĂ DE DOCTORAT

Conducători de doctorat:

Prof. Gilbert-Rainer GILLICH
Assoc.prof.habil István BIRÓ

Student doctorand:

Tatian-Cristian MĂLIN

2021



UNIVERSITATEA BABEȘ-BOLYAI

Școala Doctorală de Inginerie

TEZĂ DE DOCTORAT

Rezumat

*Researches regarding the behaviour of structures
isolated by friction pendulums*

*Cercetări privind comportamentul structurilor izolate cu
pendule de frecare*

Autor: Ing. Tatian-Cristian MĂLIN

COMISIA DE DOCTORAT:

Președinte:	Assoc.prof.habil. Zoltan Iosif KORKA	de la Universitatea Babeș-Bolyai
Conducători de doctorat:	Prof. Gilbert-Rainer GILLICH	de la Universitatea Babeș-Bolyai
	Assoc.prof.habil. István BIRÓ	de la Universitatea din Szeged, Ungaria
Recenzori oficiali:	Prof. Dorian NEDELCU	de la Universitatea Babeș-Bolyai
	Prof.habil. Mircea Cristian DUDESCU	de la Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca
	Prof. Elena MEREUȚĂ	de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

REȘIȚA 2021



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

MULȚUMIRI

Elaborarea acestei teze de doctorat ar fi fost imposibilă fără ajutorul, sprijinul și îndrumarea unor oameni deosebiți care, printr-un grad înalt de profesionalism și dăruire, au contribuit la formarea mea de cercetător.

Aș dori să-mi exprim sincera recunoștință stimaților mei supraveghetori științifici, Prof.dr.ing. Gilbert-Rainer Gillich și Assoc.prof.habil. István Biró, pentru sfaturile lor neprețuite, îndrumarea nobile, sprijinul continuu și răbdarea pe parcursul studiului meu de doctorat.

De asemenea, aș dori să mulțumesc membrilor comitetului de îndrumare și anume Prof.dr.ing. Dorian Nedelcu pentru cunoștințele sale imense, experiența bogată și tot sprijinul tehnic oferit în cadrul studiului meu, Assoc.prof.habil. Zoltan Iosif Korca și S.l.dr.ing. Vasile Iancu pentru sprijinul acordat în fiecare etapă a proiectului de cercetare.

Recunoștința mea se extinde către Facultatea de Inginerie pentru oportunitatea de finanțare de a-mi întreprinde studiile la Catedra Școlii Doctorale a Universității Babeș-Bolyai.

Aș dori să-mi exprim respectul față de Prof. Elena Mereuță de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați și către Prof.habil. Mircea Cristian Dudescu de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca care, în calitate de recenzori științifici, au contribuit cu sugestii și observații competente la îmbunătățirea tezei curente.

Aprecierea mea se adresează, de asemenea, familiei și prietenilor mei pentru încurajarea și sprijinul lor pe parcursul studiilor mele.

Reșița, 25 Noiembrie 2021

Autor: Tatian-Cristian Mălin



CUPRINS

MULȚUMIRI	2
LISTA TABELELOR	6
LISTA FIGURILOR	7
LISTA PRESCURTĂRILOR	12
INTRODUCERE	14
CAPITOLUL 1: CERCETARE LITERATURĂ DE SPECIALITATE	17
1.1. Activitatea seismică la nivel global	17
1.2. Cauzele cutremurelor	20
1.3. Tipuri de falii	21
1.4. Undele seismice	22
1.5. Efectele cutremurelor	24
1.6. Măsurarea cutremurelor	26
1.7. Cele mai mari cutremure înregistrate	28
1.7.1. Cutremurul din San Francisco , 1906	28
1.7.2. Cutremurul din El Centro, 1940	28
1.7.3. Cutremurul din San Fernando, 1971	29
1.7.4. Cutremurul din Vrancea, 1977	30
1.7.5. Cutremurele de la Northridge, 1994 și Kobe, 1995	31
1.8. Concluzii	32
CAPITOLUL 2: PRELUCRAREA DIGITALĂ A SEMNALELOR CUTREMURELOR	33
2.1. Baza de date privind înregistrările cutremurelor	33
2.1.1. Baza de date PEER privind mișcările solului	33
2.1.2. Centrul pentru date inginerești privind mișcările puternice (CESMD) ..	34
2.1.3. Rețele de seismografe cu mișcări puternice K-NET și KiK-net	34
2.2. Digitizarea semnalelor cutremurelor stocate ca imagini	35
2.3. Dezvoltarea unei aplicații Python pentru a genera semnale digitale	42
2.3.1. Descrierea aplicației	42
2.3.2. Exemple de semnale generate cu ajutorul aplicației	46



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

2.4. Elaborarea algoritmului pentru estimarea vitezei și deplasării semnalelor de cutremur cu accelerație cunoscută	49
2.5. Aplicația Python Seismic Motion (PySEMO)	52
2.5.1. Implementarea algoritmului într-o aplicație Python	52
2.5.2. Exemple prelucrate în aplicația PySEMO	55
2.6. Concluzii și contribuții	59
CAPITOLUL 3: SISTEME DE IZOLARE A BAZEI	61
3.1. Conceptul de izolare a bazei	61
3.2. Istoria izolării bazei	62
3.3. Tipuri de sisteme de izolare a bazei	65
3.3.1. Sisteme pe bază de elastomeri	65
3.3.1.1 Rulmenți de cauciuc cu amortizare redusă (LDRB).	66
3.3.1.2 Rulmenți de cauciuc cu amortizare ridicată (HDRB).	66
3.3.2. Sisteme bazate pe alunecare	67
3.3.2.1 Sistemul Electricite-de-France (EDF)	67
3.3.2.2 Sistem de izolare a bazei reziliente și de frecare (R-FBI)	68
3.3.2.3 Sistemul pendulului cu frecare (FPS)	68
3.3.2.4 Sistem de amortizoare de masă reglate (TMD)	69
3.4. Concluzii și contribuții	69
CAPITOLUL 4: SIMULĂRI DINAMICE ȘI COMPORTAMENTUL STRUCTURILOR IZOLATE PRIN PENDULE CU FRECARÉ	71
4.1. Descrierea sistemului	71
4.2. Studiu privind efectul razei unui pendul simplu de frecare asupra răspunsului la structurilor izolate	72
4.3. Răspunsul unei structuri izolate de pendule de fricțiune cu raze diferite	76
4.4. Efectul coeficientului de frecare și al razei pendulului asupra comportamentului structurilor izolate cu penduluri simple de fricțiune.	80
4.5. Compararea performanțelor pendulului de frecare cu raze uniforme și variabile	86



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

4.6. Studiu privind comportarea structurilor izolate cu pendule de frecare și o contragreutate	91
4.7. Concluzii și contribuții	97
CAPITOLUL 5: CERCETAREA EXPERIMENTALĂ	99
5.1. Descrierea standului experimental	99
5.2. Descrierea instrumentelor virtuale	109
5.3. Rezultate	113
5.4. Concluzii și contribuții	122
CAPITOLUL 6: CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE	123
6.1. Concluzii	123
6.2. Contribuții personale	125
6.3. Diseminarea rezultatelor cercetării	126
6.4. Direcții viitoare de cercetare	128
BIBLIOGRAFIE	129
ANEXE	138



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

CUVINTE CHEIE

Sisteme de izolare a bazei, răspuns structural, procesarea digitală a semnalelor seismice, frecvență de excitație, accelerație, viteză, deplasare, amplitudine semnal, pendul de fricțiune, coeficient de fricțiune, raza pendulului, frecvență de excitație, simulare dinamică.

INTRODUCERE

Societatea noastră a fost și este încă afectată de una dintre cele mai mortale și costisitoare catastrofe naturale care sunt cutremure. Pierderi economice mari, mii de victime și chiar decese sunt consecințele cutremurelor de-a lungul timpului. Cutremur este definiția mișcărilor pământului, constând în vibrații produse în zonele interne ale Pământului, propagate sub formă de valuri prin roci. Cele două obiective principale ale siguranței cutremurelor sunt siguranța vieții și prevenirea prăbușirii, astfel că dorința de clădiri performante a crescut.

Proiectarea clasică antiseismică a structurilor s-a bazat pe conceptul de creștere a rigidității structurii împotriva cutremurelor prin folosirea de pereți de sprijin, bretele, cămăși de armare etc. Aceste metode tradiționale induc accelerații verticale mari și deplasări orizontale ale structurilor, prin urmare structurile pot suferi daune majore. Clădirile care adăpostesc mașini de înaltă precizie și fine, în special pentru construcții strategice și infrastructuri precum centrale electrice (nucleare, hidro și termice), spitale, școli, poduri, secții de poliție și pompieri, centre de comunicații, trebuie să rămână operaționale după un cutremur.

Reducerea efectelor cutremurelor prin reducerea deplasărilor și accelerațiilor structurilor, a impus conceptul de izolare seismică, prin instalarea unor dispozitive speciale între infrastructură (fundatie) și suprastructură (cladire). În acest fel se asigura izolarea mișcării structurii de cea a pământului, practic decuplandu-le.

În ceea ce privește dezvoltarea dispozitivelor inovatoare menite să reducă efectul cutremurelor asupra clădirilor, acestea se bazează pe următoarele principii: utilizarea inerției, disiparea energiei transmise clădirii, respectiv prin modificarea perioadei de oscilație. Cerințele pentru un dispozitiv de izolare seismică de înaltă performanță sunt următoarele: minimizarea daunelor cauzate de cutremur, întreținerea în exploatare după cutremur, costuri reduse de instalare și exploatare și funcționare autonomă, independent de sursele de energie.

Având în vedere preocuparea la nivel mondial cu privire la domeniul izolării seismice, există în prezent numeroase lucrări și studii pe acest subiect. În acest context, rezultatele cercetării privind comportamentul structurilor izolate prin sisteme cu pendul de frecare au avut ca obiectiv esențial să se afle modul în care razele pendulului și coeficienții de frecare, respectiv



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

frecvența excitației, influențează structura structurală. răspuns. Ideea este de a proiecta aparatele amintite pe baza istoriei locului.

În aceste condiții, obiectivele specifice ale tezei pot fi rezumate astfel:

- studiul literaturii de specialitate și documentelor normative privind efectele cutremurelor și metode de reducere a efectelor acestora;
- elaborarea unui algoritm privind digitizarea semnalelor de cutremur stocate sub formă de imagini;
- dezvoltarea unui algoritm de estimare a vitezei și deplasării semnalelor de cutremur cu accelerație cunoscută;
- validarea aplicației destinate conversiei semnalelor de cutremur din accelerație în deplasare și viteză pentru semnalele generate;
- determinarea efectului modificărilor razei pendulului de frecare asupra răspunsului structurilor izolate prin simulări dinamice;
- determinarea efectului coeficientului de frecare și al razei pendulului asupra comportării structurilor izolate cu pendule de frecare simple;
- proiectarea unui sistem de pendul de frecare cu raza variabilă și compararea performanțelor cu pendulele de frecare actuale (raze uniforme);
- dezvoltarea unui sistem de izolare cu suprafața de alunecare în plan reținută de arcuri și cu contragreutate în vârful structurii;
- validarea rezultatelor obținute din simulări dinamice prin teste experimentale efectuate pe un model la scară mică;
- diseminarea rezultatelor cercetării.

Obiectivele propuse au condus la structurarea tezei într-un număr de șase capitole, al căror conținut este prezentat mai jos.

Capitolul 1 – „Recenzia literaturii” prezintă activitatea seismică dintr-o perspectivă globală și câteva principii de bază ale cutremurelor: cauzele cutremurelor, tipurile de falii, unde seismice și efectele cutremurelor. De asemenea, sunt introduse scala de magnitudine și intensitate a cutremurului. În continuare sunt prezentate cele mai devastatoare cutremure înregistrate, efectele acestora și noile coduri de proiectare a clădirilor dezvoltate după fiecare eveniment major.

Capitolul 2 – „Prelucrarea digitală a semnalelor de cutremur” prezintă câteva baze de date importante bazate pe web care pot fi folosite pentru a reanaliza cutremurele trecute și prezente. În continuare este prezentată o metodă rapidă și precisă de extragere a semnalelor și a



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

valorilor numerice dintr-o imagine cu ajutorul software-ului WebPlotDigitizer. Tot în acest capitol este prezentată o aplicație dezvoltată în limbajul de programare Python care generează semnale digitale cu parametri cunoscuți (frecvență, amplitudine, fază, coeficient de amortizare, existență a zgomotului) și exemplifica rezultate pentru diferite setări ale parametrilor. A fost dezvoltat un algoritm pentru a estima viteza și deplasarea semnalelor de cutremur cu accelerație cunoscută. Algoritm, nominalizat ca PySEMO, a fost implementat în limbajul de programare Python și folosit pentru a demonstra acuratețea metodei. La finalul capitolului sunt prezentate câteva recomandări pentru strategia de achiziție pentru a garanta găsirea precisă a vitezelor și deplasărilor.

Capitolul 3 – „Sisteme de izolare de bază” explică conceptul de izolare de bază și prezintă o scurtă trecere în revistă a istoriei izolării de bază. În plus, sistemele de izolare seismică elastomerică (Rulmenți din cauciuc cu amortizare scăzută și Rulmenți din cauciuc cu amortizare ridicată) și pe bază de alunecare (Sistemul Electricite-de-France, Sistemul de izolare a bazei rezistente la frecare, Sistemul pendulului de frecare și Sistemul Amortizor de masă reglat) sunt pe scurt, definite și descrise. Deoarece sistemele cu pendul de frecare cu raze variabile sunt puțin studiate și utilizate, a fost o bună ocazie de a cerceta particularitățile acestui sistem în comparație cu cele cu suprafețe sferice sau cilindrice.

Capitolul 4 – „Simulări dinamice și comportament al structurilor izolate prin pendul de frecare” prezintă rezultatele simulărilor efectuate pe o structură rigidă izolată cu patru penduluri de frecare simple. Structura a fost implementată în modulul Motion al SolidWorks și modelul a fost folosit pentru a afla cum influențează razele pendulului și coeficienții de frecare, respectiv frecvența excitației, răspunsul structural.

Capitolul 5 – „Cercetare experimentală” prezintă standul experimental proiectat în Laboratorul pentru studierea acțiunilor seismice ale Universității Babeș-Bolyai și a instrumentării virtuale. Software-ul în care au fost procesate datele de la accelerometre și au fost dezvoltate aplicațiile de intrare-ieșire este LabVIEW. Testele experimentale efectuate pe un model la scară mică au validat rezultatele obținute prin simulări dinamice.

Capitolul 6 – „Concluzii și lucrări ulterioare” prezintă concluziile și principalele contribuții personale, teoretice și aplicate, cuprinse în teza de doctorat, precum și direcțiile de cercetare care pot fi urmate.



1. CERCETARE LITERATURĂ DE SPECIALITATE

1.1. Concluzii

Domeniul ingineriei seismice a trecut printr-un proces de dezvoltare continuă, iar după fiecare eveniment major au fost elaborate noi coduri de proiectare a clădirilor. În prezent, ele ajută la construirea clădirilor, făcându-le mult mai sigure și reducând pierderile umane și materiale.

Primul pas important în proiectarea seismică a clădirilor a fost făcut în 1914, când metoda forței laterale a fost inclusă într-un cod de proiectare (UBC 1927).

Importanța terenului de fundație asupra forțelor de proiectare a fost cunoscută încă de la început, precum și influența pozitivă a detaliilor structurale adecvate. O abordare mai dinamică a ingineriei seismice a fost adusă de prima înregistrare a unui cutremur, El Centro 1940, fiind recunoscută influența rigidității clădirii asupra bazei forței tăietoare. În anii 1950, obiectivul principal a fost stabilirea standardelor de rezistență pentru proiectare pentru a asigura siguranța vieții umane. După cutremurul masiv din 1977, România a dezvoltat codul de proiectare P100, un document în care prescripțiile locale de proiectare au fost aliniate la standardele internaționale. O mai bună cunoaștere a specificului cutremurelor din Vrancea a fost determinată de înregistrările cutremurelor din anii 1977, 1986 și 1990.

Raportul ATC-3.06 din SUA și norma P100-78 din România au pus bazele codurilor de construcție de astăzi. Metoda forței laterale și analiza spectrală liniară sunt încă folosite astăzi pentru proiectarea structurilor.

Distrușgera cauzată de cutremurele Northridge și Kobe a evidențiat vulnerabilitatea codurilor de proiectare și a designului în domeniul elastic. Odată cu răspândirea computerelor personale, analiza structurală în domeniul inelastic a devenit disponibilă pe scară largă.

2. PRELUCRAREA DIGITALĂ A SEMNALELOR DE CUTREMUR

Viziunea istorică legată de cutremure este o preocupare importantă pentru evaluarea riscului seismic, în special pentru construcții și infrastructuri strategice precum centrale nucleare, spitale, școli, poduri etc. Cunoașterea evoluției cutremurelor pe intervale de timp îndelungate este imperativă.

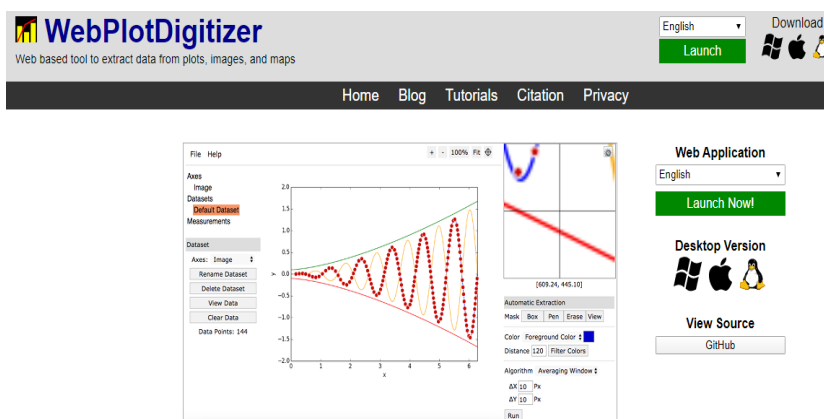
2.1. Digitalizarea semnalelor de cutremur stocate ca imagini

Preluarea informațiilor din înregistrările istorice analogice este esențială pentru studiul activității seismice și al pericolului seismic în zonele vulnerabile în timpul cutremurului. Acest lucru este posibil datorită tehnicilor și metodelor moderne de procesare și conversie a datelor analogice în date digitale.

Mai jos este prezentată o metodă de digitalizare a semnalelor de cutremur stocate sub formă de imagini. Pentru această metodă, a fost folosit software-ul WebPlotDigitizer pentru a extrage semnalele și valorile numerice dintr-o imagine.

WebPlotDigitizer este un software open source și poate fi utilizat direct de pe site-ul web <https://automeris.io/WebPlotDigitizer/>. Software-ul WebPlotDigitizer rulează în cele mai populare browsere web și nu necesită instalarea de către utilizator [28]. WebPlotDigitizer este un instrument semi-automat care face extragerea de date ușoară și precisă:

- funcționează cu multe tipuri de diagrame (XY, bare, polare, hărți etc.);
- facilitează extragerea multor puncte de date cu extragerea automată algoritmi;
- util pentru măsurarea distanțelor și unghiurilor dintre diverse caracteristici;
- permite reglarea manuală și alte intervenții ale utilizatorului;
- software open source și gratuit de utilizat.



2.4 Interfață software WebPlotDigitizer



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

În funcție de browserul utilizat, formatul de imagine acceptat este JPEG, PNG, GIF și BMP, dar nu fișierele PDF. În diagrama afișată în Figura 2.6 este explicată procedura urmată pentru extra-gerea semnalelor dintr-o imagine.

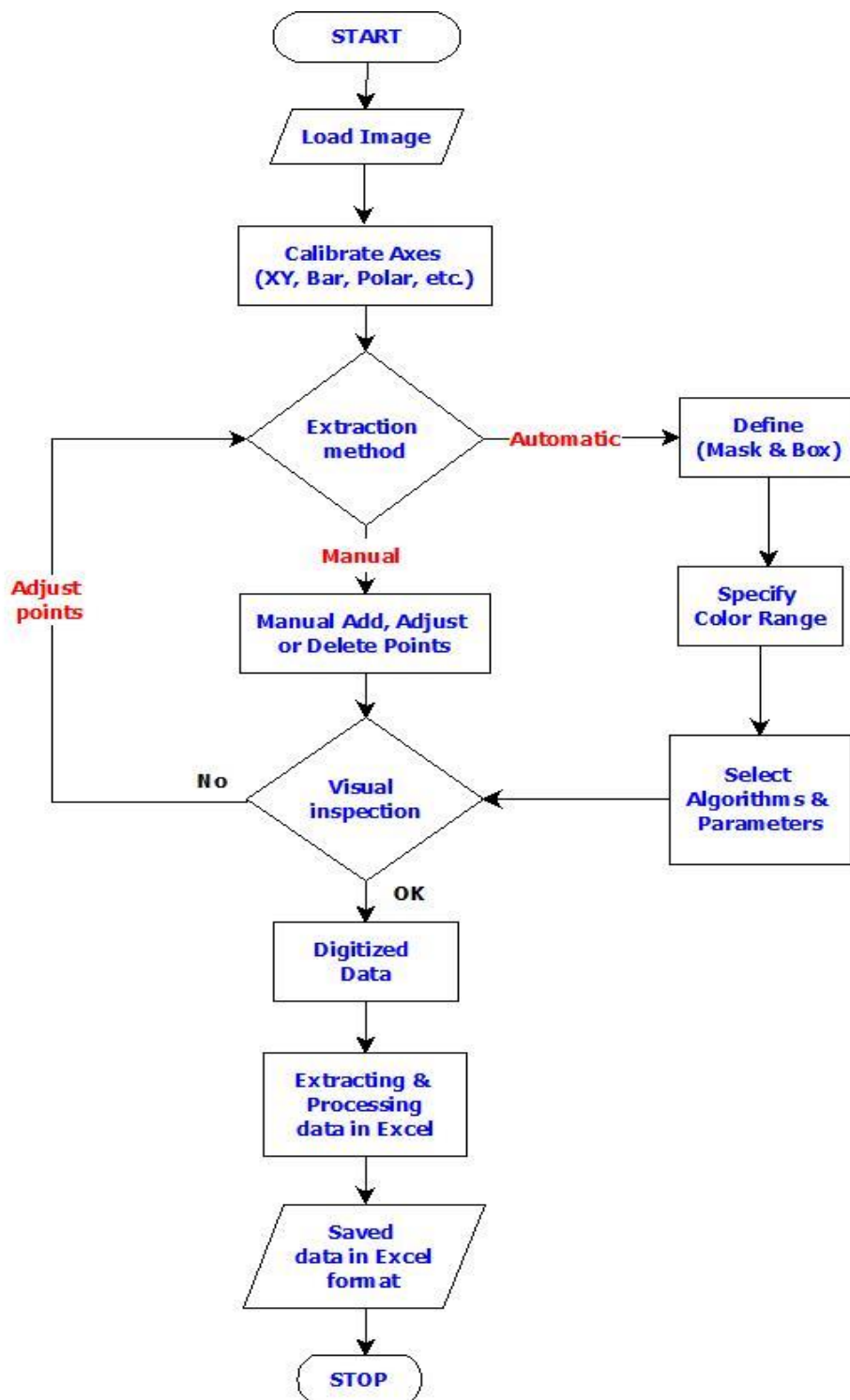


Figura 2.6 Diagramă pentru extragerea semnalelor cu WebPlotDigitizer

Pentru a exemplifica procesul de digitizare, se folosește o înregistrare sub formă de imagine .jpg preluată din PEER Ground Motion Database [23]. Fișierul .jpg este salvat pe computer și încărcat în software-ul WebPlotDigitizer.

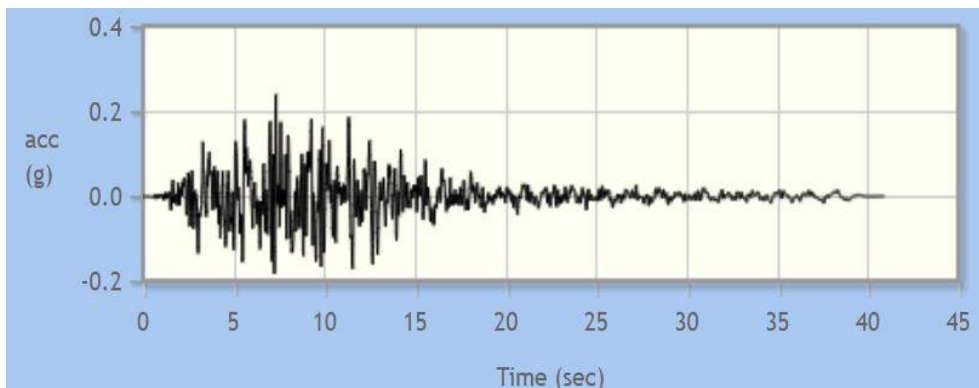


Figura 2.7 Cutremurul Kobe, 1995, Japonia (<https://ngawest2.berkeley.edu>)

După încărcarea imaginii după cum se arată în Figura 2.7, trebuie specificat tipul de axă; pentru această analiză a fost utilizat graficul X-Y 2D prezentat în Figura 2.8. Software-ul a cerut acest lucru pentru a mapa pixelii imaginii.

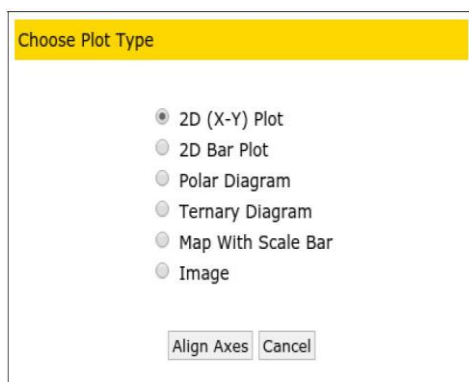


Figura 2.8 Tipul axei



Figura 2.9 Controale pentru achiziția datelor

Odată calibrată axa XY a semnalului, s-a ales metoda de extracție automată și s-au configurat controalele pentru achiziția datelor așa cum se arată în Figura 2.9. Extragerea automată a datelor se bazează pe separarea culorii punctelor sau curbilor de date de fundalul imaginii. Controalele din fila Mask sunt folosite pentru a marca regiunea pentru algoritmi de extracție, din această filă a fost folosit instrumentul Box pentru a marca regiunea de căutare așa cum este prezentat în Figura 2.10.



Figura 2.10 Regiunea dreptunghiulară utilizată pentru punctele de extracție

După ce regiunea a fost marcată pentru punctele de date de extracție, controalele de culoare au fost utilizate pentru a specifica culoarea punctelor de date. Din meniul derulant al filei Culoare, culoarea de fundal a fost aleasă albă, s-a făcut selecția culorii și a fost extrasă valoarea distanței specificate din fila Filtru culori, așa cum se arată în Figura 2.11.

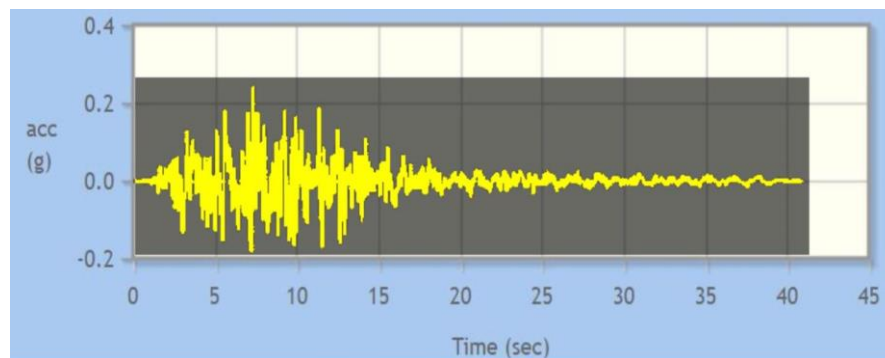


Figura 2.11 Regiunea utilizată de algoritmi de extracție automată

Odată ce toate setările au fost făcute, algoritmul de auto-detectie a fost pornit de la butonul Run. Figura 2.12 prezintă punctele extrase în software-ul WebPlotDigitizer după finalizarea autodetectiei.

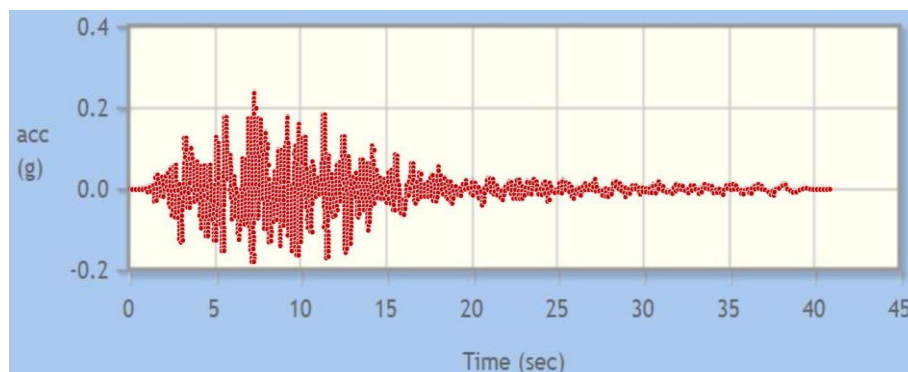


Figura 2.12 Puncte extrase în WebPlotDigitizer



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

În Figura 2.13 sunt prezentate datele achiziționate și pot fi vizualizate din fila View Data și exportate într-un fișier .CSV. După obținerea datelor, valorile numerice au fost descărcate ca fișier .CSV și au fost procesate într-un fișier Excel.

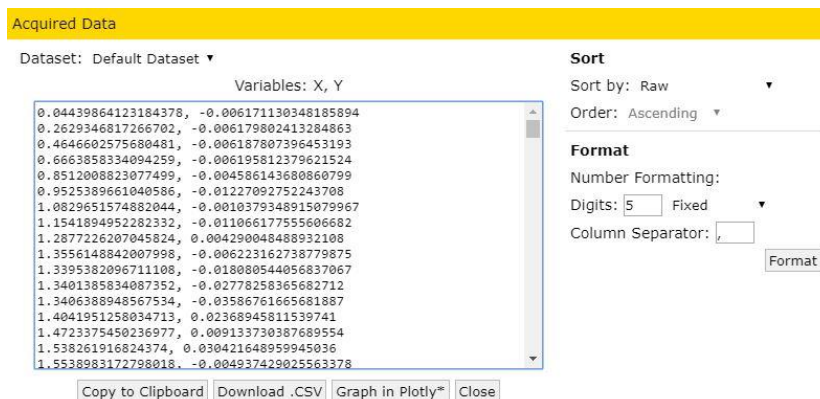


Figura 2.13 Date achiziționate

1648 de puncte din procesarea semnalului au fost obținute din imaginea inițială și au fost folosite pentru a digitiza semnalul în Excel așa cum se arată în Figura 2.14.

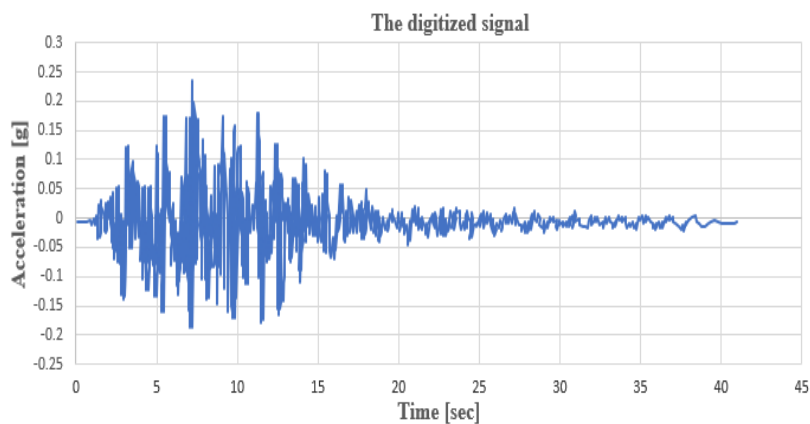


Figura 2.14 Semnalul digitizat în Excel

Mai sus a fost prezentată o metodă rapidă și precisă de extragere a semnalelor și a valorilor numerice dintr-o imagine cu ajutorul software-ului WebPlotDigitizer. Odată ce semnalul digital este dobândit, Transformarea Fourier rapidă (FFT) poate fi aplicată pentru a converti semnalul din domeniul timpului în domeniul frecvenței. FFT poate fi folosit pentru a caracteriza pur și simplu magnitudinea și faza unui semnal, iar principalul avantaj al acestui tip de analiză este că se pierde puțină informație din semnal în timpul transformării. În Figura 2.15 este prezentat semnalul digitizat convertit din domeniul timpului în domeniul frecvenței cu FFT.

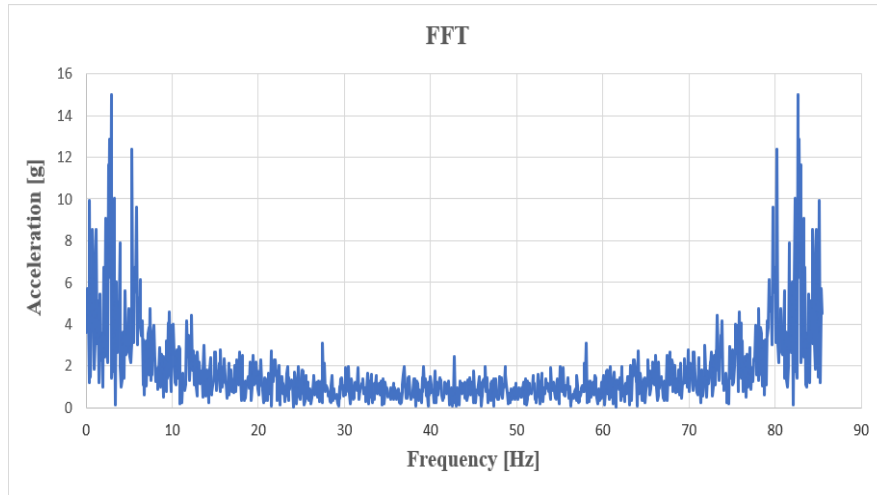


Figura 2.15 FFT a semnalului digitizat

Un eșantion de semnal digital ($t=5s$) a fost analizat așa cum este prezentat în Figura 2.16, iar FFT a fost aplicat acestui eșantion de semnal (Figura 2.17).

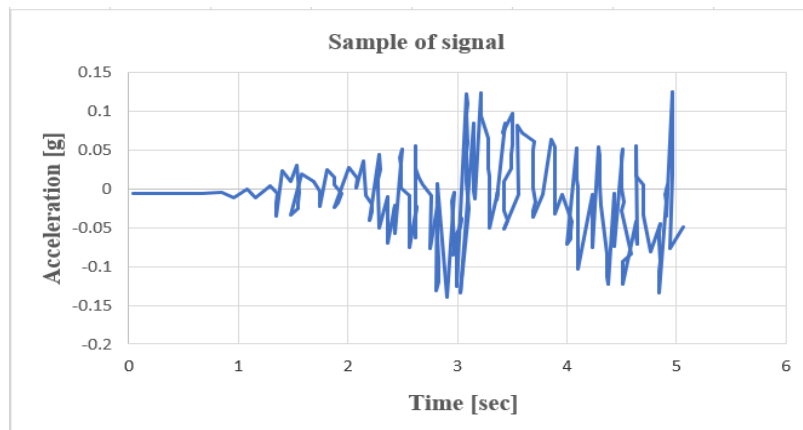


Figura 2.16 Eșantion de semnal ($t=5s$)

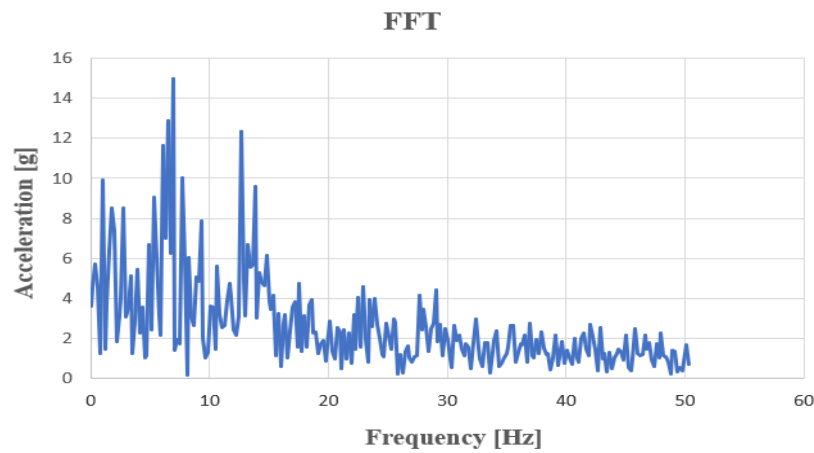


Figura 2.17 FFT al eșantionului de semnal



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

Reprezentarea în domeniul frecvenței a unui semnal permite observarea unor caracteristici ale semnalului, de exemplu, comportamentul ciclic al unui semnal care altfel ar fi dificil de observat în domeniul timpului.

2.2. Dezvoltarea unei aplicații Python pentru generarea de semnale digitale

2.3.1 Descrierea aplicației

Pentru cercetarea noastră, au fost necesare semnale digitale cu parametri cunoscuți, pentru a calcula viteza și deplasarea din accelerograme și pentru a le folosi ca intrare pentru simulări dinamice, realizate pentru structuri izolate pe bază.

Astfel, a fost creată o aplicație dezvoltată în limbajul de programare Python pentru generarea de semnale digitale cu parametri cunoscuți (frecvență, amplitudine, fază, coeficient de amortizare, existența zgomotului) și exemplificarea rezultatelor pentru diferite setări ale parametrilor.

În aplicația propusă semnalele au fost generate cu până la trei componente armonice S_i ($i=1\dots3$), care au amplitudinile a , b și c , frecvențele f_i și faza Ph_i . Astfel, componentele armonice ale semnalului pot fi scrise după cum urmează:

- prima componentă sinusoidală este:

$$S_1 = a \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot t + \pi \cdot Ph_1) \quad (2.1)$$

- a doua componentă sinusoidală este:

$$S_2 = b \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_2 \cdot t + \pi \cdot Ph_2) \quad (2.2)$$

- a treia componentă sinusoidală este:

$$S_3 = c \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_3 \cdot t + \pi \cdot Ph_3) \quad (2.3)$$

Atât zgomotul W , cât și amortizarea D pot fi adăugate semnalului. Amortizarea este generată prin implicarea termenului:

$$D = e^{Damp \cdot t} \quad (2.4)$$

unde $Damp$ este coeficientul de amortizare. Rețineți că, coeficientul de amortizare poate obține valori pozitive asociate în cazul creșterii amplitudinii semnalului, sau valori negative în cazul în care se intenționează scăderea amplitudinilor.

În relațiile (2.1) la (2.4), t reprezintă timpul, adică lungimea semnalului.

Efectul zgomotului poate fi exprimat astfel:

$$W = p(x) \cdot Zgomotul / \max[p(x)] \quad (2.5)$$

unde $p(x)$ este densitatea de probabilitate pentru distribuția Gaussiană și $Zgomotul$ este o valoare generată aleatoriu pentru fiecare moment de timp discret.

În cele din urmă, cea mai complexă formă a semnalului este:

$$S = D \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + W) \quad (2.6)$$

Semnalul este utilizat pentru a testa aplicația care derivă sau integrează semnale, pentru care parametrii semnalului ar trebui să fie cunoscuți.

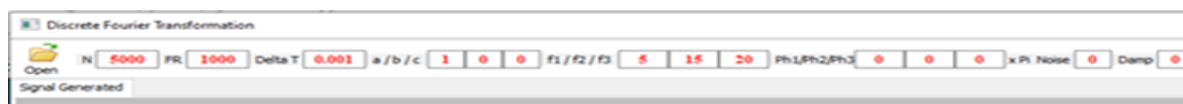


Figura 2.18 Bara de instrumente a aplicației *SignalGeneration* – date de intrare



Figura 2.19 Bara de instrumente a aplicației *SignalGeneration* – butoane de procesare

2.3.2 Exemple de semnale generate cu aplicația

Semnalele, care reprezintă accelerații măsurate în mm/s^2 sunt generate cu un număr de mostre $N=6000$ printr-o frecvență de eșantionare $FR=1000$ Hz.

În Tabelul 2.3 sunt prezentate diferite setări ale parametrilor utilizați pentru generarea semnalelor cu aplicația *SignalGeneration*.

Tabelul 2.3 Setări de parametri pentru semnalele generate

Curve	a	b	c	f ₁	f ₂	f ₃	Ph ₁	Ph ₂	Ph ₃	Damp	Noise	Figure
1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	2.20
2	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0.5	2.21
3	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0.5	0	2.22
4	1	1	0	1	15	0	0	0	0	-0.5	0.5	2.23
5	1	1	1	1	5	10	0	0	0	0	0	2.24
6	1	1	1	1	5	10	0	0	0	-0.5	0	2.25
7	1	1	1	1	5	10	1	1	1	-0.5	0.5	2.26

În figurile 2.20 până la 2.26, sunt prezentate semnalele generate cu setările parametrilor din Tabelul 2.3. Diferitele semnale sunt reprezentate în aceste figuri cu culori diferite (*verde* – amortizare, *gri* – zgomot, *cyan* – semnal cu una până la trei componente în absența amortizării și a zgomotului) iar cu *roșu* este reprezentat semnalul rezultat.

Aceste semnale digitale, deoarece au parametri cunoscuți, pot fi utilizate pentru a crea repere pentru teste și simulare numerică.

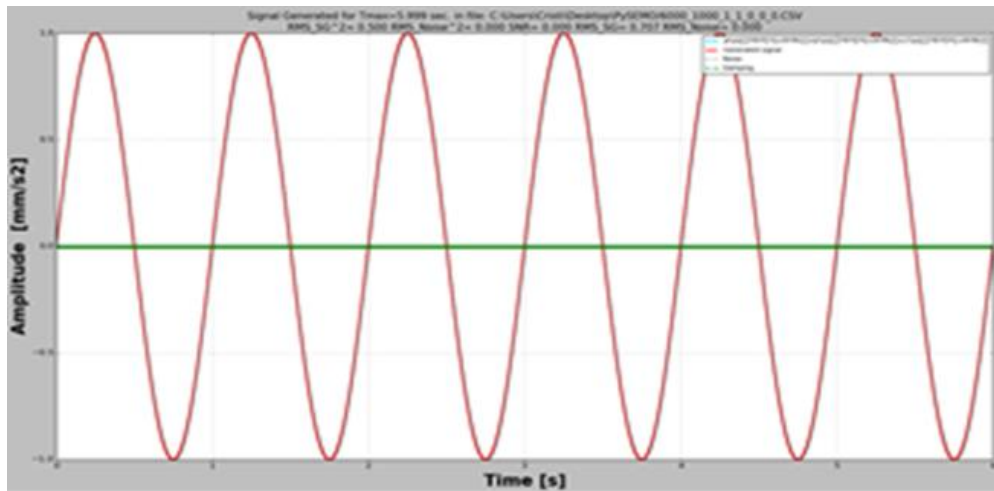


Figura 2.20 Curba generată 1 - semnalul cu o componentă armonică

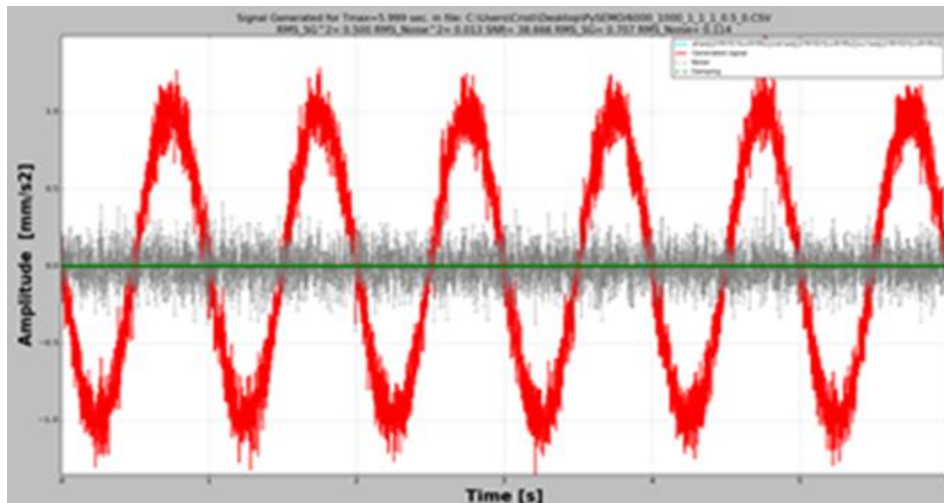


Figura 2.21 Curba generată 2 - semnalul cu o componentă armonică
poluat cu zgomot

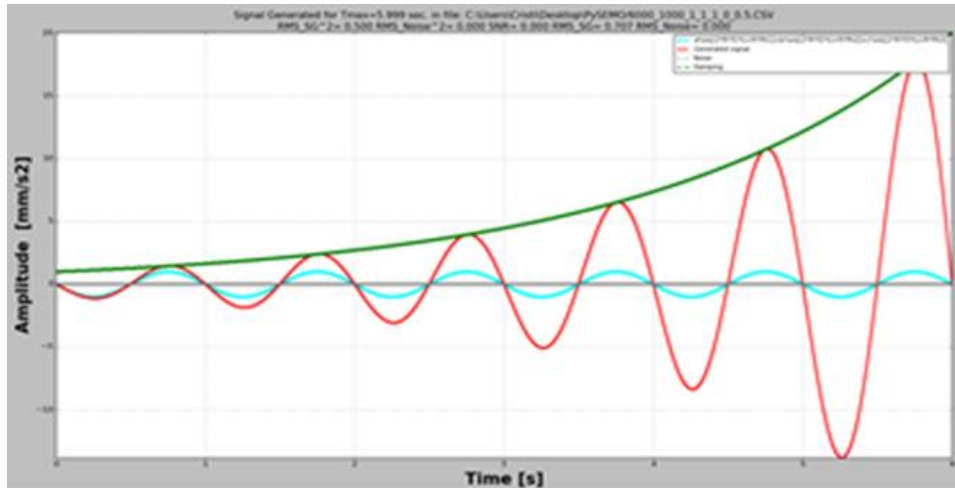


Figura 2.22 Curba generată 3 - semnalul cu amplitudine în creștere progresivă

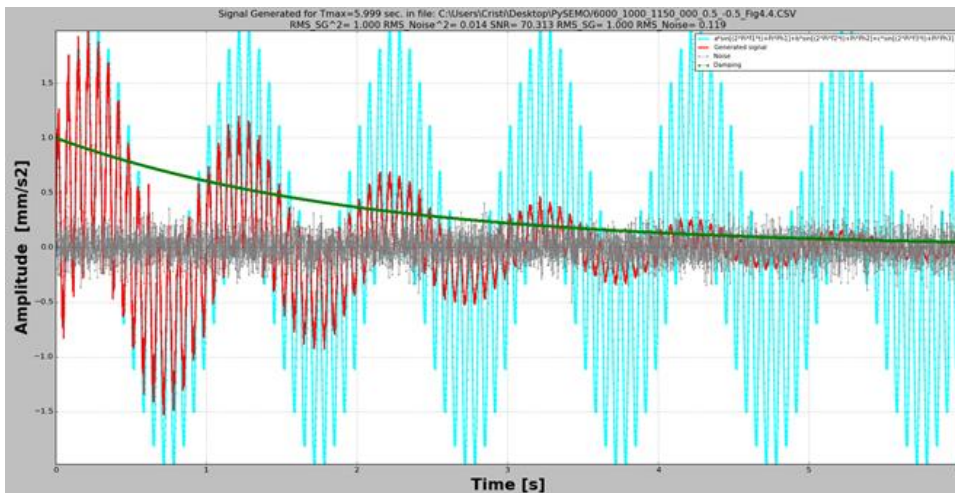


Figura 2.23 Curba generată 4 - semnal amortizat cu două componente

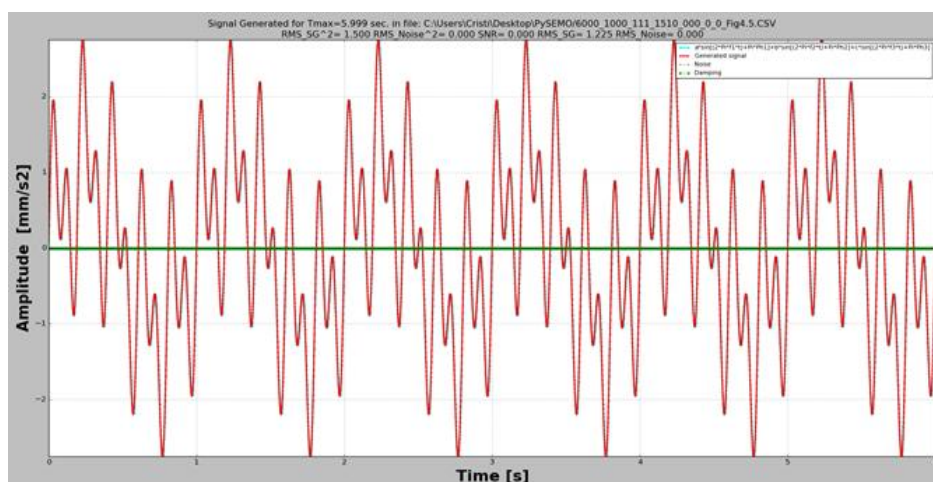


Figura 2.24 Curba generată 5 - semnal cu trei componente

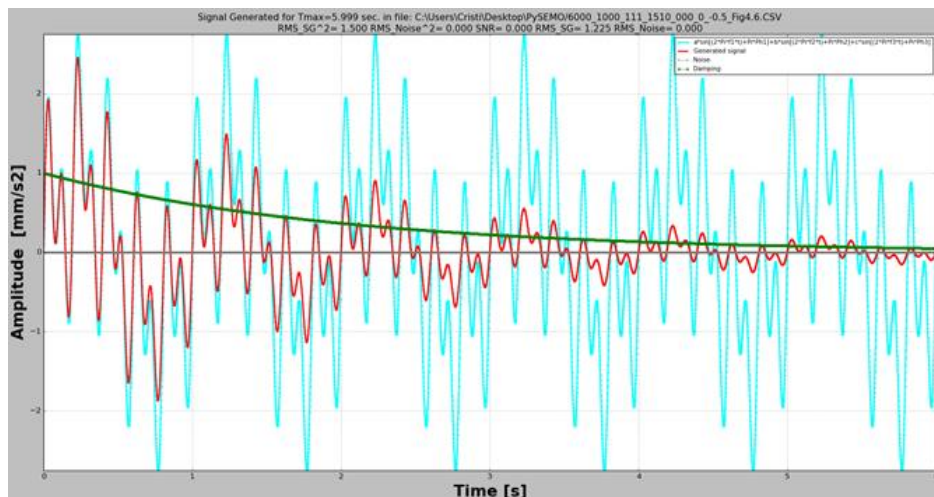


Figura 2.25 Curba generată 6 - semnal amortizat cu trei componente

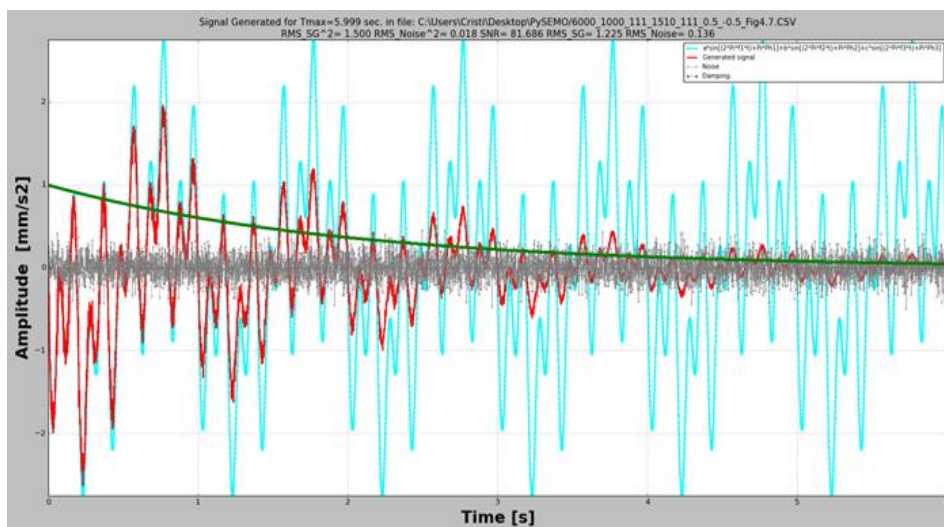


Figura 2.26 Curba generată 7 - semnal amortizat cu trei componente
poluat cu zgomot

2.3. Dezvoltarea algoritmului pentru estimarea vitezei și a deplasării semnalelor de cutremur cu accelerație cunoscută

La interpretarea standardelor și normelor tehnice este adesea necesară estimarea vitezelor și a deplasărilor [35]. Viteza este antiderivată a accelerației, în timp ce deplasarea este antiderivată a vitezei [36]. Metodele numerice permit găsirea antiderivatei (sau a integralei primitive) ca funcție discretă prin integrare. Aceasta implică calcularea integralelor pentru funcția originală pentru toate intervalele limitate de două eșantioane consecutive. Cea mai dificilă problemă în calcularea antiderivatei este găsirea valorii inițiale, ceea ce presupune găsirea constantei de integrare [37]. Din câte se știe, nu există nicio metodă de a calcula antiderivată ca funcție



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

discretă dintr-o funcție discretă originală. Aici este prezentată o metodă numerică de calculare a antiderivatei semnalelor alternative care integrală are o valoare nesemnificativă.

Un algoritm pentru a găsi viteza și apoi deplasarea a fost dezvoltat prin calcularea repetitivă a antiderivatei accelerogramelor. Două aspecte sunt importante în acest calcul: găsirea valorii inițiale și extragerea componentei cu frecvență zero din prima antiderivată (adică viteza).

Exemplificarea modului în care dezvoltarea algoritmului de calculare repetitivă a antiderivate pentru un semnal digital este realizată pentru un sinusoid. Ulterior, algoritmul funcționează și pentru semnale cu componente mai armonice.

A fost considerată a i -a componentă armonică ai a unui semnal de accelerație a , care se exprimă astfel:

$$a^i = \bar{a}^i \sin(2\pi f^i t + \varphi^i) \quad (2.7)$$

unde: \bar{a}_i este amplitudinea; f_i este frecvența, t este timpul și φ_i este faza inițială. Pentru semnalul digital, cel de-al k -lea eșantion este afișat la momentul respectiv:

$$t_k = (k - 1)\Delta t \quad (2.8)$$

Prin urmare, poate fi exprimat semnalul cu mai multe componente:

$$a = a^1 + \dots + a^i + \dots \quad (2.9)$$

Pentru accelerația reprezentată ca un semnal armonic simplu (pentru simplificare, indicele i nu a fost utilizat aici), viteza este:

$$v_{q+1} = v_q + \frac{a_k + a_{k+1}}{2} \Delta t \quad (2.10)$$

unde

$$t_q = t_k + \frac{\Delta t}{2} \quad (2.11)$$

Problema este de a găsi valoarea inițială a vitezei v_0 , de fapt constanta de integrare. Aceasta a fost realizată prin calcularea mediei semnalului de viteză care pornește de la origine, adică valoarea inițială este egală cu zero. Sau, cu alte cuvinte, s-a sustras componenta de frecvență zero din semnalul rezultat prin integrarea care implică Ecuația (2.10) pentru cazul $v_0 = 0$. Procesul este ilustrat în figura 2.27, care prezintă semnalul de viteză obținut pentru condiția inițială $v_0 = 0$, și după scăderea mediei.

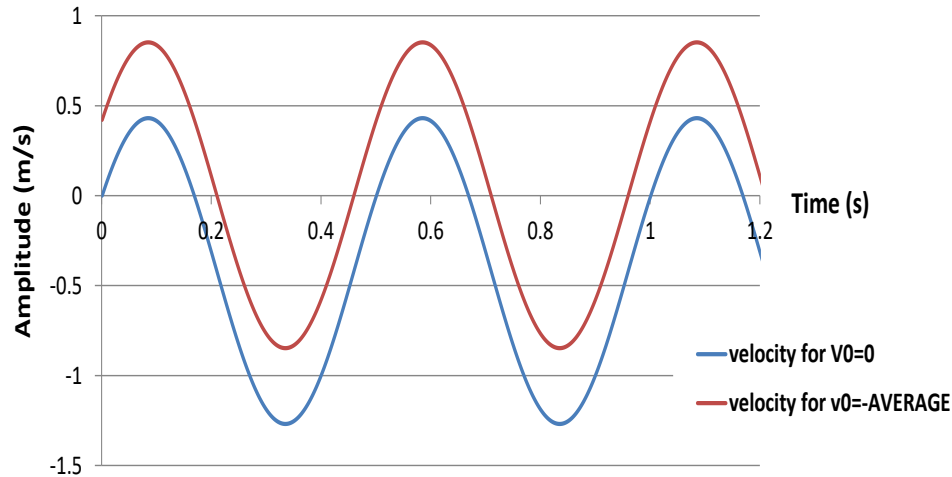


Figura 2.27 Viteza pentru condiția inițială setată la zero și după scăderea mediei

În mod similar, prin efectuarea din nou a calculului antiderivatei, deplasarea a fost calculată cu ajutorul relației matematice:

$$d_{m+1} = d_m + \frac{v_q + a_{q+1}}{2} \Delta t \quad (2.12)$$

unde

$$t_m = t_q + \frac{\Delta t}{2} \quad (2.13)$$

Deoarece curba de viteză nu conține, de obicei, un număr întreg de cicluri, media poate să difere ușor de componenta reală de frecvență zero, astfel încât se așteaptă o ușoară creștere sau scădere a următoarei antiderivate.

Pentru a găsi deplasarea reală, a fost extrasă linia de tendință a curbei de deplasare. Aceasta are ca rezultat sustragerea mediei împreună cu rotația pentru a obține curba pentru a-i asigura o axă orizontală. Observați că linia de tendință a deplasării calculată pentru $d_0 = 0$, care are ecuația indicată în figura 2.28, nu este perfect paralelă cu abscisa și este translatată în direcția pozitivă a ordonatei.

În mod disimilar, linia de tendință după corecție (scăderea liniei de tendință calculate anterior) se potrivește cu abscisa, ceea ce înseamnă că deplasarea este acum corect calculată și afișată.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

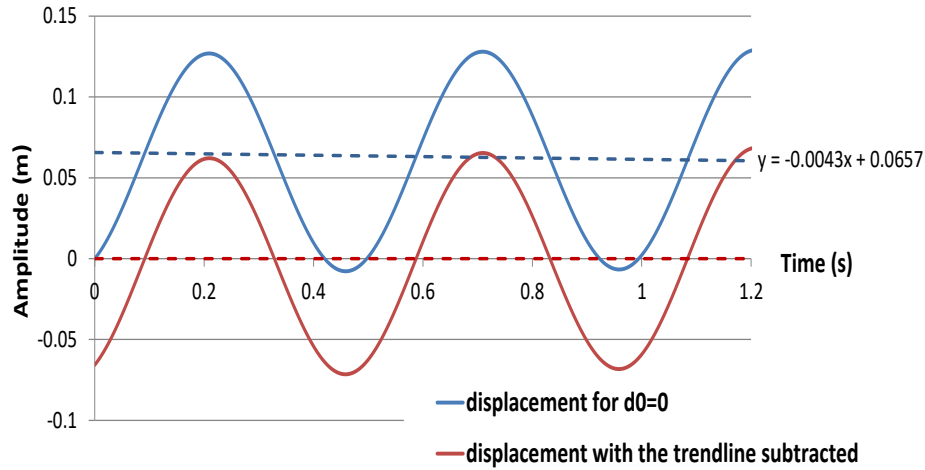


Figura 2.28 Deplasarea pentru condiția inițială setată la zero și după scăderea liniei de trend

Algoritmul pe care se bazează aplicația este descris pe larg în Figura 2.29.

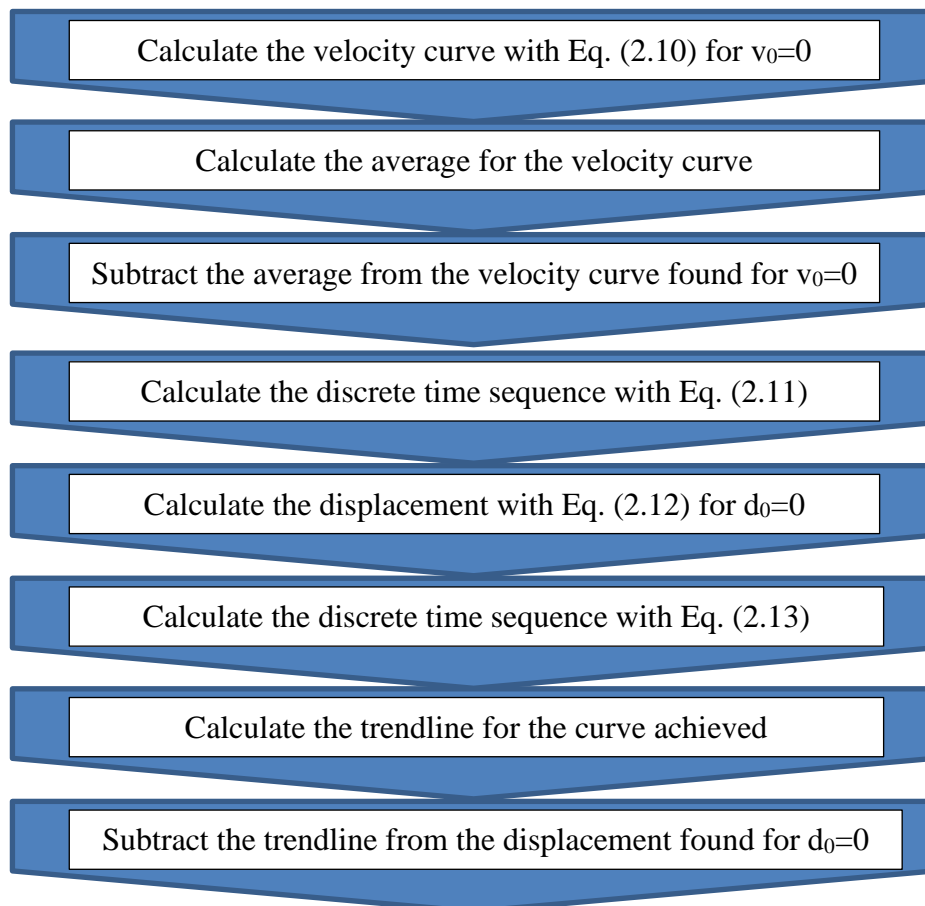


Figura 2.29 Algoritmul pentru găsirea curbelor de viteză și deplasare din accelerogramele

2.4. Aplicația Python Seismic Motion (PySEMO)

2.5.1 Implementarea algoritmului într-o aplicație Python

Algoritmul prezentat în capitolul 2.4 a fost implementat într-o aplicație Python numită PySEMO (Python Seismic Motion), pentru a realiza simulări rapide și pentru a dovedi că funcționează bine pentru semnale cu una sau mai multe componente și în absența sau prezența amortizării. Interfața aplicației PySEMO este prezentată în figura 2.30.

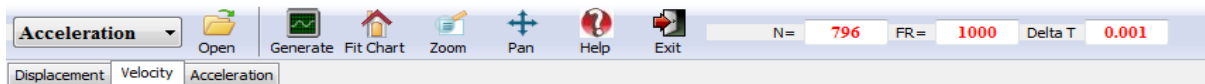


Figura 2.30 Interfața aplicației PySEMO pentru a controla datele de intrare

Acesta permite importarea unui semnal digital din lumea reală dobândit cu un sistem de achiziție sau generarea unuia (în special din motive demonstrative sau didactice). Este posibil să se menționeze tipul semnalului, accelerație, viteză sau deplasare, așa cum se arată în figura 2.31, iar aplicația generează celelalte două semnale prin calculul antiderivatei pe baza algoritmului propus. Este posibil să se afișeze orice semnal și să se salveze acestea ca imagini sau să se exporte rezultatele ca fișiere Excel.

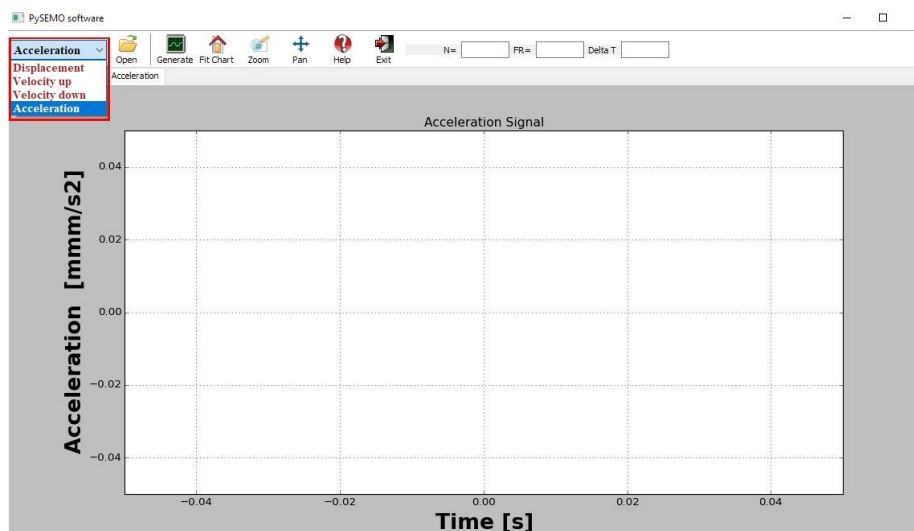



Figura 2.31 Opțiuni de calcul

Cu butonul *Open*  este posibil să se importe un semnal (accelerație, viteză sau deplasare) dintr-un fișier Excel, așa cum este prezentat în figura 2.32.

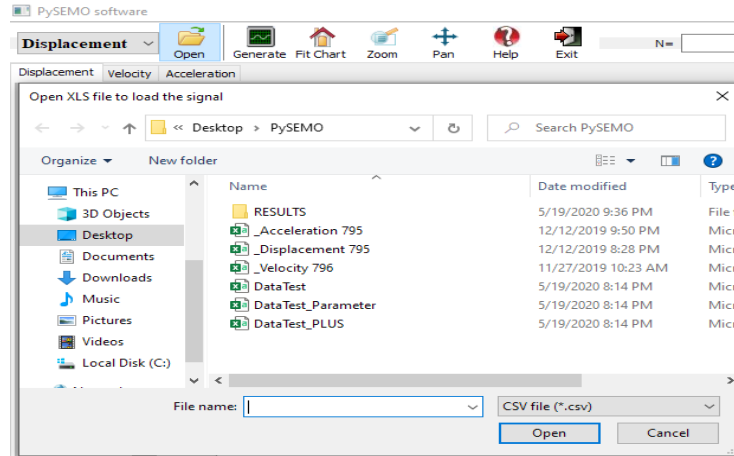


Figura 2.32 Importați un semnal dintr-un fișier Excel

De la butonul *Generate* aplicația generează un semnal; după ce comanda de generare a semnalului a fost lansată, se deschide o nouă fereastră, așa cum este prezentată în figura 2.33.

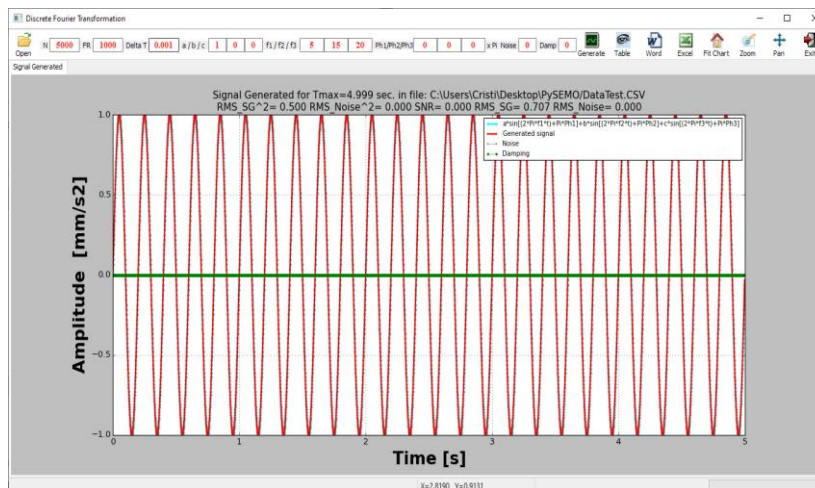


Figura 2.33 Fereastra de generare a semnalului

După ce toți parametrii necesari pentru generarea semnalului sunt setați, așa cum este prezentat în capitolul 2.3, este necesar să apăsați butonul *Generare* pentru a genera semnalul. Figura 2.34 așteptați să introduceți numele fișierului Excel în care va fi salvat semnalul.

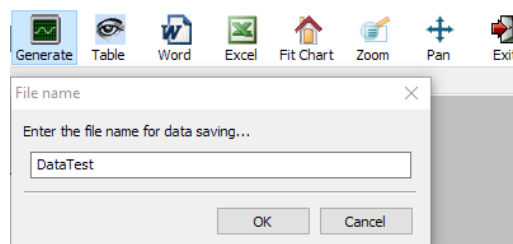


Figura 2.34 Numele fișierului pentru semnalul generat

Butonul Help a aplicației PySEMO arată algoritmul din spatele aplicației cu toți pașii urmați pentru etapele de calcul ale semnalului.

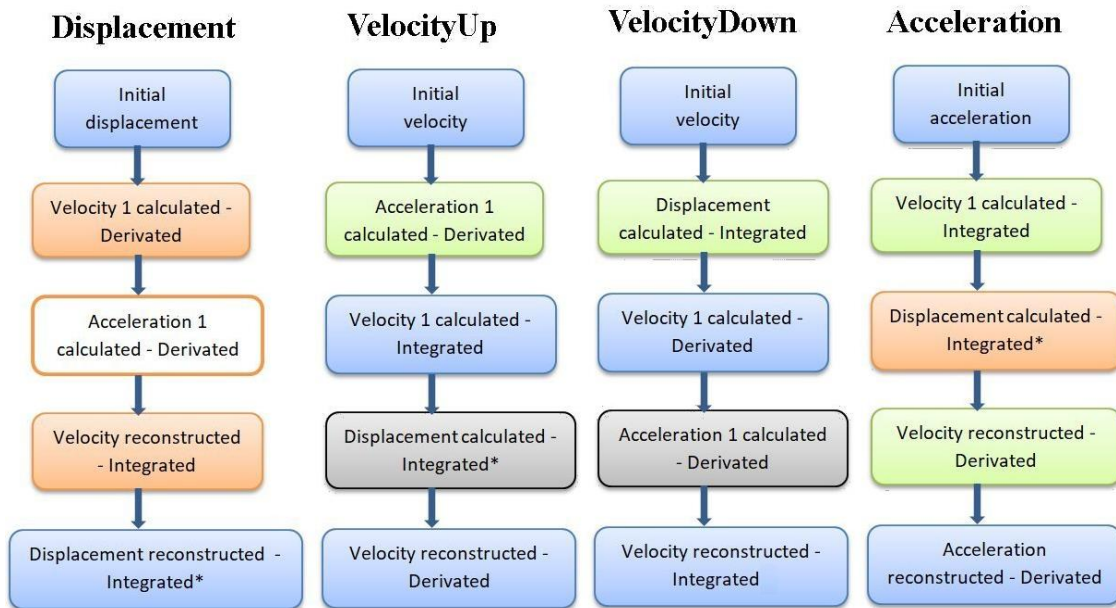


Figura 2.35 Meniul de ajutor al aplicației PySEMO

Pentru a demonstra acuratețea metodei propuse, a fost dezvoltată o aplicație pentru a calcula vitezele și deplasările din accelerograme. Cu toate acestea, aplicația poate fi utilizată pentru orice semnal care alternează în jurul valorii zero, de exemplu cele măsurate pe mașini rotative. Pe lângă efectuarea a două integrări, PySEMO este capabil să calculeze derivatele. Astfel, vitezele și deplasările pot fi introduse pentru a calcula celelalte două curbe. După calcularea vitezei și a deplasării, accelerația a fost reconstruită și comparată cu semnalul original.

2.5.2 Exemple prelucrate în aplicația PySEMO

Pentru comparație și pentru a înțelege condițiile necesare pentru un calcul precis, s-au făcut simulări cu aplicația PySEMO pentru 3 seturi de semnale. Semnalele, care reprezintă accelerații măsurate, sunt generate cu o **frecvență de eșantionare FR=1000 Hz** și toate semnalele sau componentele au **amplitudinea a=1**.

Primul set constă într-un **semnal scurt (t=1,5 s)** și un **semnal lung (t=5,5 s)**, ambele având **frecvența f=1 Hz**. S-a dorit să se afle cum afectează lungimea semnalului precizia curbelor calculate.

Din accelerațiile, vitezele și deplasările reprezentate în figura 2.36 se poate deduce că rezultatele obținute sunt precise pentru semnalul lung, în timp ce pentru semnalul scurt vitezele



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

(calculate ca anterderivată și reconstruite) nu sunt perfect suprapuse. Motivul este că, chiar și după rotație, curba de deplasare nu are linia de tendință aliniată cu abscisa. Rețineți că semnalul scurt are o fază inițială și metoda încă funcționează.

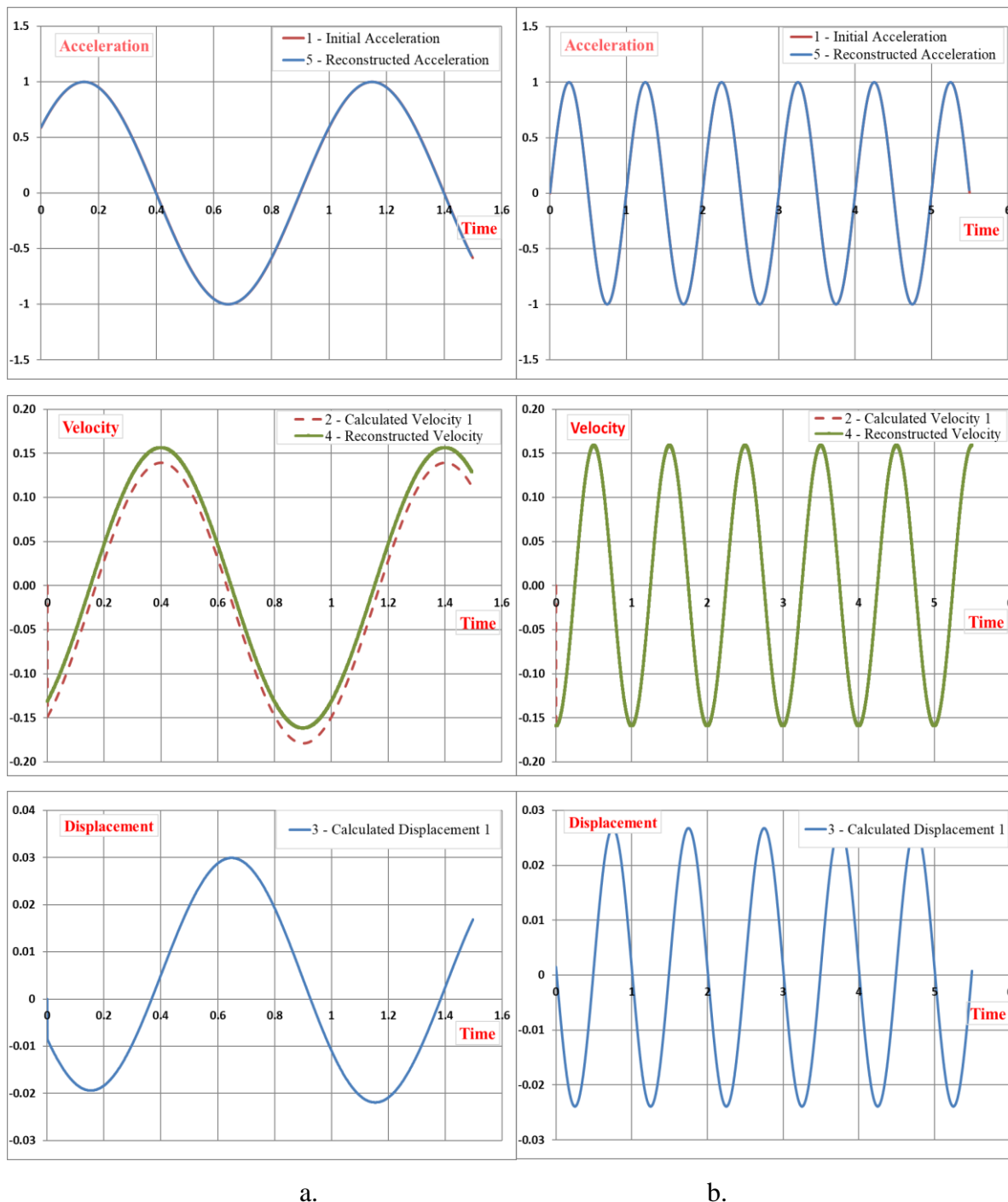
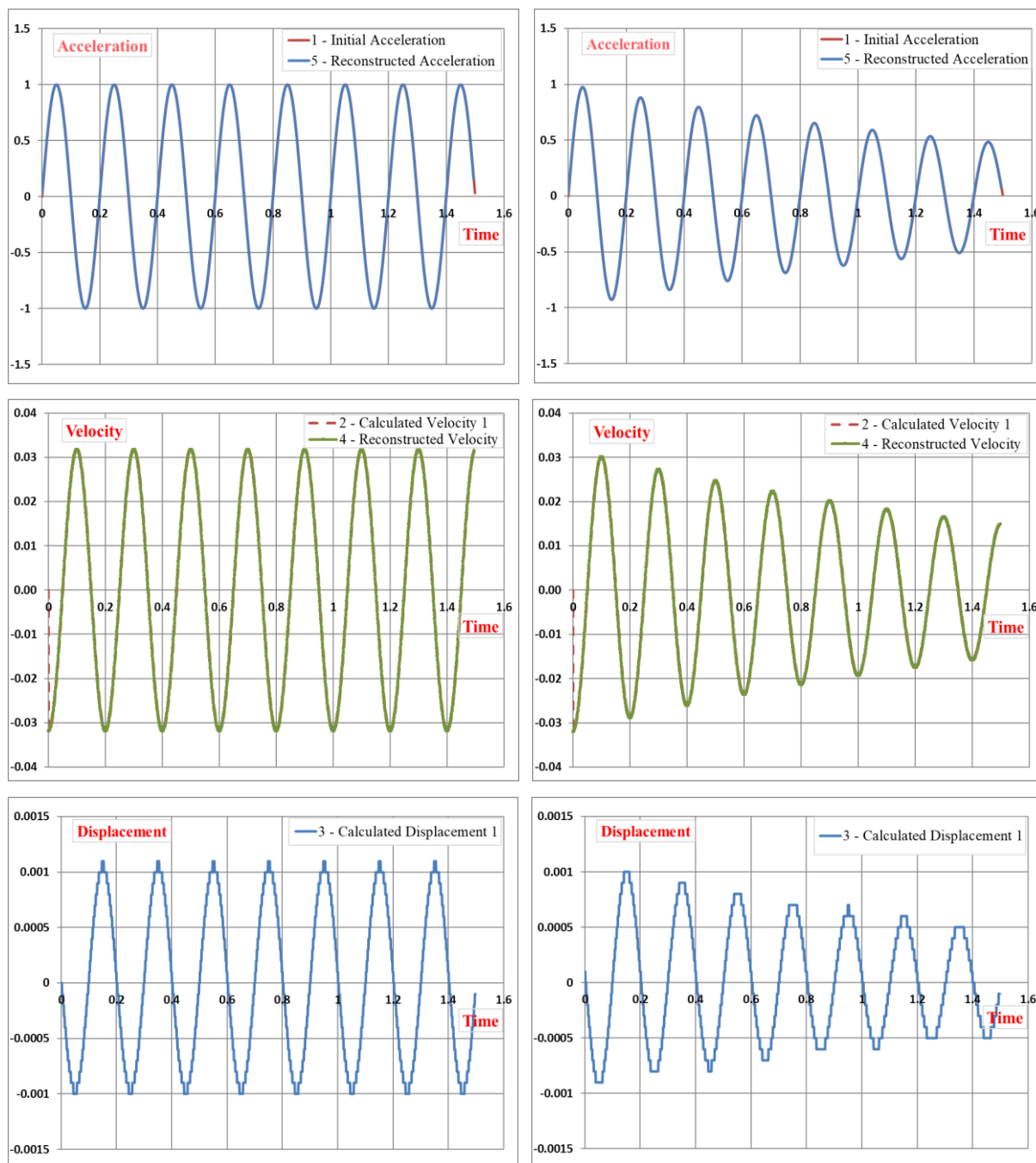


Figura 2.36 Diagrame pentru accelerația generată cu frecvența $f=1$ Hz și vitezele și deplasările calculate (a) semnal scurt cu $t=1,5$ s;
(b) semnal lung cu $t=5,5$ s.

Al doilea set de semnale constă într-un semnal scurt cu frecvența $f=5$ Hz, **neamortizat** și, respectiv, **amortizat** cu un **raport de amortizare de 0,5**. Figura 2.37 reprezintă semnalul de accelerație și antiderivatele sale; în plus, sunt reprezentate vitezele și accelerațiile reconstruite pentru o comparație.

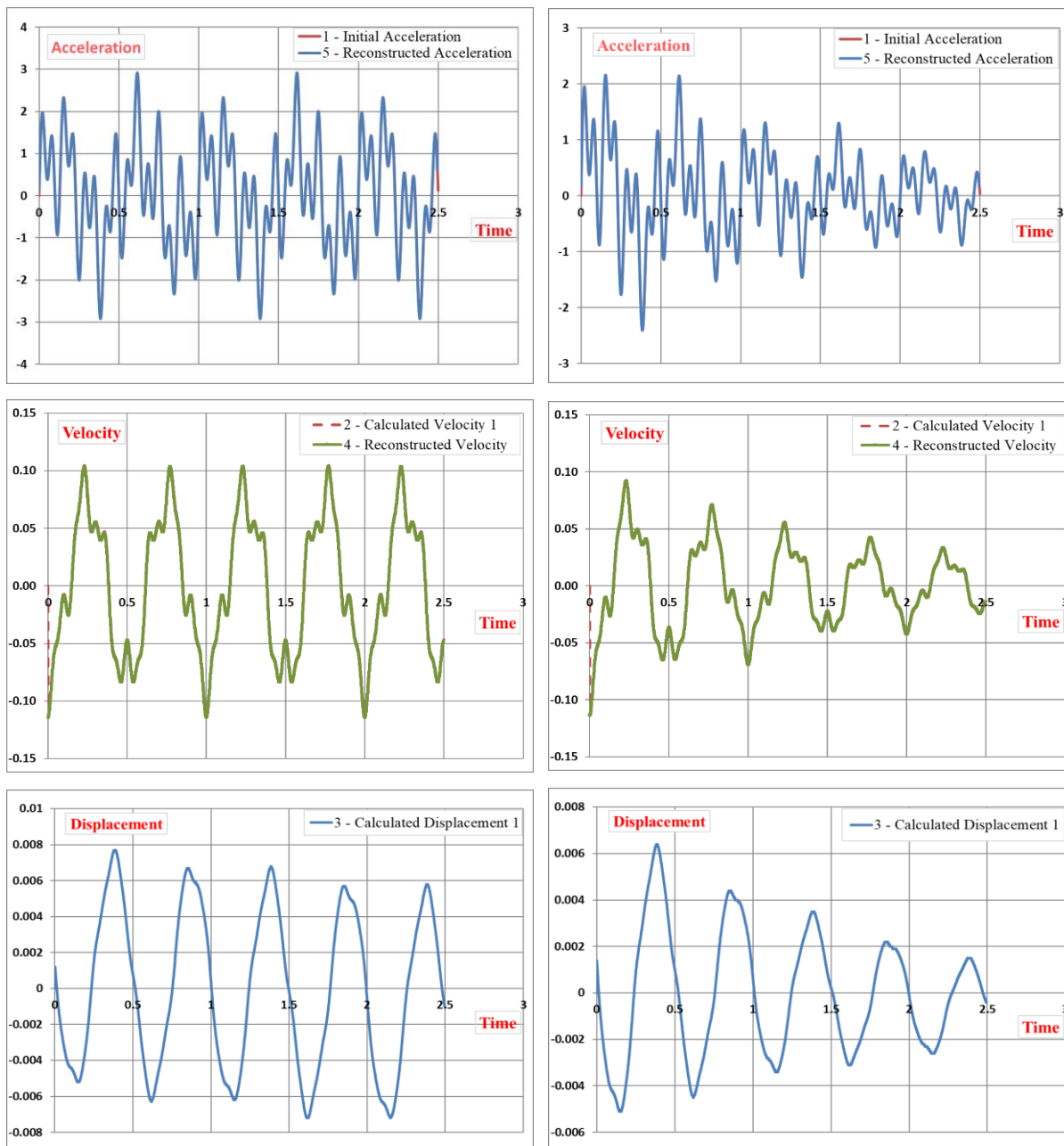


a.

b.

Figura 2.37 Diagrame pentru accelerațiile generate și calculate viteze și deplasări calculate (a) semnal neamortizat; (b) semnal amortizat.

Se poate observa calitatea vitezelor calculate atât pentru semnalul neamortizat, cât și pentru cel amortizat. Curbele care reprezintă deplasările nu sunt netede, astfel încât s-a ajuns la concluzia că rata de eșantionare ar trebui să fie mărită pentru a obține rezultate mai bune. Următoarea abordare constă în demonstrarea funcționării algoritmului pentru un semnal cu mai multe componente armonice.



a.

b.

Figura 2.38 Diagrame pentru semnalul de accelerație generat cu trei armonici
componente armonice și vitezele și deplasările calculate
(a) semnal neamortizat; (b) semnal amortizat.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

În primul rând, a fost testat un semnal neamortizat cu durata de timp $t=2,5$ s care are trei componente armonice cu frecvențele: $f_1=2$ Hz, $f_2=5$ Hz și $f_3=12$ Hz. În al doilea rând, s-a luat în considerare același semnal, dar cu un raport de amortizare de 0,5, iar semnalele au fost prezentate în figura 2.38.

Din figura 2.38.b se concluzionează că amortizarea nu afectează acuratețea metodei, atât viteza cât și accelerația reconstruită se potrivesc cu cea originală. Comparând semnalele neamortizate și amortizate din figurile 2.37 și 2.38, se poate observa că aceeași strategie de eșantionare conduce la o precizie similară în calcularea antiderivatelor.

Analizând figurile 2.36 - 2.38, este vizibil faptul că algoritmul implementat în aplicația PySEMO este precis și poate fi utilizat pentru calcularea antiderivatelor fără a cunoaște condițiile inițiale ale sistemului analizat, dacă sunt îndeplinite anumite condiții.

În primul rând, raportul dintre frecvențele componentelor semnalului și durata de timp trebuie să fie cât mai mare posibil, pentru a asigura un număr suficient de mare de cicluri în semnal. Din experiență, semnalul trebuie să conțină cel puțin cinci cicluri ale frecvenței fundamentale.

O a doua condiție se referă la rezoluția temporală, care depinde de frecvența de eșantionare. În acest caz, s-a descoperit că fiecare ciclu al celei mai înalte frecvențe din semnalul de accelerație trebuie să includă 200 de eșantioane pentru a asigura o curbă de deplasare lină. În ceea ce privește faza inițială și raportul de amortizare, s-a stabilit că acestea nu afectează acuratețea rezultatelor obținute cu ajutorul aplicației PySEMO.

2.5. Concluzii și contribuții

Vechile înregistrări ale cutremurelor sunt foarte importante din punct de vedere științific. Prin urmare, au fost prezentate câteva baze de date importante bazate pe internet pentru a oferi instrumente de căutare, selecție și descărcare a datelor privind mișcările solului. Bazele de date seismice prezentate pot fi utilizate pentru a reanaliza cutremurele din trecut și din prezent. Pentru această cercetare, au fost necesare semnale digitale pentru a descrie diferite mișcări ale cutremurelor.

În acest capitol, a fost dezvoltat un algoritm pentru a extrage semnalele și valorile numerice dintr-o imagine cu ajutorul software-ului WebPlotDigitizer. Formatul digital a permis reanalizarea cutremurelor din trecut și utilizarea datelor digitale ca date de intrare pentru simularea dinamică realizată pentru structurile izolate la bază.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

O aplicație dezvoltată în limbajul de programare Python a fost creată pentru a genera semnale digitale cu parametri cunoscuți (frecvență, amplitudine, fază, coeficient de amortizare, existența zgomotului) și pentru a exemplifica rezultatele pentru diferite setări ale parametrilor. Aceste semnale digitale, deoarece au parametri cunoscuți, pot fi utilizate pentru a crea repere pentru testare și simulare numerică.

De asemenea, în acest capitol a fost proiectat un algoritm pentru a calcula antiderivata semnalelor care au integrala apropiată de nul, așa cum sunt semnalele măsurate pe structuri în timpul cutremurelor. Metoda presupune efectuarea unei serii de integrări numerice considerând că valoarea inițială este zero. Ulterior, se calculează valoarea medie a funcției primitive și se consideră ca valoare inițială: astfel se rezolvă problema valorii inițiale cu o precizie acceptabilă. Din cauza erorilor minore, cea de-a doua antiderivată, care este deplasarea în cazul nostru, va avea o creștere ușoară continuă. Această problemă a fost depășită prin găsirea liniei de tendință și extragerea acesteia din semnalul care reprezintă a doua antiderivată. În acest fel, au fost obținute și valori instantanee precise pentru deplasare.

Algoritmul, denumit PySEMO, este implementat în limbajul de programare Python și poate fi utilizat pentru a găsi evoluția vitezei și a deplasării pentru semnale de cutremur achiziționate cu accelerometre. Algoritmul poate fi utilizat și pentru alte semnale care alternează în jurul valorii zero, de exemplu cele măsurate pe mașini rotative.

Precizia metodei de prelucrare a semnalelor a fost demonstrată implicând o mare varietate de semnale generate cu parametri cunoscuți.



3. SISTEME DE IZOLARE A BAZEI

3.1. Concluzii și contribuții

Există diverse sisteme de izolare care au fiecare propriile particularități. De exemplu, rulmenții elastomerici pot modifica perioada fundamentală a structurii, dar sunt foarte rigizi pe direcție verticală din cauza armăturilor din oțel. Sistemele elastomerice de izolare seismică sunt considerate dispozitive cu amortizare redusă, deoarece au valori de amortizare relativ scăzute.

Un dispozitiv natural și puternic de disipare a energiei se bazează pe forța de frecare, care reduce accelerația structurii în timpul unui cutremur. Sistemele de izolare prin frecare sunt cele mai simple sisteme de izolare de bază dintre toate, în care mecanismul de izolare este frecarea prin alunecare. Avantajul sistemelor bazate pe alunecare este capacitatea lor de a aluneca liber pe fundație, reducând astfel forțele transmise structurii.

Dintre sistemele de izolare a fost ales studiul sistemelor pendulare de fricțiune și al sistemelor de amortizoare cu masă reglată. Deoarece sistemele cu pendul de fricțiune cu rază variabilă sunt puțin studiate și utilizate, cercetarea s-a concentrat asupra particularităților acestor sisteme în comparație cu cele cu suprafețe sferice sau cilindrice.

Comparațiile de penduluri de fricțiune cu raze variate, dar și cu suprafața plană asociată cu sistemele cu masă reglată nu sunt analizate, prin urmare aceste tipuri de sisteme vor fi studiate în capitolul următor.

4. SIMULĂRI DINAMICE ȘI COMPORTAMENTUL STRUCTURILOR IZOLATE CU PENDULE DE FRECARE

4.1. Descrierea sistemului

Structura a fost implementată în modulul Motion din SolidWorks. Modelul 3D al structurii perfect rigide a fost construit cu bare de oțel și plăci de lemn. Deoarece în acest studiu se ia în considerare deplasarea unidirecțională în direcția X, pentru simplificare, în locul dispozitivelor sferice reale, în model sunt utilizate penduluri de frecțiune cilindrice cu aceeași rază R.

Structura de testare, prezentată în figura 4.1, este generată în SolidWorks ca un ansamblu cu trei părți:

- 1 - structura cu dimensiunile 1200x400x200 mm;
- 2 - placa de bază cu dimensiunile 600x200x10 mm ca referință;
- 3 - placa de zguduire cu dimensiunile 600x200x10 mm care reproduce mișcarea solului.

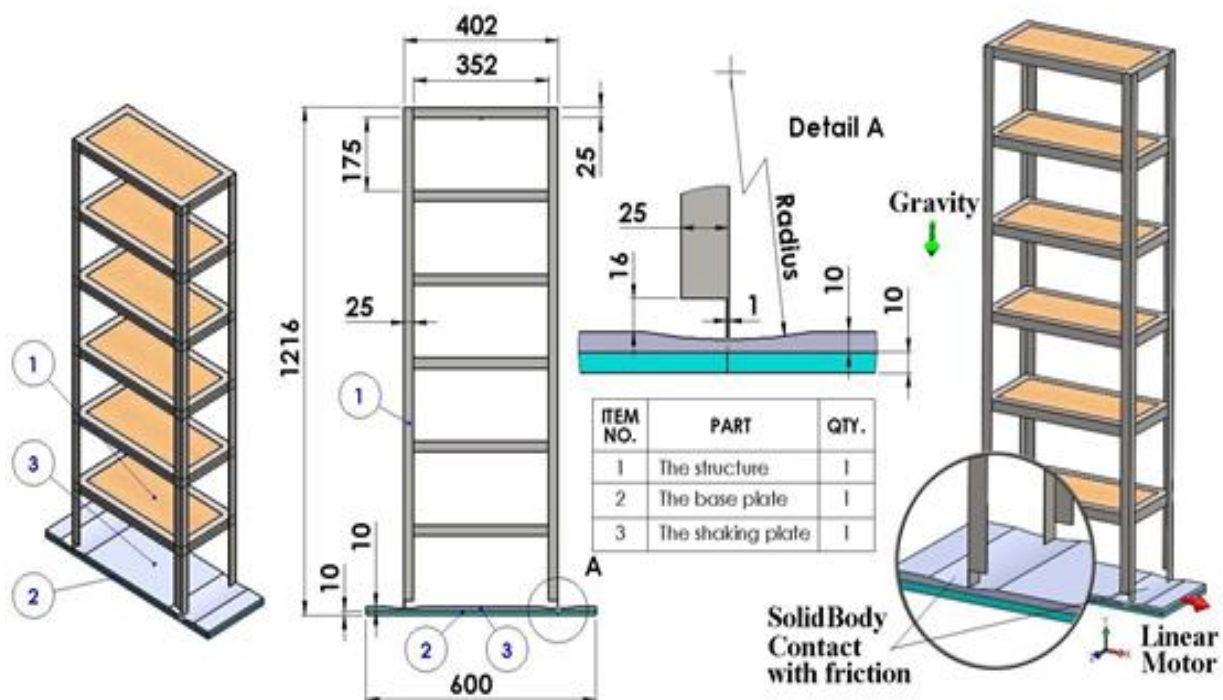


Figura 4.1 Structura de testare

Structura, ca parte notată cu 1, are geometria și dimensiunile esențiale descrise în figura 4.1. Solul este conceput ca un ansamblu format din două părți. Una dintre ele este o placă de

bază fixă, indicată ca partea 2 în figura 4.1, care este utilizată ca referință. A doua parte este placa de scuturare 3 care se poate deplasa de-a lungul plăcii de bază fără frecare. Aceasta reproduce mișcarea solului. Dimensiunile celor două plăci sunt indicate, de asemenea, în figura 4.1.

Placa de scuturare este deplasată în direcția X cu ajutorul unei funcții a programului SolidWorks numită Linear Motor. Acesta poate impune o deplasare după o funcție armonică. Se impune un contact SolidBody cu frecare între partea inferioară a structurii și suprafața cilindrică a pendulului. Forța gravitațională orientată pe direcția Y este impusă pentru o valoare de 9806,65 mm/s² a accelerației gravitaționale.

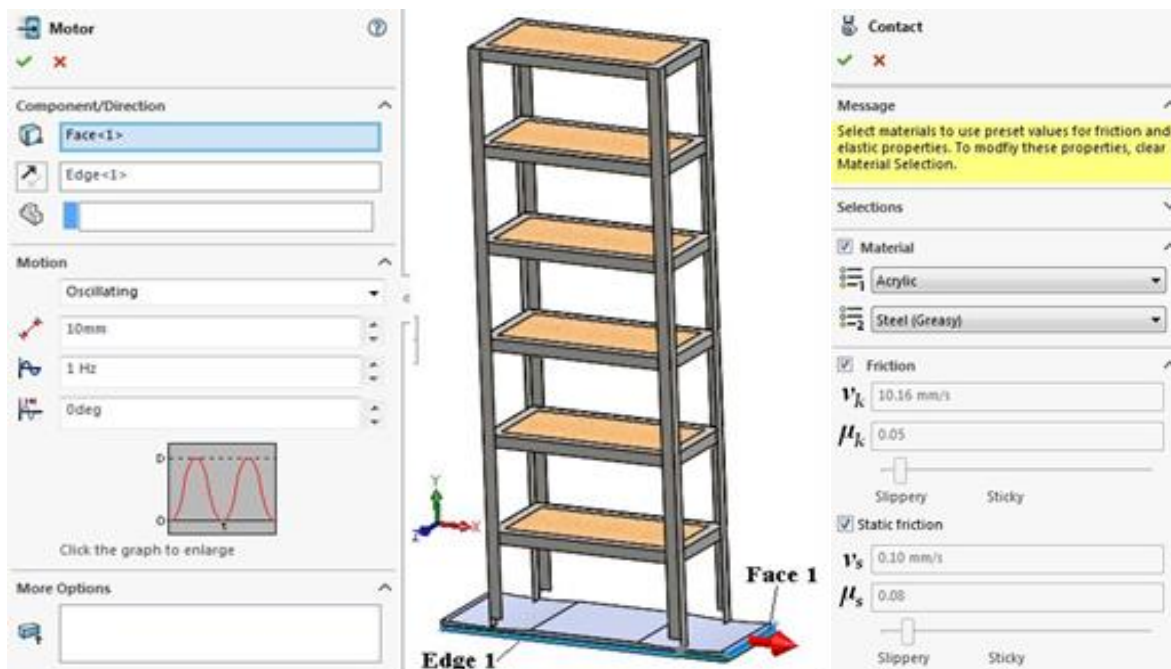


Figura 4.2 Motorul liniar și contactul SolidBody

4.2. Studiu privind efectul razei unui pendul simplu de frecare asupra răspunsului structurilor izolate

Scopul studiului este de a identifica raza pendulului de fricțiune ale cărei frecvențe naturale asigură o izolare eficientă a bazei.

Modelul creat în SolidWorks este utilizat în cadrul cercetării pentru a afla comportamentul structural. Excitația, asigurată de o masă de vibrații simulată, urmează o deplasare armonică. Studiul a evidențiat frecvența la care pendulii de fricțiune aleși asigură o



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

izolare eficientă. De asemenea, a relevat domeniul de frecvență în care deplasarea structurii este importantă.

Simularea a fost făcută în SolidWorks Motion, pentru următoarele condiții:

- **placa de bază** este fixă;
- **placa de scuturare** este deplasată pe direcția X cu un motor liniar care impune deplasarea cu următorul parametru: Mișcare oscilantă, **Deplasare maximă 10 mm, Frecvență $f = 1$ Hz, Deplasare 0 grade;**
- se impune un **contact SolidBody cu frecare** între partea inferioară a structurii din material acrilic și suprafața cilindrică a plăcii de scuturare din material de oțel (unsuros). SolidWorks Motion impune următoarele proprietăți pentru **coeficienții de frecare** dinamică și statică μ_D și μ_S , respectiv pentru **coeficientul de viteză** dinamică și statică ν_D și ν_S . Acestea sunt: $\mu_D=0.05$ și $\nu_D=10.16 \text{ mm/s}^2$ respectiv $\mu_S=0.08$ și $\nu_S=0.1 \text{ mm/s}^2$;
- **accelerația gravitațională** $g=9806.65 \text{ mm/s}^2$ orientată pe direcția Y;
- **timpul** de analiză este impus ca fiind de 30 s;
- **raza** suprafeței de alunecare extrudată din placa de scuturare a fost modificată în intervalul $110 \div 960 \text{ mm}$, cu un pas de 50 mm.

Sistemul are o frecvență naturală f_n care poate fi calculată cu ajutorul relației matematice:

$$f_n = 2\pi \sqrt{\frac{g}{R}} \quad (4.1)$$

Răspunsul structurii în termeni de deplasări pe direcția X în timpul celor 30 de secunde de excitație forțată sunt prezentate în figura 4.3, pentru cele **18 cazuri analizate**, corespunzând modificării razei în intervalul $110 \div 960$ cu un pas de 50 mm. Din aceste istorii de timp se poate observa că amplitudinea deplasării structurii devine mai mică și stabilă ca valoare dacă **R10 > 560 mm**. În plus, frecvența sistemului devine stabilă și ia valoarea pendulului. Tabelul 4.1 prezintă valorile minime și maxime ale structurii calculate de SolidWorks Motion pentru deplasarea liniară în direcția X. Aceste valori sunt prezentate grafic în figura 4.4.

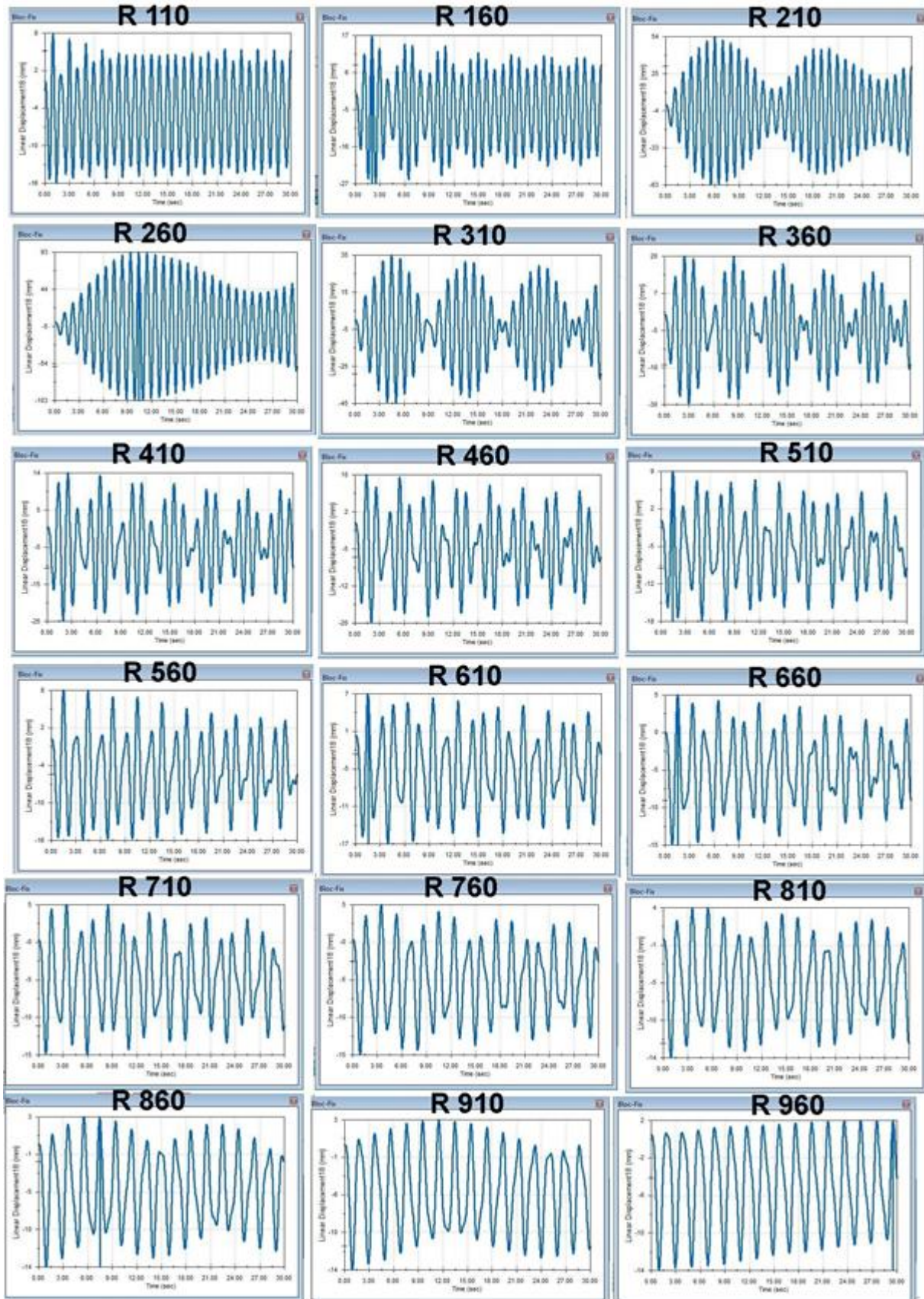


Figura 4.3 Semnalul de răspuns captat de la structura izolată pentru diferite raze
ale pendulului de fricțiune

Tabelul 4.1 Deplasarea liniară în direcția X

Radius [mm]	Bottom limit [mm]	Upper limit [mm]	Radius [mm]	Bottom limit [mm]	Upper limit [mm]
110	-15.92	7.54	560	-16.08	7.8
160	-26.53	17.26	610	-16.51	6.52
210	-62.57	53.79	660	-15.05	5.08
260	-103.29	93.35	710	-14.92	4.74
310	-45.31	35.47	760	-14.57	4.55
360	-30.36	19.61	810	-14.41	3.95
410	-24.63	14.23	860	-14.13	3.21
460	-19.88	9.69	910	-13.9	2.84
510	-18.46	9.11	960	-13.73	1.55

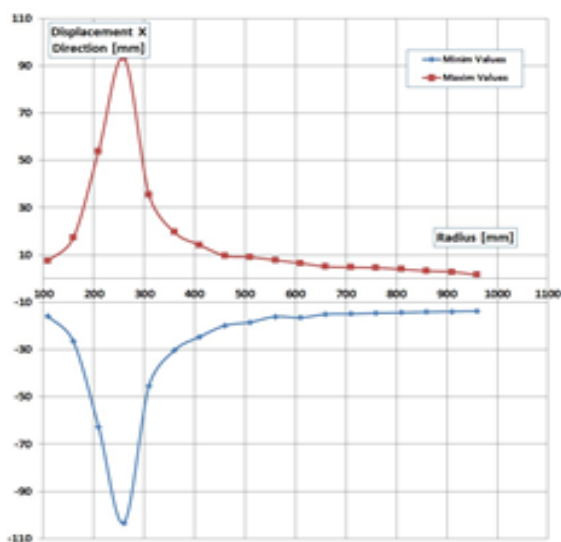


Figura 4.4 Partea inferioară și superioară
amplitudini de deplasare

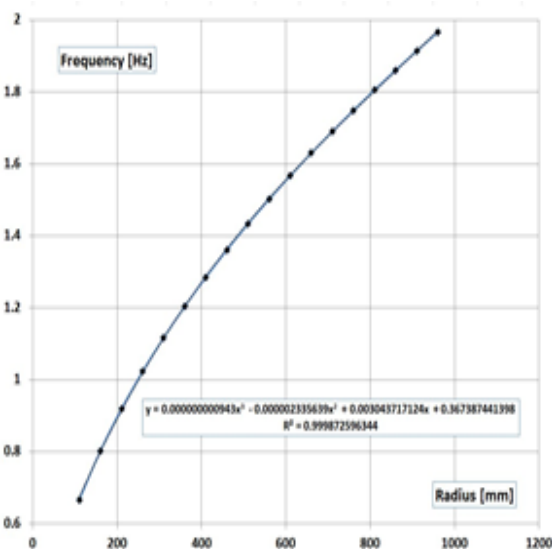


Figura 4.5 Raportul de frecvență f_n/f în
funcție de raza suprafeței de alunecare R

În figura 4.5 este prezentată evoluția raportului de frecvență f_n/f în raport cu raza R a suprafeței de alunecare. Se poate observa că pentru raportul $f_n/f > \sqrt{2}$ se obține o transmisibilitate redusă și astfel structura devine izolată față de mișcarea solului.

S-a constatat că se asigură o izolare eficientă dacă **raza** este mai mare de **600 mm** în cazul excitării structurii cu o oscilație având **frecvența de 1 Hz** și **amplitudinea de 10 mm**. În plus, din istoricul temporal al semnalului de răspuns, se observă o creștere a amplitudinii dacă frecvența de excitație se află într-o bandă îngustă în jurul frecvenței proprii a pendulului.



4.3. Răspunsul unei structuri izolate cu pendule de frecare cu raze diferite

Acest studiu prezintă simulări care evidențiază influența razei pendulului de frecare asupra comportamentului structurilor izolate. A fost creat un model în SolidWorks, care este utilizat pentru a afla răspunsul structural. Excitația în termeni de deplasări, asigurată de o caracteristică a programului software, urmează o funcție sinusoidală. Studiul a evidențiat evoluția frecvenței odată cu creșterea razei, împreună cu deplasarea structurii izolate.

O schemă a structurii, reflectând configurația și părțile componente, dimensiunile și detaliile privind contactele impuse, este prezentată în figura 4.1.

Raza suprafeței de alunecare, modelată ca o extrudare din placa de zdruncinat, a fost modificată etapizat în intervalul 110÷960 mm, cu un pas de 50 mm. Contactul cu frecare (tabelul 4.2) este impus între partea inferioară a structurii și suprafața cilindrică a plăcii de scuturare. Toate celelalte condiții de simulare au rămas aceleași ca în subcapitolul 4.2. Ambele componente sunt realizate din oțel. S-a ales un contact fără frecare între placa de bază fixă și placa de scuturare. Sistemul are o frecvență naturală care este dată de relația 4.1.

Tabelul 4.2 Condiția de contact bazată pe coeficienții de frecare

Contact case	Components	Contact type	μ_D [-]	v_D [mm/s ²]	μ_S [-]	v_S [mm/s ²]
1	Structure	Steel (dry)	0.25	10.16	0.3	0.1
	Shaking plate	Steel (dry)				

Rezultatele simulării sunt prezentate în figurile 4.6 - 4.9. Se observă că pentru excitația de frecvență $f_e=1$ Hz, în cazul în care raza SFP este mică, de exemplu 110 mm, deplasarea structurii urmează deplasarea solului, a se vedea figura 4.6. Dacă raza suprafeței de alunecare este în creștere, structura trece prin rezonanță. În acest caz, amplitudinea deplasării structurii crește și ea. Acest lucru este ilustrat în figura 4.7.

Cea mai mare amplitudine este obținută pentru cazul $R_4=260$ mm, dând frecvența naturală $f_n=1.023$ Hz, care este foarte apropiată de frecvența de excitație. O creștere a razei duce la o creștere a f_n . După ce această frecvență depășește frecvența de excitație, amplitudinea deplasării structurii scade. Amplitudinile pentru toate cazurile din domeniul de rezonanță sunt prezentate în tabelul 4.3.

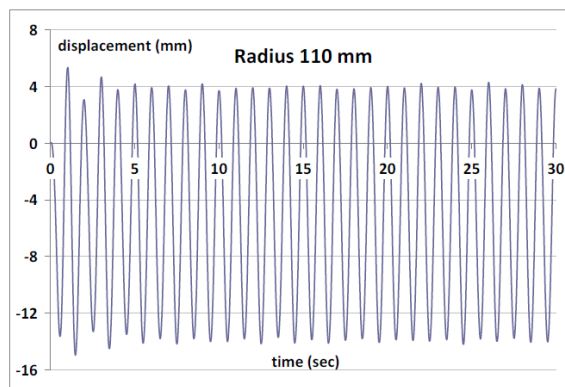


Figura 4.6 Comportament structural sub-rezonant

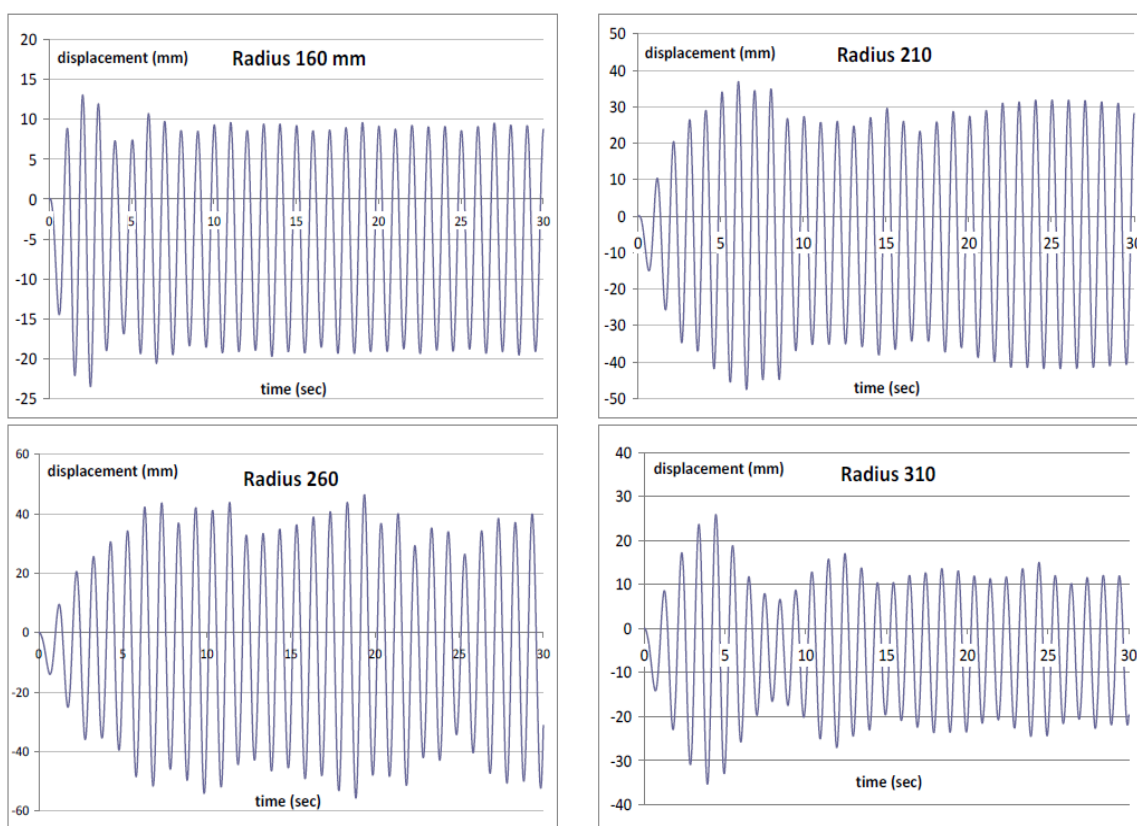


Figura 4.7 Comportament structural în domeniul de rezonanță

Tabelul 4.3 Amplitudini obținute în domeniul de rezonanță

R_i [mm]	110	160	210	260	310	360	410	460	510
A_{min} [mm]	-14.95	-23.52	-47.54	-55.65	-35.31	-24.38	-19.09	-17.62	-15.09
Average [mm]	-4.81	-5.23	-5.32	-4.68	-4.74	-5.38	-5.06	-5.41	-4.70
A_{max} [mm]	5.34	13.07	36.90	46.30	25.83	13.62	8.98	6.80	5.70

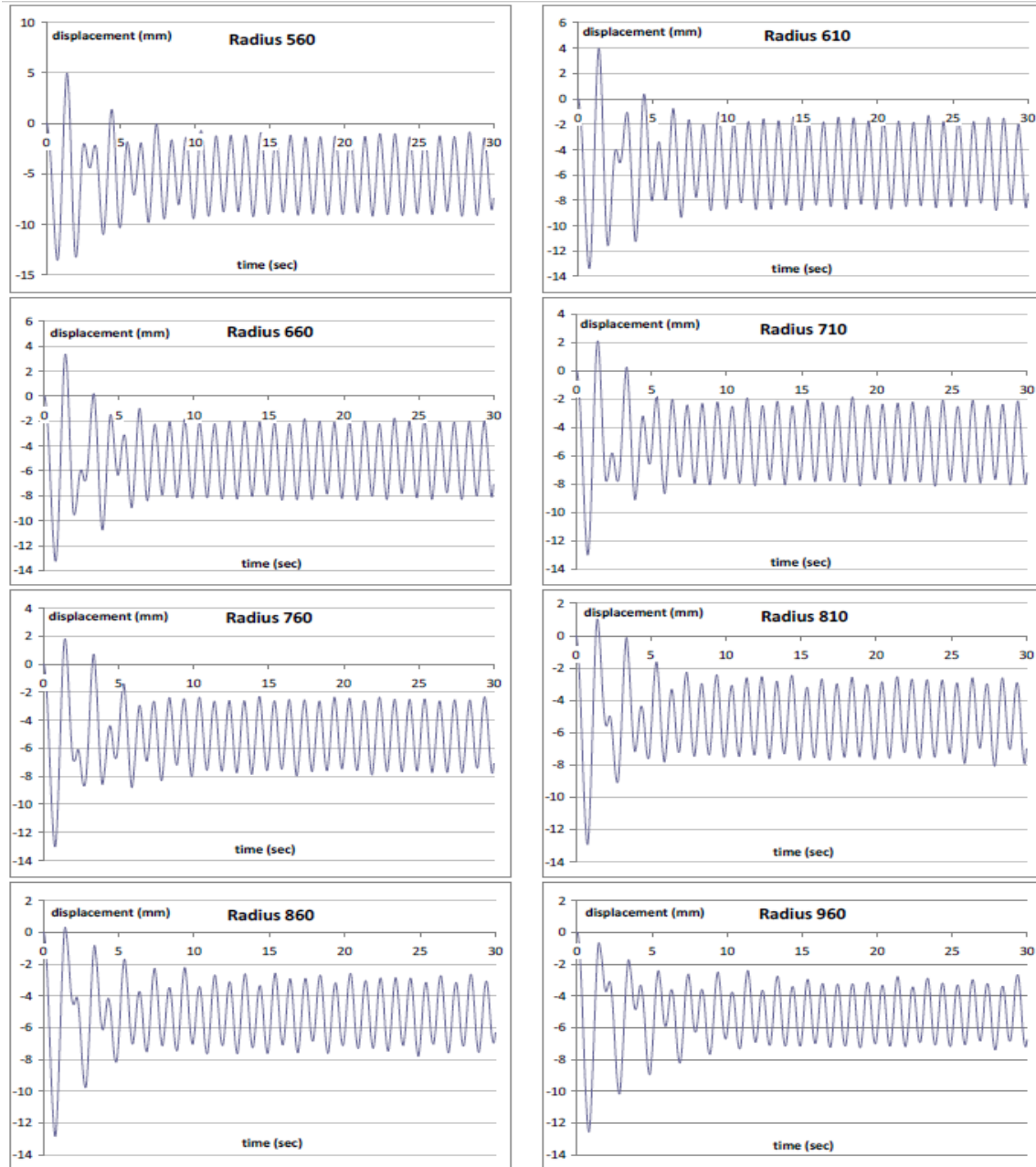


Figura 4.8 Comportament structural în post-rezonanță

Pentru raze și mai mari ale pendulului de fricțiune, frecvența proprie crește și, în consecință, scade amplitudinea deplasării structurii. Cele mai bune rezultate în ceea ce privește izolarea structurii se obțin pentru raportul de frecvență $r = f_n/f_e > \sqrt{2}$ așa cum se menționează în teorie. Nu doar amplitudinile din regimul tranzitoriu sunt în acest domeniu cele mai mici, ci și evoluția în regimul stabilizat prezintă amplitudini mici. Cele mai mari amplitudini pentru regimul post-rezonant sunt prezentate în tabelul 4.4, în timp ce în figura 4.9 sunt prezentate amplitudinile pentru toate cazurile analizate (domeniul de subrezonanță, rezonanță și post-rezonanță).

Tabelul 4.4 Amplitudini obținute în post-rezonanță

R_i [mm]	560	610	660	710	760	810	860	910	960
A_{min} [mm]	-13.52	-13.38	-13.24	-13.00	-13.01	-12.92	-12.83	-12.75	-12.55
Average [mm]	-4.29	-4.71	-4.95	-5.46	-5.61	-5.95	-6.27	-6.38	-6.28
A_{max} [mm]	4.94	3.96	3.35	2.08	1.80	1.02	0.30	0	0

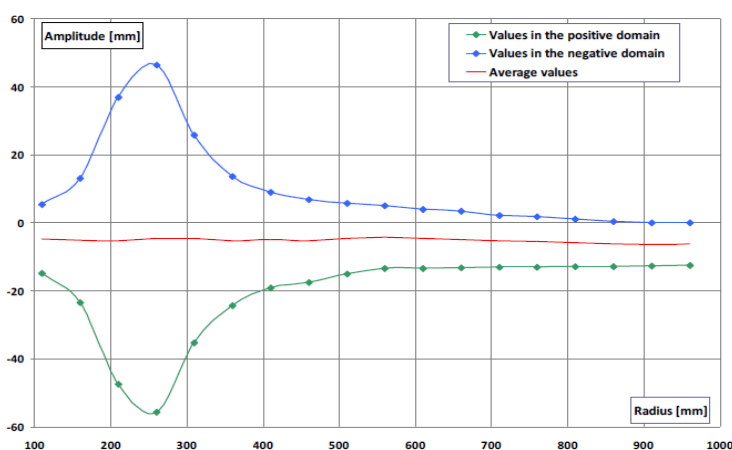


Figura 4.9 Amplitudini obținute pentru diferite raze ale pendulului de fricțiune
($R = 110 \div 910$ mm)

Aruncând o privire la figura 4.9, se poate observa că se obține o izolare eficientă pentru raze mai mari de 610 mm. Aceasta înseamnă că pendulul de fricțiune trebuie proiectat astfel încât să îndeplinească această condiție sau, dacă se alege domeniul subrezonant, raza trebuie să fie suficient de mică pentru a evita apropierea de rezonanță. Evident, proiectarea trebuie să ia în considerare perioada relevantă preconizată a cutremurului. Comparând rezultatele cu cele ale altor simulări efectuate pentru circumstanțe similare, dar pentru coeficienți de frecare și frecvențe de excitație diferite [98], s-a observat că rația de frecvență r la care se atinge rezonanța se deplasează spre valori mai mici pentru un coeficient de frecare mai mare. De asemenea, amplitudinea în rezonanță este mai mică pentru coeficienți de frecare mai mari.

S-a constatat că cea mai mare amplitudine se obține pentru o frecvență naturală a sistemului care este similară cu frecvența de excitație. Pe de altă parte, se obține o izolare eficientă pentru rapoarte de frecvență r mai mari de 1,4. Pentru valori ale razei pendulului de fricțiune care asigură această condiție, amplitudinile, atât în regim tranzitoriu, cât și în regim stabilizat, ating cele mai mici valori. În regimul stabilizat, deplasarea structurală este egală cu jumătate din amplitudinea de excitație.



4.4. Efectul coeficientului de frecare și al razei pendulului asupra comportării structurilor izolate cu penduluri simple de frecare

Acest studiu prezintă rezultatele simulării efectuate pe o structură rigidă izolată cu patru penduluri simple de fricțiune. A fost creat un model în SolidWorks care a fost folosit pentru a afla cum influențează razele pendulului și coeficienții de frecare, respectiv frecvența excitației asupra răspunsului structural. S-a constatat, de asemenea, că frecvența structurii nu crește odată cu frecvența de excitație dacă aceasta din urmă depășește frecvența proprie a pendulului, dar în domeniul post-rezonanță, aceasta rămâne constantă luând valoarea frecvenței proprii a sistemului.

Descrierea sistemului compus din structură și pendulul de fricțiune are geometria și dimensiunile esențiale descrise în [43].

Placa de vibrație este deplasată pe direcția X cu ajutorul unei funcții a programului SolidWorks numită Linear Motor. Acesta poate impune o deplasare după o funcție armonică.

Cazul 1 - pentru primele simulări au fost utilizați următorii parametri: $A_{e1}=5$ mm asigurată de comanda Max Displacement și nouă frecvențe $f_{e1}=0.75$ Hz; $f_{e2}=1$ Hz; $f_{e3}=1.5$ Hz; $f_{e4}=2$ Hz; $f_{e5}=2.5$ Hz; $f_{e6}=3$ Hz; $f_{e7}=3.5$ Hz; $f_{e8}=4.5$ Hz și $f_{e9}=6$ Hz, asigurată de comanda Frecvența.

Suprafața de alunecare a pendulului este realizată ca o extrudare cilindrică de material aplicată pe placa de vibrații. În această etapă a cercetării a fost aleasă raza $R=260$ mm, iar timpul de analiză a fost stabilit la 10 secunde. Contactul dintre structură și placa de scuturare a fost simulat luând în considerare coeficienții de frecare statică și dinamică μ_D și μ_S prezentate în tabelul 4.5.

Tabelul 4.5 Condiția de contact - coeficienți de frecare

Contact case	Components	Contact type	μ_D [-]	v_D [mm/s ²]	μ_S [-]	v_S [mm/s ²]
1	Structure	Steel (dry)	0.25	10.16	0.3	0.1
	Shaking plate	Steel (dry)				
2	Structure	Acrylic	0.05	10.16	0.08	0.1
	Shaking plate	Steel (greasy)				
3	Structure	Custom	0.03	10.16	0.05	0.1
	Shaking plate					

Cazul 2 - analizele din etapa a doua se fac pentru o durată de timp de 30 de secunde și o excitație cu $A_{e2}= 10 \text{ mm}$ și $f_{e2}=1 \text{ Hz}$. Pentru această etapă a studiului au fost selectate mai multe raze ale suprafeței de alunecare.

Raza inițială a fost $R_1=110 \text{ mm}$ și apoi a fost modificat pas cu pas prin creșterea cu 50 mm până la valoarea razei $R_{18}=960 \text{ mm}$ a fost realizat. Cele trei condiții de contact luate în considerare sunt indicate în tabelul 4.5.

Rezultatele simulării pentru primul studiu (Cazul 1) sunt prezentate în figura 4.10, în care se ia în considerare contactul acrilic/aur. **FP** cu $R_4=260 \text{ mm}$ are $f_{n4} = 2\pi\sqrt{R_4/g} = 0.9774 \text{ Hz}$, determinand apariția rezonanței la această frecvență de excitație. Cea mai mare deplasare este așteptată la această excitație și ea este într-adevăr realizată, figura 4.11 confirmând acest lucru. Estimarea frecvențelor de răspuns f_{struc} din figura 4.10, se poate observa că această frecvență crește până la frecvența naturală f_n a sistemului este atins și nu mai crește dacă $f_e > f_n$. În domeniul post-rezonanță $f_{\text{struc}} = f_n$.

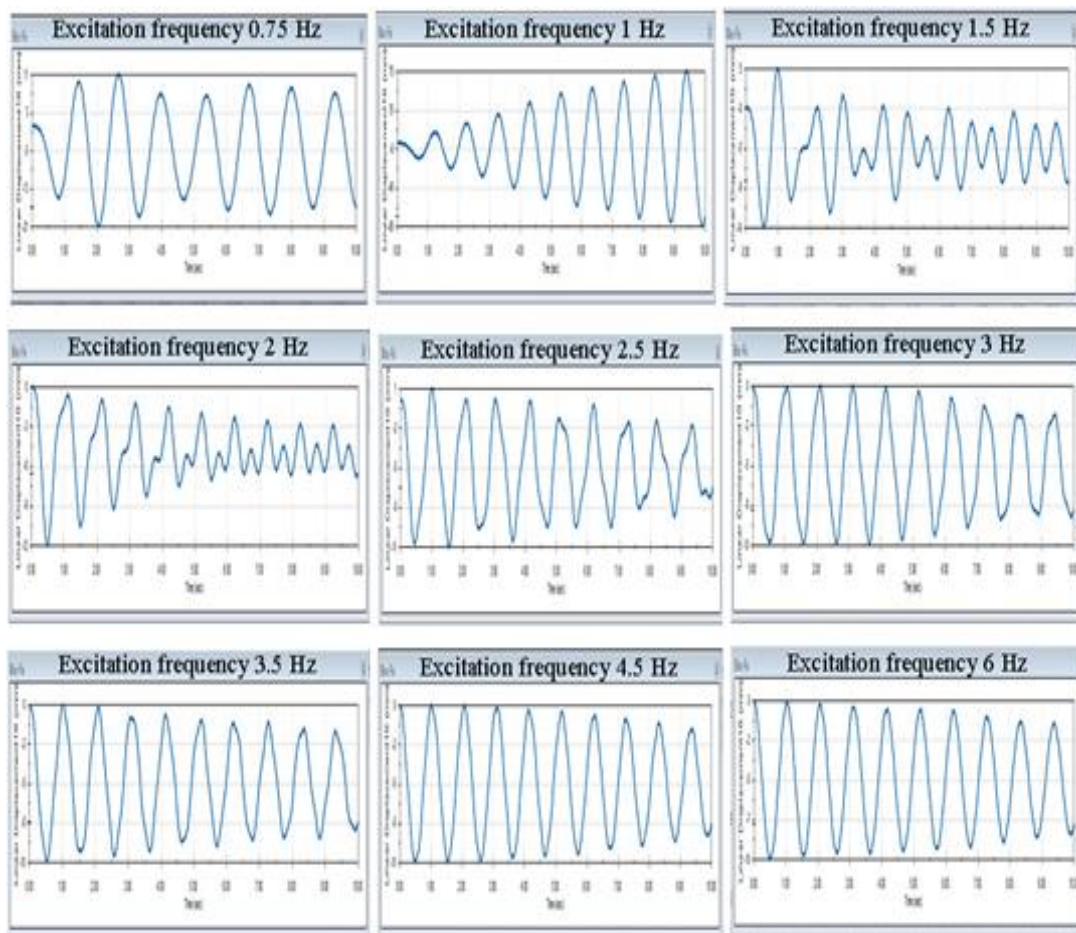


Figura 4.10 Alungirea obținută pe direcția X pentru structura izolată de SFP cu pivoți acrilici și suprafețe de alunecare din oțel inoxidabil

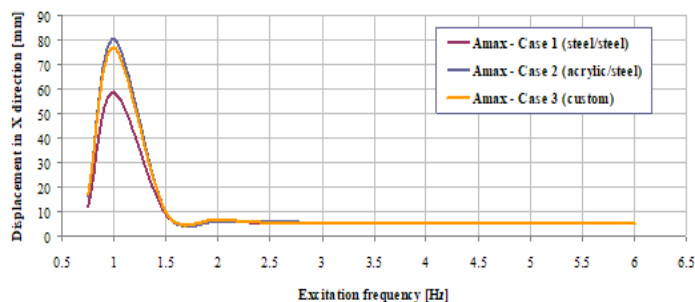


Figura 4.11 Alungirea obținută în direcția X pentru diferite frecvențe ale excitației

Dacă $f_e > \sqrt{2}f_n$, deplasarea structurii A_{max} este mai mică pe măsură ce mișcarea solului A_e și astfel se realizează o bună izolare. În plus, deoarece frecvența structurii izolate nu crește dacă f_e depășește f_n rezultă în mod clar că amplitudinea accelerației nu se modifică. În consecință, cea mai bună izolare seismică este asigurată de SFP analizat pentru frecvențe de excitație de peste 3 Hz, dar un nivel acceptabil de izolare este asigurat și dacă f_e se situează în intervalul 1-3 Hz.

Următoarele rezultate reflectă cercetările efectuate prin luarea în considerare a **diferențelor coeficienți de frecare și razele pendulului** în condițiile în care **frecvența de excitație se menține neschimbată**. Răspunsurile structurii în termeni de deplasări pe direcția orizontală X sunt prezentate în figura 4.12 pentru rezonanța a fost trecută, în timp ce în figura 4.13 este prezentat comportamentul în domeniul post-rezonanță.

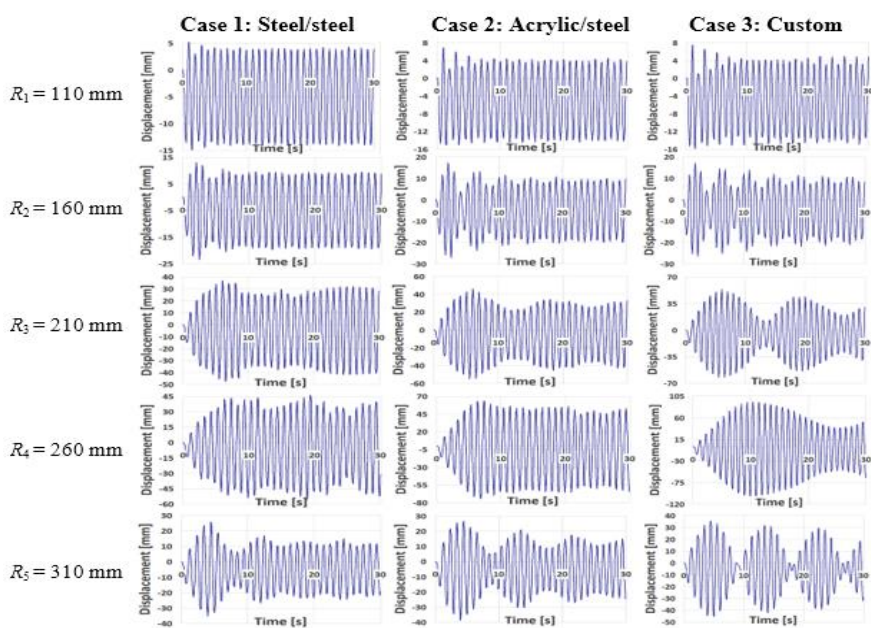


Figura 4.12 Evoluția deplasării structurale odată cu creșterea razei pendulului până la depășirea rezonanței

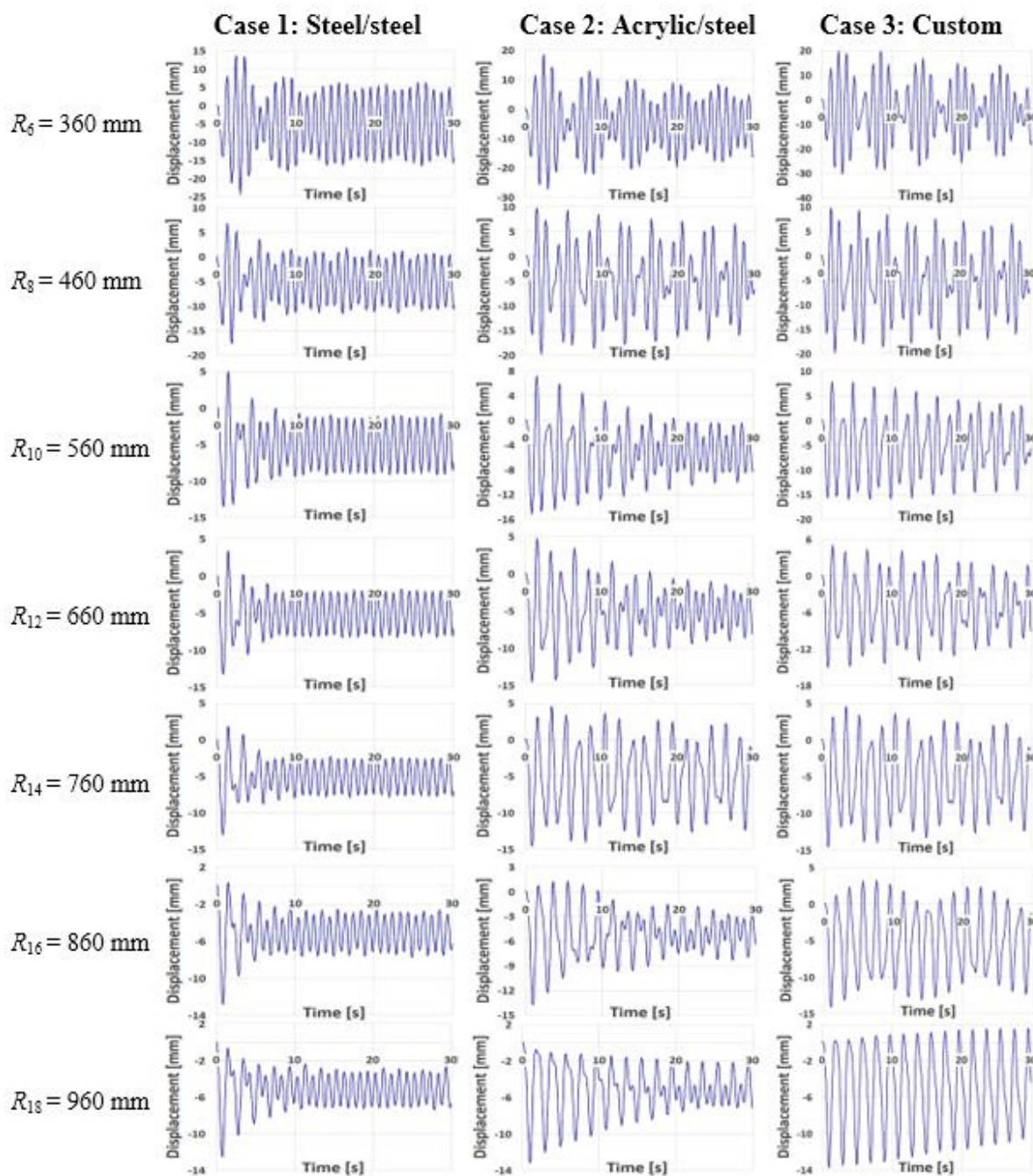


Figura 4.13 Evoluția deplasării structurale odată cu creșterea razei pendulului
în domeniul post-rezonanță

Din figura 4.14 se poate observa că izolarea efectivă este asigurată pentru **raze** mai mari de **610 mm** pentru toți cei trei coeficienți de frecare. În consecință, pentru frecvența de excitație $f_{e2}=1$ Hz luată în considerare în a doua etapă a studiului, pendulul de fricțiune trebuie să îndeplinească această condiție. În mod evident, pentru pendulul de fricțiune care funcționează în condiții reale, proiectarea acestora trebuie să ia în considerare perioada semnificativă T a

cutremurului care este aşteptată în regiunea structurii izolate. O altă concluzie care se ridică din figura 4.14 se referă la amplitudinea obţinută în rezonanţă; cu cât coeficientul de frecare este mai mare, cu atât amplitudinea este mai mică. De asemenea, se poate observa aici că coeficientul de frecare nu afectează frecvenţa de rezonanţă.

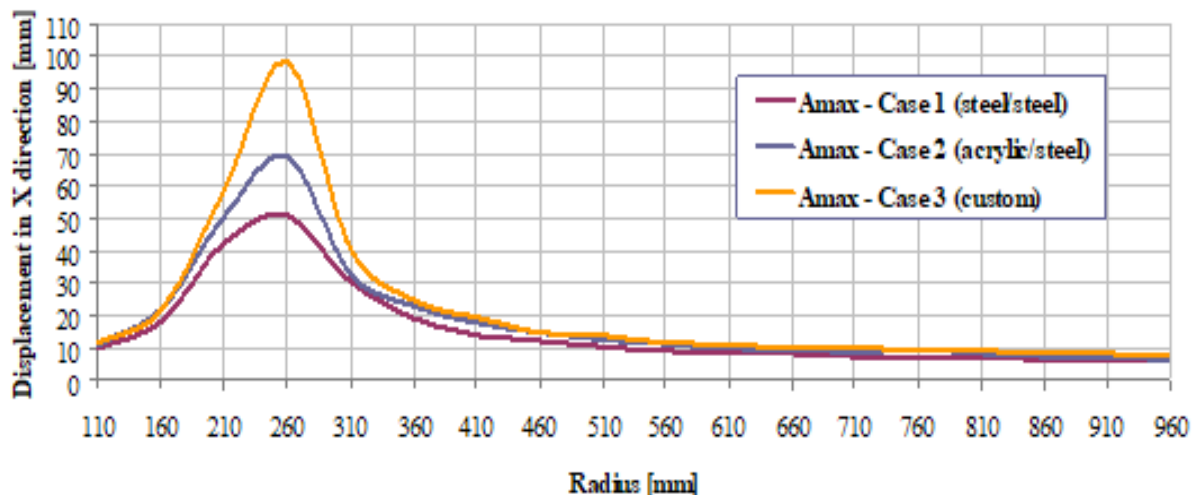


Figura 4.14 Amplitudini maxime pentru diferite raze ale pendulului
și cei trei coeficienți de frecare

S-a constatat că cea mai bună izolare este obținută dacă frecvența de excitație depășește de 1,5 ori frecvența naturală a pendulului de fricțiune. Această frecvență naturală nu este influențată de greutatea structurii, iar coeficientul de frecare are, de asemenea, o influență redusă, dar dacă acesta are valori mai mari, amplitudinea oscilației scade. Prin urmare, acești doi parametri au o influență redusă asupra comportamentului dinamic al structurii izolate. Pe de altă parte, raza pendulului are o influență semnificativă asupra acestui comportament, deoarece este parametrul care controlează frecvența proprie a pendulului.

În cele din urmă s-a concluzionat că izolarea se poate realiza fie prin disiparea energiei prin asigurarea unui anumit coeficient de frecare semnificativ, fie prin permiterea unei deplasări relative mari între sol și structură și evitarea în acest fel a unei accelerații semnificative a structurii. Cei doi parametri constructivi, și anume coeficientul de frecare și raza pendulului, trebuie să fie atent adaptați în ambele cazuri de proiectare.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

4.5. Compararea performanțelor pendurilor de frecare cu raze uniforme și variabile

Studiul descris în cele ce urmează a avut ca scop determinarea influenței curburii suprafeței de alunecare asupra răspunsului structurii izolate la excitații armonice.

În acest scop, au fost proiectate penduri de fricțiune care diferă prin forma și dimensiunea suprafeței cilindrice de alunecare, respectiv prin coeficienții de frecare. Obiectivul nostru a fost de a afla cum răspunde structura la o anumită excitație atunci când structura este echipată cu diverse penduri de fricțiune. Se aplică o excitație sinusoidală cu frecvența de 1 Hz și se surprinde răspunsul în termeni de deplasări. S-a constatat că frecvența structurii nu se modifică în funcție de raza FP, dar amplitudinea deplasării depinde în mare măsură de acest parametru. Deoarece secțiunile circulară și eliptică ale FP oferă structurii frecvențe proprii diferite, rezonanța este obținută la alte raze.

Pentru a obține răspunsul unei structurii rigide izolate cu diverse FP, s-au efectuat simulări SolidWorks, în special cu ajutorul modulului Motion. Modelul geometric 3D al structurii izolate este descris în [44].

Simulările sunt efectuate în următoarele condiții:

- **Placa de bază**, care este stabilită ca referință, este fixă;
- **placa de scuturare** care simulează trepidația orizontală a pământului este deplasată armonios în direcția X. Acest lucru se realizează cu ajutorul motorului liniar, o caracteristică a modulului SolidWorks Motion. Acesta impune o **deplasare maximă $A=10\text{mm}$** cu o **frecvență $f_{exc} = 1\text{ Hz}$** .
- **Accelerația gravitațională** este setată în mod implicit la valoarea $g=9806.65\text{ mm/s}^2$ și este orientată în direcția Y;
- **Timpul** pentru acest studiu este impus ca fiind de **30 de secunde**;

În acest studiu, parametrii menționați sunt menținuți neschimbați, dar **razele** suprafețelor de alunecare sunt modificate de fiecare simulare. Cu toate acestea, pentru toate simulările, acestea sunt modelate ca o extrudare aplicată pe placa de scuturare.

Cazul 1 - pentru **primul set de simulări**, baza cilindrului utilizat pentru extrudare este un **cerc**, **raza** fiind modificată în intervalul **$R = 110 \div 960\text{ mm}$** cu un pas de 50 mm. Adâncimea **extrudării** este de **4 mm**, prin urmare **grosimea** minimă a **plăcii de scuturare** sub pendul este

de **6 mm**. În figura 4.15 este prezentată o imagine sugestivă care arată toate razele utilizate pentru crearea de FP.

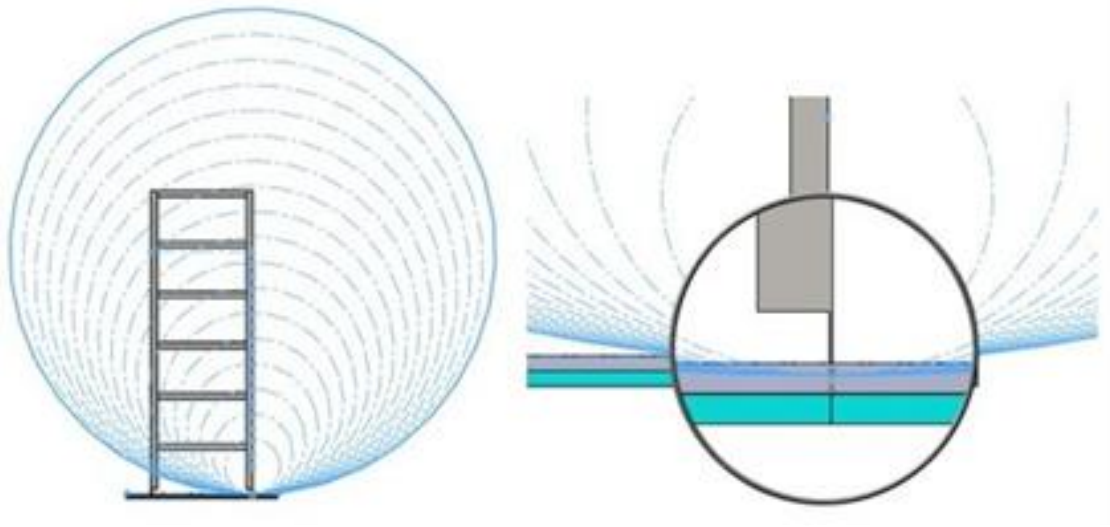


Figura 4.15 Extrudările realizate cu o formă circulară

Condiția de contact între structură și suprafața de alunecare este un contact limitat cu frecare, coeficientul de frecare μ depinzând de materialele alese. Se remarcă faptul că coeficientul de frecare depinde de viteza relativă dintre cele două componente în contact. Valorile pentru primele două cazuri prezentate în tabelul 4.6 au fost preluate din biblioteca SolidWorks, în timp ce pentru cel de-al treilea caz valorile au fost definite pentru a obține o amortizare mai mică.

Tabelul 4.6 Condiția de contact

Contact case	Components	Contact type	μ_D [-]	v_D [mm/s ²]	μ_S [-]	v_S [mm/s ²]
1	Structure	Steel (dry)	0.25	10.16	0.3	0.1
	Shaking plate	Steel (dry)				
2	Structure	Steel (greasy)	0.05	10.16	0.08	0.1
	Shaking plate	Steel (greasy)				
3	Structure	Teflon	0.03	10.16	0.05	0.1
	Shaking plate	Steel (greasy)				

În absența frecării între structură și suprafața de alunecare, frecvența naturală f_n a unei structuri rigide izolate cu un FP se găsește din relația matematică 4.1. Din relația 4.1 rezultă în mod clar că f_n este independentă de greutatea structurii.

Dacă este supus unei excitații armonice f_{exc} , structura oscilează în raport cu cele două frecvențe menționate. Atunci când relația dintre cele două frecvențe este $f_n < f_{exc}$, frecvența structurii este frecvența de excitație. Dacă $f_n > f_{exc}$, sistemul își menține frecvența naturală, indiferent cât de mare este frecvența de excitație. Atunci când cele două amplitudini ating valori apropiate, amplitudinea oscilației crește dramatic, iar pentru frecvențe egale se atinge rezonanța. Amplitudinea rezultată în rezonanță depinde de coeficientul de frecare; cu cât coeficientul de frecare este mai mic, cu atât amplitudinea este mai mare.

Cazul 2 - pentru cel de-al doilea set de simulări, pentru extrudare au fost utilizați cilindri care au elipse la bază. Semiaxa elipsei este întotdeauna $R_v = 960$ mm, în timp ce axa semiminoră este modificată în intervalul $R_H = 110 \div 960$ mm cu un pas de 50 mm, după cum se arată în figura 4.16. Deoarece panta suprafeței de alunecare este semnificativ mai mare pentru cazul elipsei 110-960 decât pentru cazul razei 110, era de așteptat ca, în cazul în care suprafața de alunecare a fost construită cu un cilindru eliptic, să nu se obțină nicio deplasare relativă între structură și placa de scuturare. De asemenea, s-a anticipat obținerea rezonanței la valori mai mari ale axei semiminori a elipsei ca și raza cilindrului.

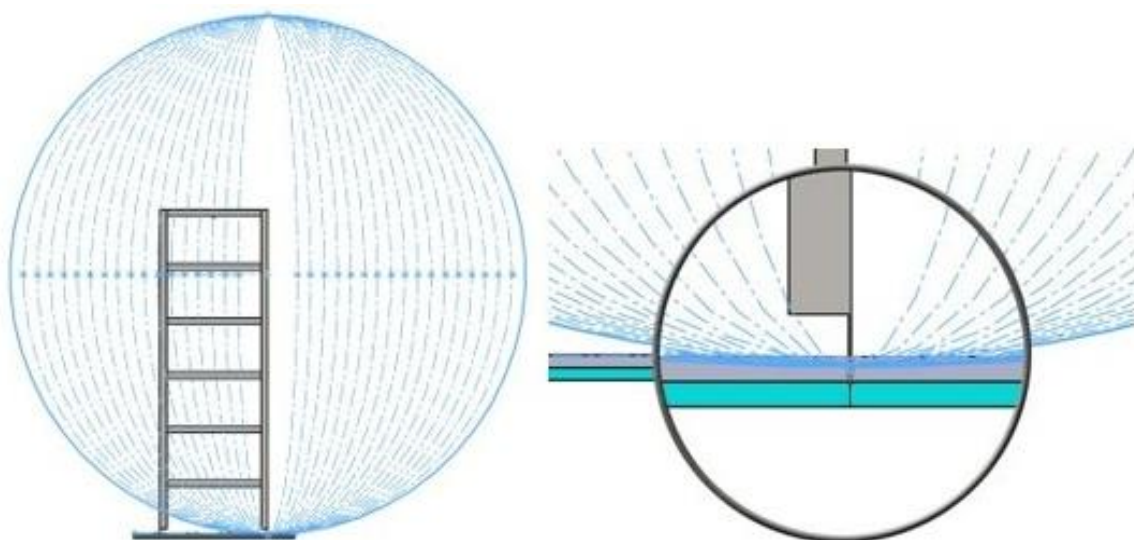


Figura 4.16 Extrudările realizate cu o formă eliptică

Nu există nicio relație prezentată în literatura de specialitate pentru determinarea frecvenței proprii a FP eliptice, astfel încât nu se poate prezice comportamentul în termeni de frecvențe și amplitudini ale oscilației structurii izolate. Pentru a clarifica acest aspect, au fost efectuate simulări cu FP eliptice.

Figura 4.17 prezintă semnalele în domeniul timpului și în domeniul frecvenței (prin reprezentare FFT) pentru trei comportamente tipice ale ambelor FP. În coloana din stânga din această figură este reprezentată analiza pentru un comportament de pre-rezonanță, în coloana centrală comportamentul în rezonanță și în coloana din dreapta comportamentul în post-rezonanță. Coeficientul de frecare este ales pentru cazul de contact 1 (oțel uscat - oțel uscat).

$R = R_H = 160 \text{ mm}; R_V = 960 \text{ mm}$ $R = 260 \text{ mm}; R_H = 460 \text{ mm}; R_V = 960 \text{ mm}$ $R = R_H = 910 \text{ mm}; R_V = 960 \text{ mm}$

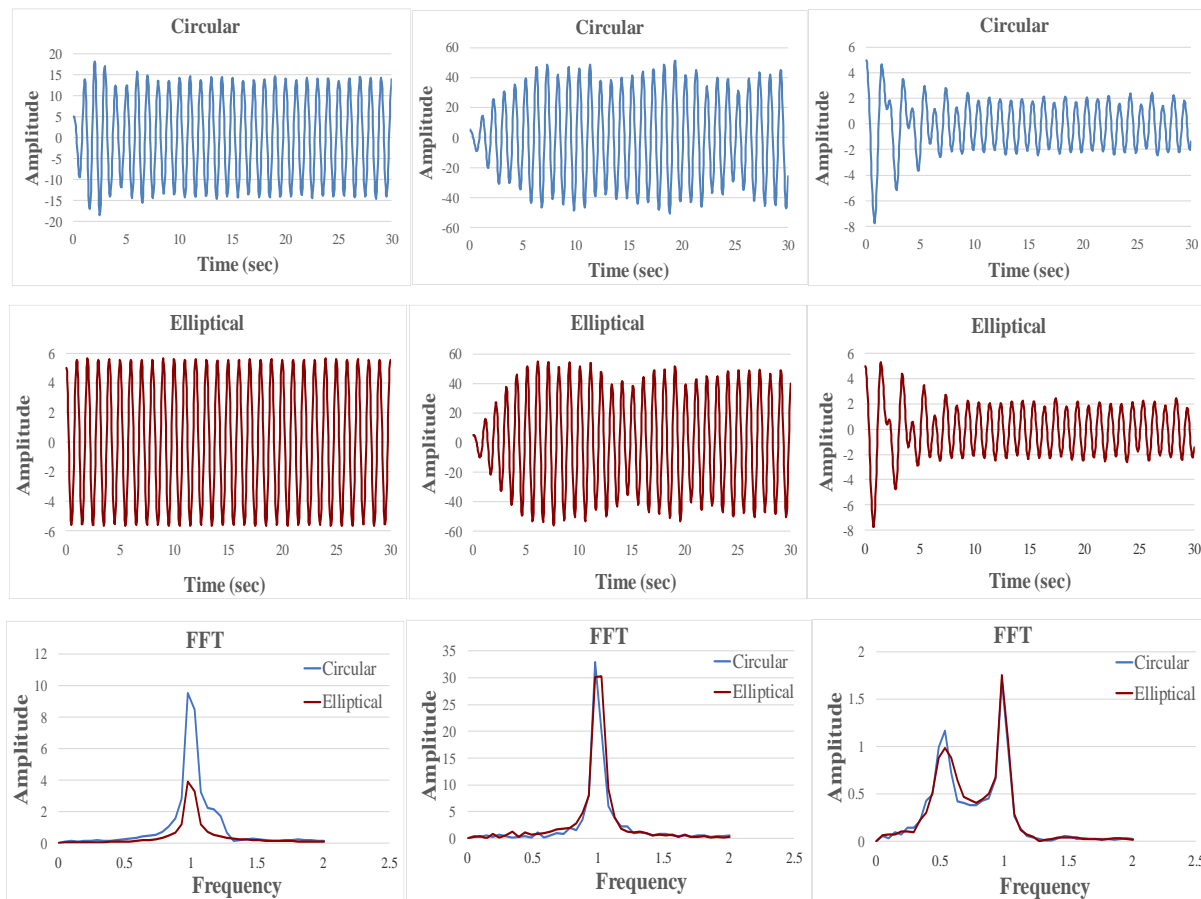


Figura 4.17 Semnalul de răspuns capturat de la structura izolată
pentru diferite raze ale pendulului de fricțiune

Figura 4.18 oferă o imagine cuprinzătoare asupra comportamentului structurilor atunci când este izolată cu FP-uri care au toate razele considerate și atât formele cilindrice circulare, cât și eliptice. În această figură, sunt indicate valorile minime și maxime ale deplasărilor structurii pe direcția X pentru a arăta pentru care raze orizontale se atinge rezonanța.

Se poate observa în figura 4.18 că, așa cum era de așteptat, rezonanța se atinge pentru valori mai mici ale lui R în comparație cu R_H . Acest lucru determină un domeniu de pre-rezonanță mai mare pentru FP eliptic, în timp ce post-rezonanța este obținută mai devreme

de FP construit cu o suprafață de alunecare cilindrică circulară. Amplitudinile curbelor reprezentate în figura 4.18 sunt destul de asemănătoare pentru coeficienți de frecare similari. Deoarece măsurile sunt extrase din semnale prin implicarea FFT, se obțin doar valori grosiere. Pentru estimarea precisă a mărimilor este necesar un algoritm avansat de procesare a semnalelor [95].

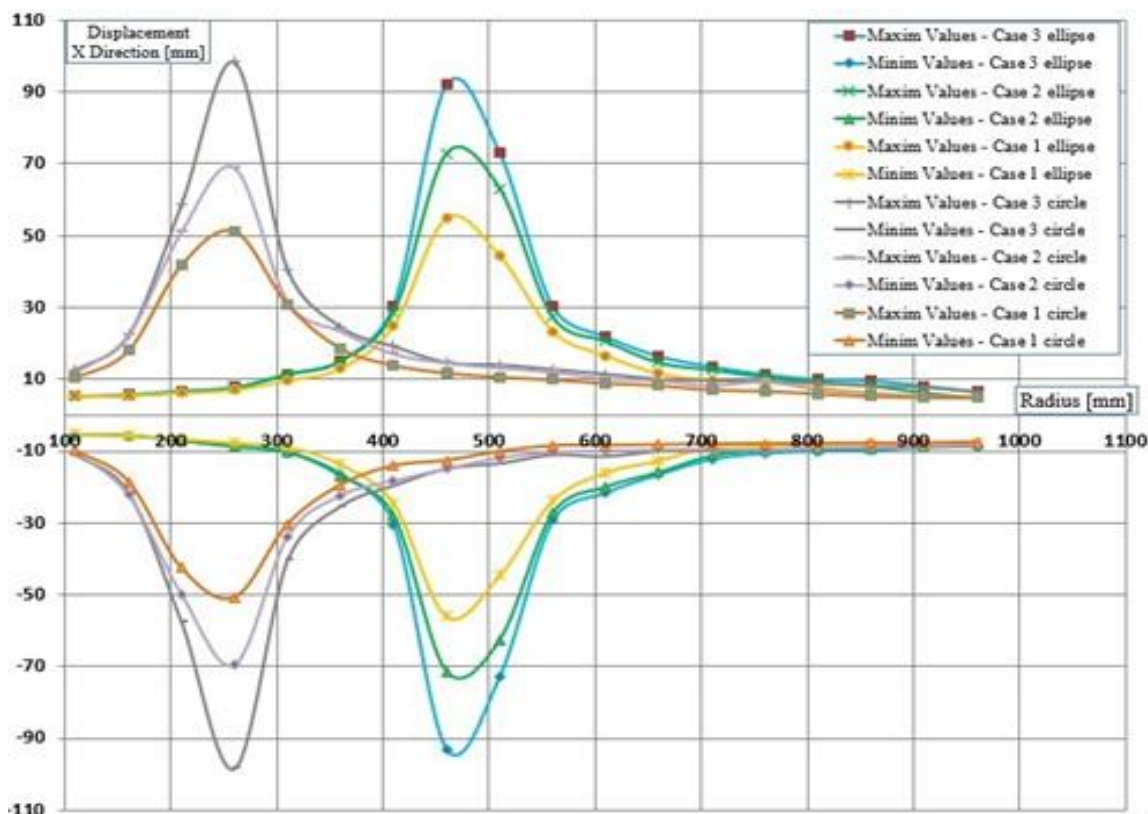


Figura 4.18 Amplitudini maxime și minime de deplasare

Este posibil să se controleze apariția rezonanței prin modificarea axei semiminori a elipsei, prin urmare, este posibilă proiectarea FP pentru a funcționa în pre sau post-rezonanță în funcție de parametrii (frecvență și amplitudine) așteptați pentru excitația solului. Pentru ambele seturi de penduluri, s-a ajuns la concluzia că cea mai bună izolare a structurii se obține atunci când frecvența naturală a pendulului este de cel puțin 1,5 ori mai mică decât excitația la sol.

S-a constatat, de asemenea, că coeficientul de frecare are aceeași influență asupra amplitudinilor răspunsului structurii dacă FP are aceeași frecvență naturală. Acest lucru este cel mai bine vizualizat la rezonanță, curbele din figura 4.18 atingând aproximativ aceeași amplitudine.

4.6. Studiu privind comportarea structurilor izolate cu pendule de frecare și o contragreutate

Scopul studiului este de a identifica comportamentul structurilor izolate cu un pendul de fricțiune și o contragreutate, precum și influența constantei elastice k pentru a asigura o izolare eficientă.

Pentru a determina comportamentul structural, a fost creat un model al unei clădiri cu șase etaje în programul SolidWorks cu ajutorul căruia s-au făcut simulările [96]. În figura 4.19 este prezentată structura de testare generată în SolidWorks sub forma unui ansamblu cu patru părți: 1 - structura rigidă, realizată din bare de oțel, cu dimensiunile 1200x400x200 mm; 2 - placa de bază care este fixă și este folosită ca referință, cu dimensiunile 600x200x10 mm; 3 - placa de zguduire care reproduce trepidația orizontală a solului și are aceleași dimensiuni ca și placa de bază; 4 - contragreutatea, cu dimensiunile 100x150 mm și cu greutatea de 17.784 kg, care este fixată cu 2 arcuri în partea superioară a structurii și are rolul de a stabili structura supusă trepidației orizontale a pământului.

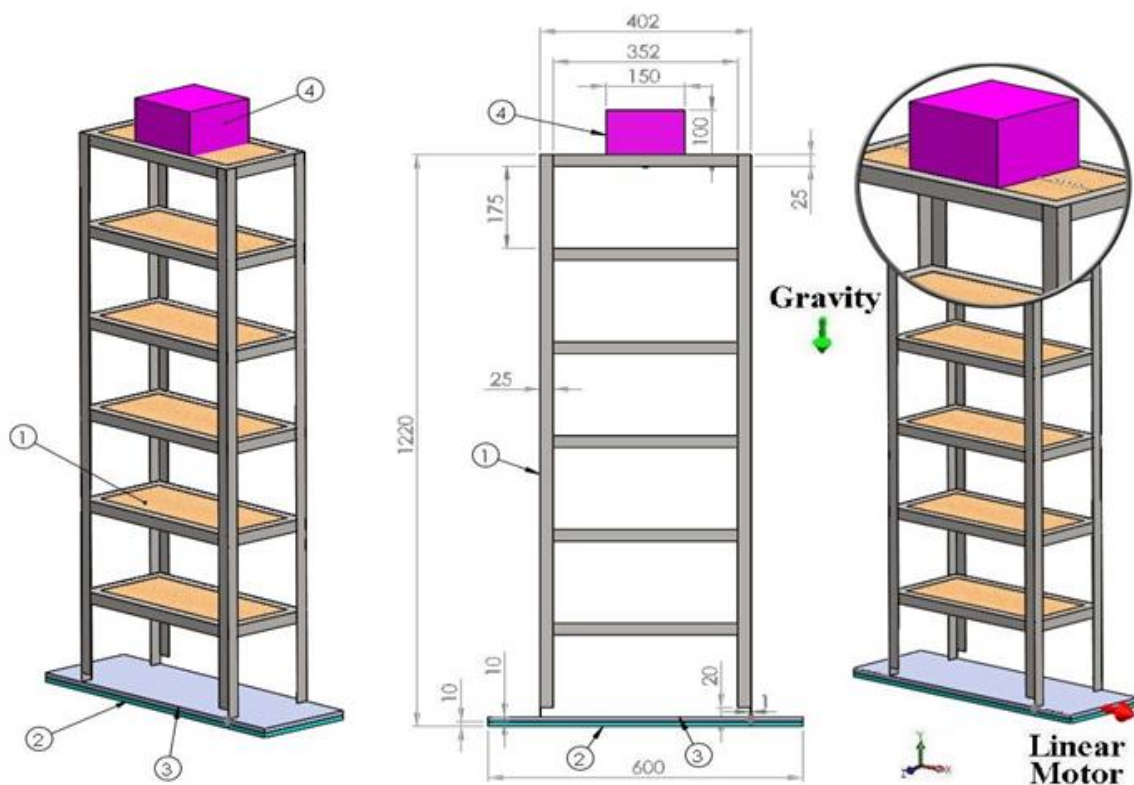


Figura 4.19 Structura de testare proiectată în SolidWorks



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

Simulările au fost efectuate în modulul SolidWorks Motion, pentru următoarele condiții:

- Placa de bază este fixă și este utilizată ca referință;
- Placa de scuturare, care simulează trepidația orizontală a pământului, este deplasată în direcția X cu ajutorul motorului liniar, o caracteristică a modulului SolidWorks Motion. Acesta impune deplasarea cu următorii parametri: Mișcare oscilantă, deplasare maximă $A = 20$ mm, frecvență $f = 1$ Hz și deplasare = 0 grade;
- Accelerația gravitațională este $g=9806.65$ mm/s² și este orientată în direcția Y;
- Se impune un contact SolidBody cu frecare între structură și suprafața de alunecare, coeficientul de frecare μ fiind dependentă de materialele alese. Contactul dintre structură și placa de vibrații a fost simulat luând în considerare coeficienții de frecare statică și dinamică μ_D și μ_S , respectiv coeficientul de viteză dinamică și statică v_D și v_S prezentate în tabelul 4.7.
- Pentru acest studiu, timpul de analiză este impus ca fiind de 30 s;
- Contragreutatea și structura sunt prinse de marginea barelor de oțel, respectiv de marginea plăcii de zdruncinat de patru arcuri. Parametrii resorturilor (k - constanta resortului, diametrul bobinei, numărul de bobine, diametrul firului) sunt prezentați în figura 4.20.

Tabelul 4.7 Coeficienți de frecare.

Contact case	Components	Contact type	μ_D [-]	v_D [mm/s ²]	μ_S [-]	v_S [mm/s ²]
1	Structure	Steel (Greasy)	0.05	10.16	0.08	0.1
	Shaking plate	Steel (Greasy)				

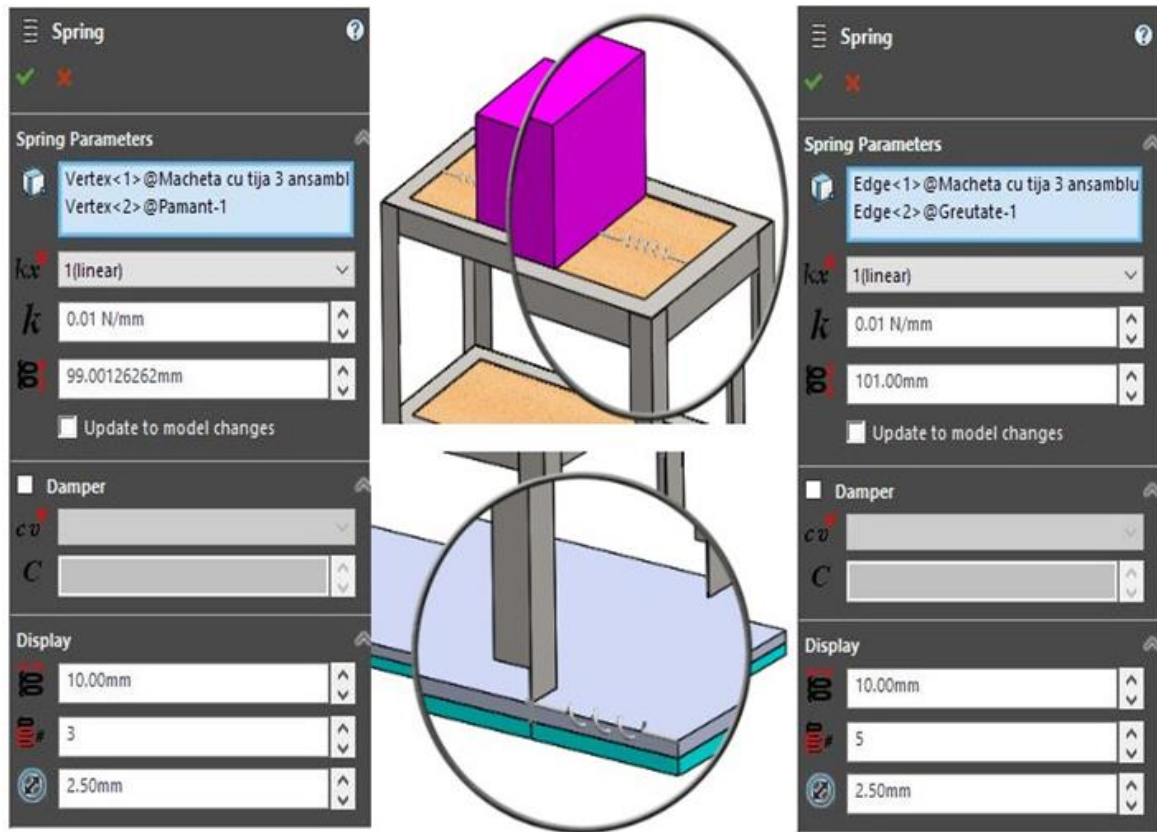


Figura 4.20 Poziția și parametrii arcurilor

Cazul 1 - în primul caz al cercetării a fost simulat contactul dintre structură și placa de zdruncinare, considerând coeficienții de frecare prezentați în tabelul 4.7, dar fără frecare între structură și contragreutate. În acest caz, constanta k a arcurilor cu care structura este prinsă cu placa de scuturare rămâne neschimbată ($k=0,01$ N/mm), în timp ce constanta k a arcului cu care este prinsă contragreutatea este modificată la fiecare simulare ($k=0,004\div 0,01$ N/mm).

Cazul 2 - simulările din cel de-al doilea caz se fac cu aceiași parametri și condiții ale arcului din primul caz, atât pentru structură, cât și pentru contragreutate, dar în acest caz s-a adăugat și un contact cu frecare între structură și contragreutate. Contactul dintre structură - placă de zdruncinătură și structură - contragreutate a fost simulat luând în considerare efectul static (μ_S) și dinamic (μ_D) coeficienții de frecare prezentați în tabelul 4.7.

Rezultatele simulării pentru primul caz sunt prezentate în Figura 4.21 și Figura 4.22, unde contactul cu frecare este considerat doar între structură și placa de scuturare.

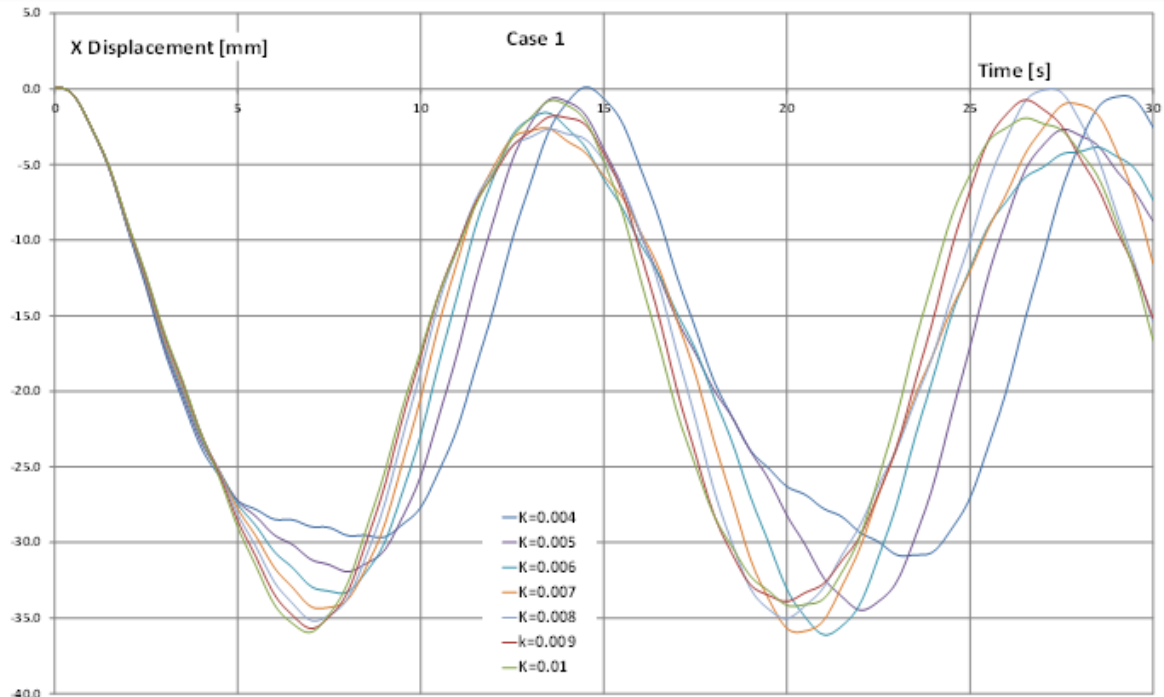


Figura 4.21 **Cazul 1** - Deplasarea între structură și placa de bază

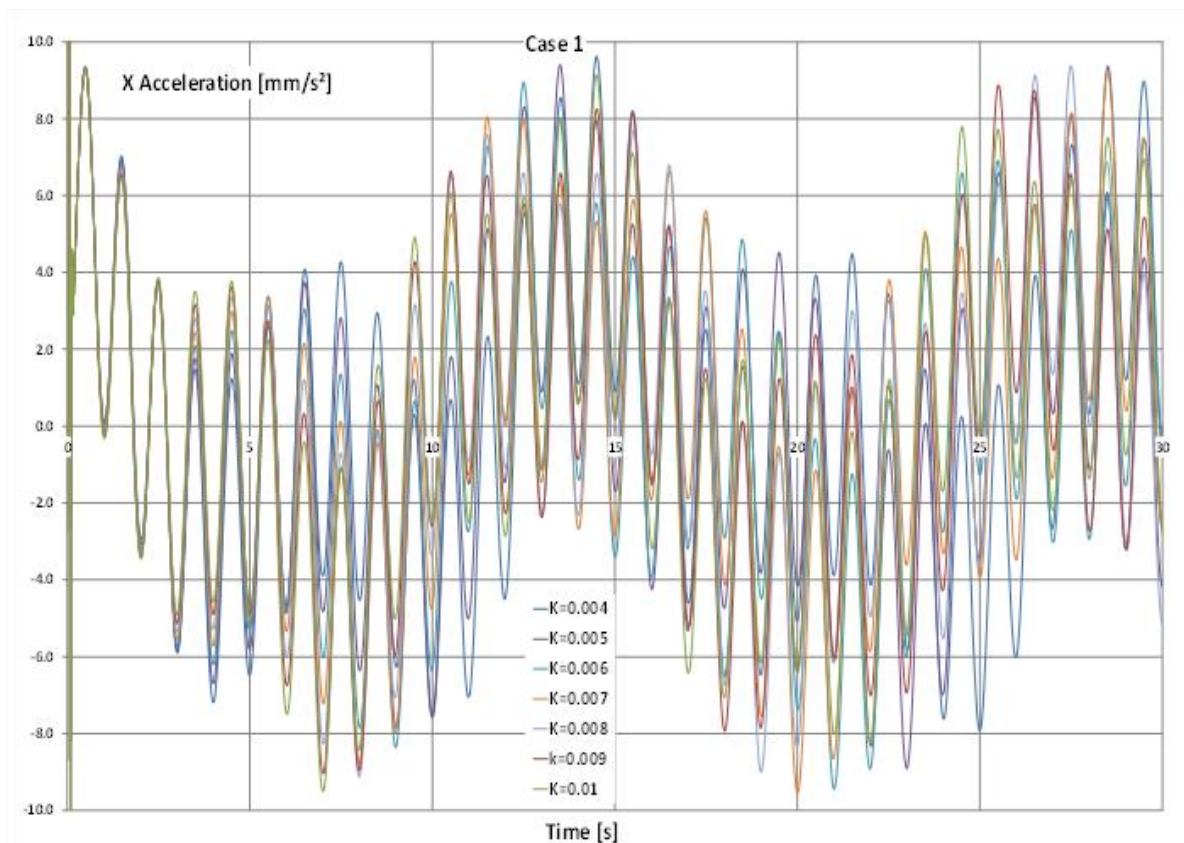


Figura 4.22 **Cazul 1** - Accelerația structurii

Se poate observa că accelerația și deplasarea structurii au scăzut odată cu creșterea constantei elastice k .

În figura 4.23 și figura 4.24 sunt prezentate rezultatele pentru cel de-al doilea caz, considerând contactul cu frecare între structura - placa de bază și structura - contragreutate.

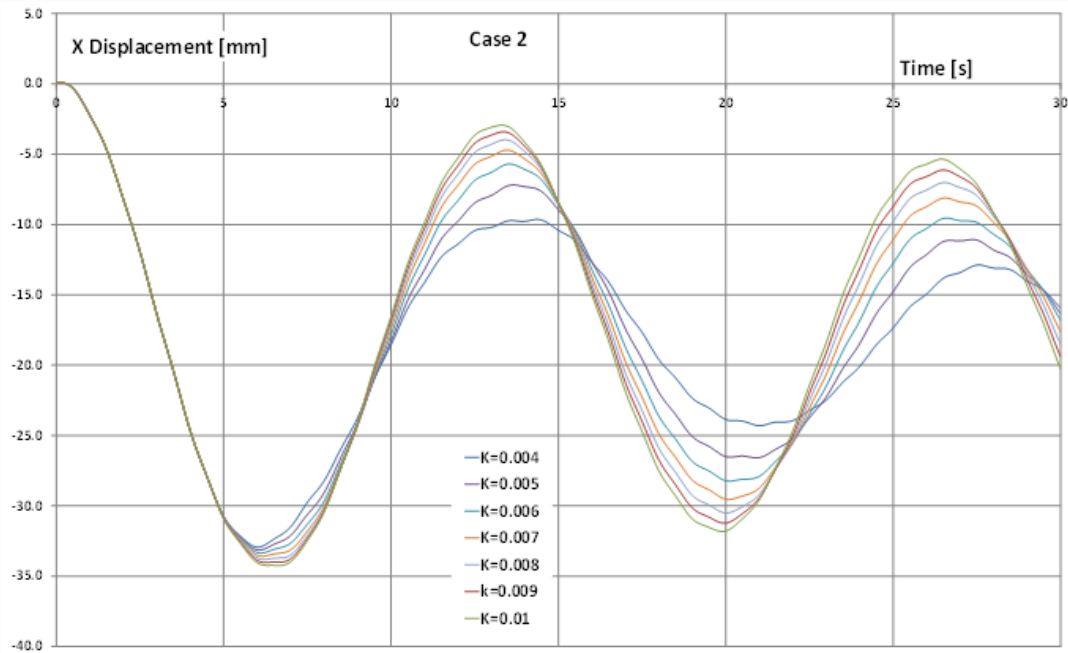


Figura 4.23 **Cazul 2** - Deplasarea între structură și placa de bază

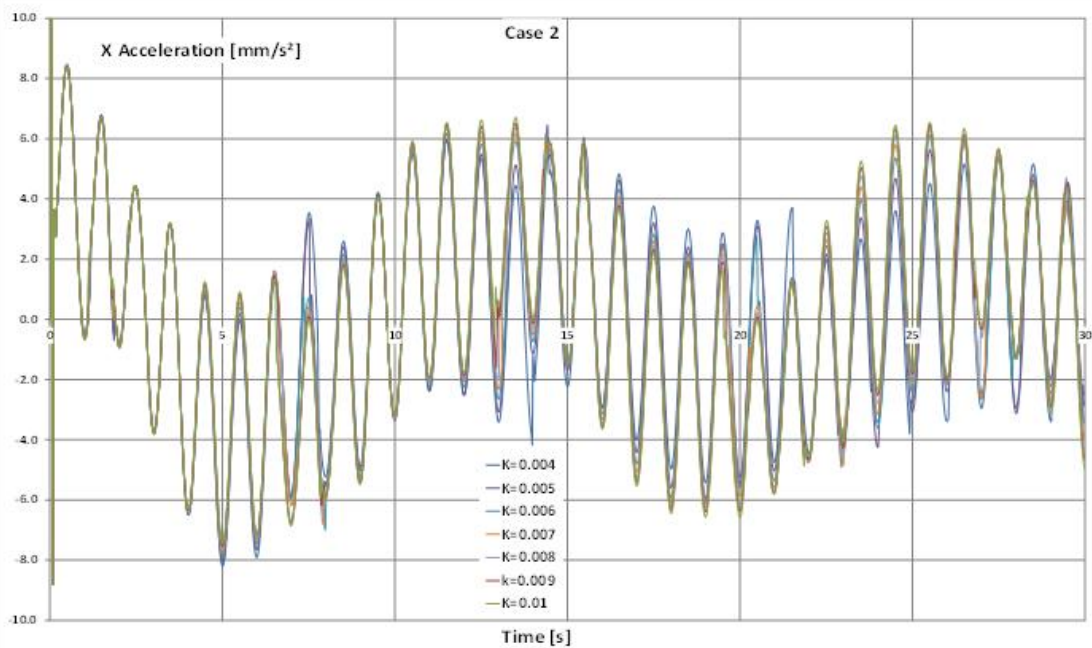


Figura 4.24 **Cazul 2** - Accelerația structurii

Din figurile 4.23 și 4.24, se poate observa că accelerația și deplasarea structurii au scăzut, chiar mai mult decât în primul caz, atunci când s-a adăugat al doilea contact de frecare între structură și contragreutate. Aceasta înseamnă că, pentru a avea o izolare mai bună, trebuie luate în considerare ambele contacte cu frecare (structură - placa de bază și structură - contragreutate).

Următoarele două figuri prezintă o comparație între rezultatele din cazul 1 și cazul 2. Analiza se face pentru a găsi cea mai bună soluție constructivă în ceea ce privește suprafața și masa.

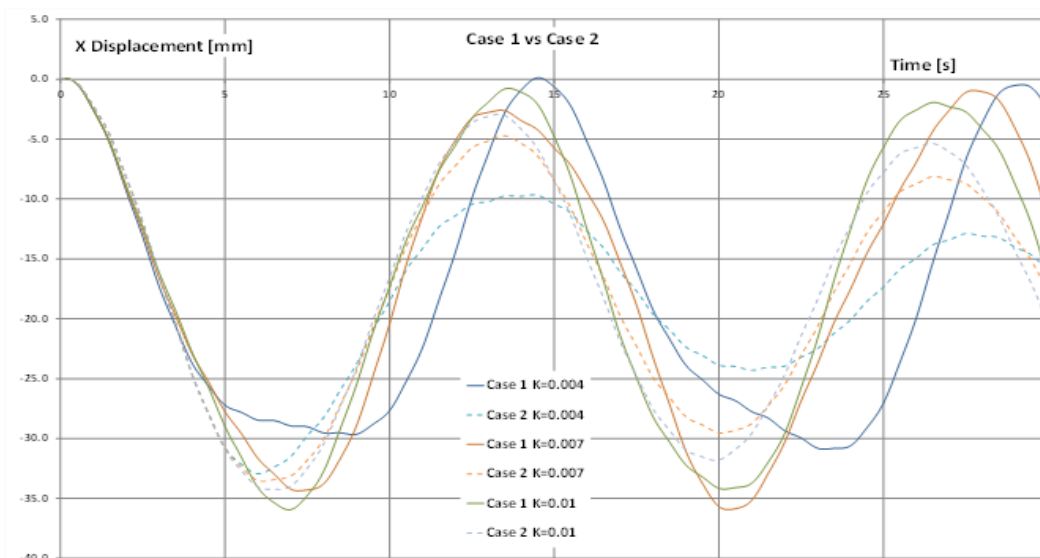


Figura 4.25 Deplasare - Cazul 1 vs. Cazul 2

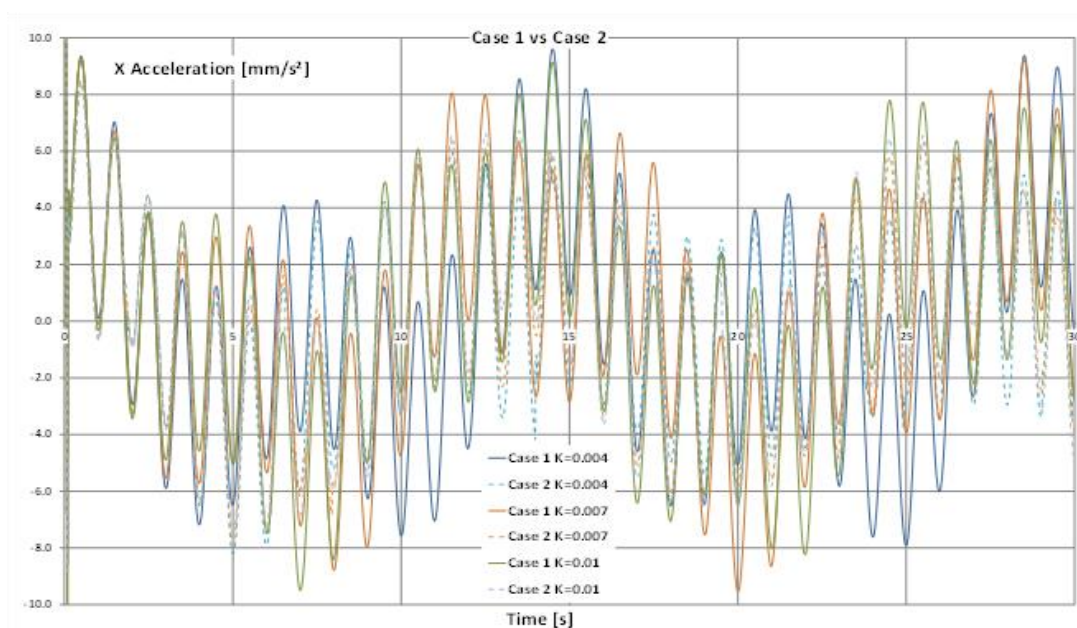


Figura 4.26 Accelerația - Cazul 1 vs Cazul 2



4.7. Concluzii și contribuții

Studiile prezentate în acest capitol prezintă rezultatele simulării efectuate pe o structură rigidă izolată cu patru penduluri simple de fricțiune. A fost proiectat un model în SolidWorks și utilizat pentru a afla cum influențează razele pendulului și coeficienții de frecare, respectiv frecvența excitației, răspunsul structural.

Studiul privind *efectul razei unui pendul de fricțiune simplă asupra răspunsului structurilor izolate* a evidențiat frecvența la care pendulii de fricțiune aleși asigură o izolare eficientă. De asemenea, a relevat domeniul de frecvență în care deplasarea structurii este importantă. S-a constatat că se asigură o izolare eficientă dacă raza este mai mare de 600 mm în cazul excitării structurii cu o oscilație având frecvența de 1 Hz și amplitudinea de 10 mm. În plus, din cronologia semnalului de răspuns, se observă o creștere a amplitudinii dacă frecvența de excitație se află într-o bandă îngustă în jurul frecvenței proprii a pendulului.

În cadrul cercetării privind *răspunsul unei structuri izolate de penduluri de fricțiune cu raze diferite* s-a constatat că se obține o izolare eficientă pentru raze mai mari de 610 mm. Acest lucru înseamnă că pendulul de fricțiune trebuie proiectat pentru a îndeplini această condiție sau, dacă se alege domeniul subrezonant, raza trebuie să fie suficient de mică pentru a evita apropierea de rezonanță. Evident, proiectarea trebuie să ia în considerare perioada relevantă preconizată a cutremurului. Comparând rezultatele cu cele ale altor simulări efectuate pentru circumstanțe similare, dar pentru coeficienți de frecare și frecvențe de excitație diferite, s-a observat că rația de frecvență r la care se atinge rezonanța se deplasează spre valori mai mici pentru un coeficient de frecare mai mare. De asemenea, amplitudinea în rezonanță este mai mică pentru coeficienți de frecare mai mari.

De asemenea, s-a constatat că cea mai mare amplitudine este obținută pentru o frecvență naturală a sistemului care este similară cu frecvența de excitație. Pe de altă parte, se obține o izolare eficientă pentru rapoarte de frecvență r mai mari de 1,4. Pentru valori ale razei pendulului de fricțiune care asigură această condiție, amplitudinile, atât în regim tranzitoriu, cât și în regim stabilizat, ating cele mai mici valori. În regimul stabilizat, deplasarea structurală este egală cu jumătate din amplitudinea de excitație.

În studiul privind *efectul coeficientului de frecare și al razei pendulului asupra comportării structurilor izolate cu pendul simplu de frecare* s-a constatat că frecvența structurii nu crește cu frecvența de excitație dacă aceasta din urmă depășește frecvența proprie a pendulului, dar în domeniul post-rezonanță, ea rămâne constantă luând valoarea frecvenței proprii a sistemului. Rezultatele simulării realizate pentru acest studiu arată că cea mai bună izolare se obține



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

dacă frecvența de excitație depășește de 1,5 ori frecvența naturală a pendulului de fricțiune. Frecvența naturală nu este influențată de greutatea structurii, iar coeficientul de frecare are de asemenea o influență redusă, dar dacă acesta are valori mai mari amplitudinea oscilației scade. Prin urmare, acești doi parametri au o influență redusă asupra comportamentului dinamic al structurii izolate. Pe de altă parte, raza pendulului are o influență semnificativă asupra acestui comportament, deoarece este parametrul care controlează frecvența proprie a pendulului. În cele din urmă s-a concluzionat că izolarea se poate realiza fie prin disiparea energiei prin asigurarea unui anumit coeficient de frecare semnificativ, fie prin permiterea unei deplasări relative mari între sol și structură și evitarea în acest fel a unei accelerații semnificative a structurii. Cei doi parametri constructivi, și anume coeficientul de frecare și raza pendulului, trebuie să fie adaptați cu atenție pentru a asigura o izolare eficientă.

În cadrul cercetărilor privind compararea performanțelor pendurilor de fricțiune cu raze uniforme și variabile a fost elaborat un pendul de fricțiune care diferă prin forma și dimensiunea suprafeței cilindrice de alunecare, respectiv prin coeficienții de fricțiune, pentru a afla cum răspunde structura. S-a constatat că frecvența structurii nu se modifică în funcție de raza FP, dar amplitudinea deplasării depinde puternic de acest parametru. Deoarece secțiunile circulară și eliptică ale FP oferă structurii frecvențe proprii diferite, rezonanța este obținută la alte raze. De asemenea, s-a observat că este posibil să se controleze apariția rezonanței prin modificarea axei semiminori a elipsei, prin urmare, este posibilă proiectarea FP pentru a funcționa în pre sau post-rezonanță în funcție de parametrii (frecvență și amplitudine) așteptați pentru excitația la sol.

Pentru ambele seturi de penduluri, s-a ajuns la concluzia că cea mai bună izolare a structurii se obține atunci când frecvența naturală a pendulului este de cel puțin 1,5 ori mai mică decât excitația la sol. S-a stabilit, de asemenea, că coeficientul de frecare are aceeași influență asupra amplitudinilor răspunsului structurii dacă FP are aceeași frecvență naturală.

Ultimul studiu privind *comportarea structurilor izolate cu pendul de frecare și contragreutăți* este realizat pe o combinație de sisteme de izolare formate din suprafață de alunecare și masă reglată la care legătura dintre structură și sol este asigurată de arcuri. Pentru acest sistem s-a constatat că cea mai bună izolare se obține dacă constanta k a resortului, cu care este prinsă masa, este mai mare și dacă există două suprafețe de contact cu frecare. Cei doi parametri constructivi, și anume constanta elastică și coeficientul de frecare, trebuie să fie adaptați cu atenție pentru a obține o izolare eficientă.

5. CERCETAREA EXPERIMENTALĂ

5.1. Descrierea standului experimental

Pentru a valida rezultatele obținute prin simulări dinamice, au fost concepute și efectuate teste experimentale pe un model la scară mică. Testele experimentale au fost realizate pe o masă de scuturare (Figura 5.2) proiectată în cadrul Laboratorului pentru studiul acțiunilor seismice al Universității Babeş-Bolyai.

Standul experimental este compus din elementele descrise mai jos, unde numărul poziției corespunde numărului din figura 5.1:

1. placă de scuturare;
2. suporturi de alunecare;
3. șasiu;
4. cutie de control;
5. suportul cutiei de control;
6. motor electric;
7. suportul motorului electric;
8. mecanismul cu manivelă;
9. rulmenți liniari cu role;

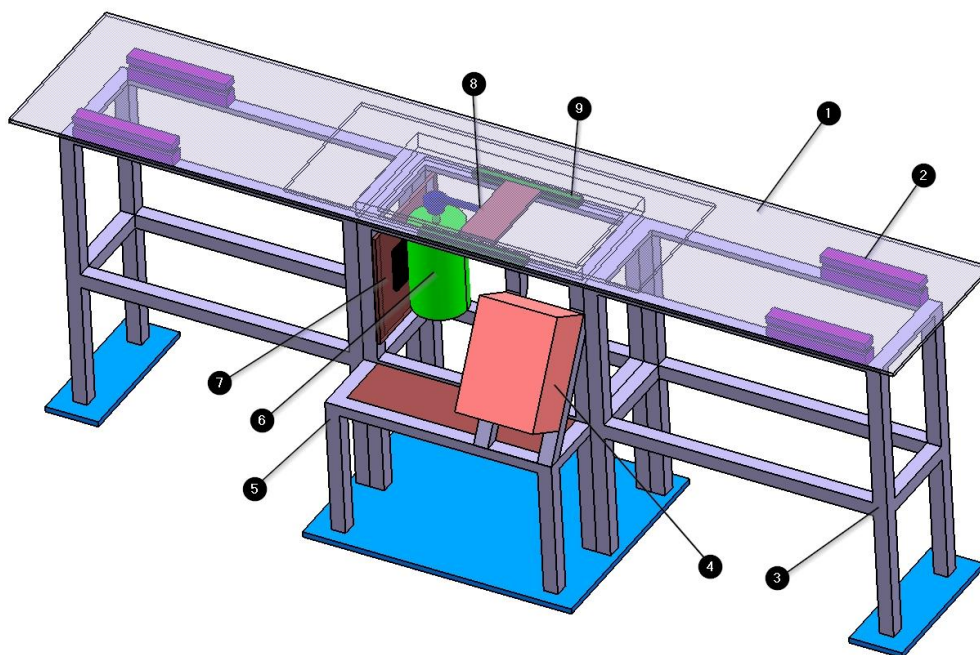


Figura 5.1 Stand experimental

Motorul electric (6), cei 2 rulmenți liniari (9) și cele 4 suporturi glisante formează sistemul de acționare. Cu ajutorul motorului electric (6) și al mecanismului cu manivelă (8), mișcarea de rotație este transformată într-o mișcare de translație. În timpul funcționării, placa de scuturare (1) execută o deplasare liniară reversibilă. Sistemul de control automat (4) comandă frecvența plăcii de scuturare (1) și turația motorului electric (6). Placa de scuturare (1) are dimensiunile 2500x500 mm și, împreună cu suporturile glisante (2), este montată pe șasiu (3).



Figura 5.2 Stand experimental pentru determinarea caracteristicilor dinamice
ale unei structuri rigide izolate cu penduluri de frecare

Acționarea mecanică a mesei vibrante - mișcarea este transmisă de la motorul electric la masa vibrantă prin intermediul unui scripete montat pe arborele motorului și a unei tije de legătură care leagă scripetele de masa vibrantă printr-un șurub T. Cele trei componente scripete, șurubul T și tija de legătură pun în mișcare placa mesei vibrante.

În figura 5.9 este prezentată schema electrică a standului experimental:

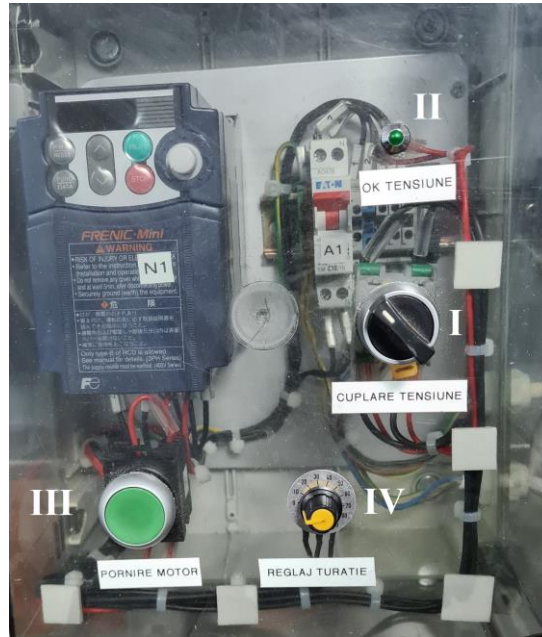


Figure 5.10 Vibrating table control box

Caseta de comandă a mesei vibrante este prezentată în figura 5.10 și conține următoarele elemente:

- I - întrerupătorul principal al funcției de pornire/oprire;
- II - LED verde care semnalizează conectarea la rețeaua electrică;
- III - butonul de pornire/oprire a motorului;
- IV - potențiomtru pentru reglarea vitezei motorului.

Vibrating table involves performing the following operation mode:

1. masa vibrantă este conectată la rețeaua de 220 V AC prin intermediul unei prize;
2. prin rotirea comutatorului I de la stânga la dreapta și aprinderea LED-ului verde II, sistemul este pornit;
3. prin apăsarea butonului III, motorul electric este alimentat cu tensiune;
4. de la potențiomtrul IV, printr-o rotație fină de la stânga la dreapta, se pornește treptat turația motorului de la 60 rpm la aproximativ 400 rpm;
5. pentru a opri angrenajul, potențiomtrul IV se aduce în poziția inițială 0;
6. se apasă butonul III, oprind alimentarea cu energie a motorului electric;
7. prin rotirea comutatorului I de la dreapta la stânga și stingerea LED-ului II, sistemul este deconectat de la sursa de alimentare;

Sistemul de izolare a bazei este amplasat pe placa de agitare și este compus din 2 tipuri de FP (cu suprafață de alunecare sferică și eliptică):

- 4 penduluri sferice de fricțiune (din oțel inoxidabil). Raza suprafeței de alunecare a PF-urilor este $R=810$ mm.



Figura 5.11 Pendul sferic de fricțiune cu raza $R=810$ mm.

- 4 penduluri eliptice de fricțiune (din oțel inoxidabil). Raza suprafeței de alunecare a PF-urilor este măsurată cu un radiometru digital de la o distanță de 5 la 5 mm, iar valorile sunt prezentate în tabelul 5.2.

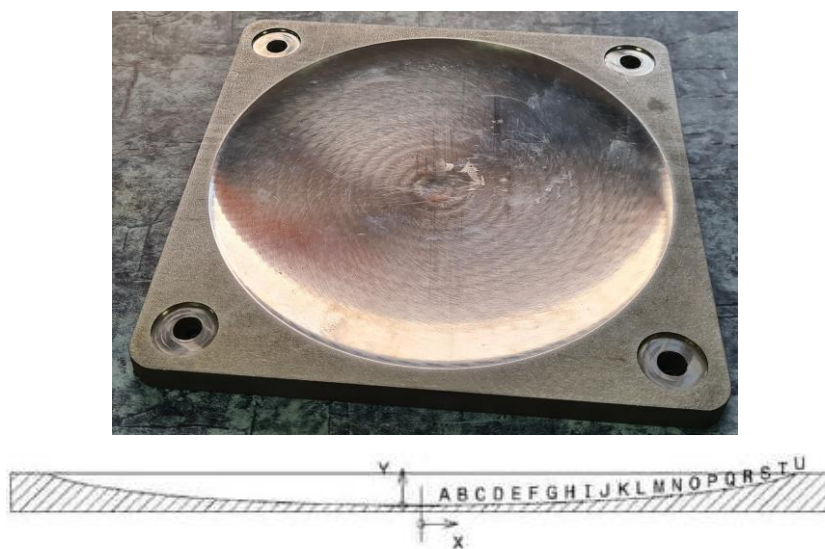


Figura 5.12 Pendul eliptic de fricțiune cu rază variabilă.

Tabelul 5.2 Raza măsurată a suprafeței de alunecare a FP eliptice

Reference	X [mm]	Y [mm]
A	5	0.01
B	10	0.05
C	15	0.10
D	20	0.20
E	25	0.30
F	30	0.45
G	35	0.60
H	40	0.8
I	45	1.00
J	50	1.30
K	55	1.60
L	60	1.90
M	65	2.30
N	70	2.70
O	75	3.15
P	80	3.70
Q	85	4.30
R	90	5.00
S	95	6.00
T	100	7
U	105	8.50

- 4 pivoți compuși dintr-un capac de bronz semisferic, sub care este fixat prin vulcanizare stratul elastomeric cu o grosime de 2,5 mm. Talpa destinată contactului prin frecare este realizată din polietilenă cu o grosime de 0,4 mm.



Figura 5.13 Pivotal care alunecă pe suprafețele PF-urilor.

Structura de testare, prezentată în figura 5.14, are dimensiunile 1200x400x200 mm și simulează o clădire cu 6 etaje. Structura este alcătuită dintr-un profil ușor găurit, realizat din tablă zincată cu secțiunea în formă de L de 20x20 mm, asamblat cu șuruburi. Masa sa poate fi modificată prin adăugarea de mase suplimentare de valoare cunoscută.



Figura 5.14 Structura testelor de laborator

Pentru măsurători a fost utilizat un accelerometru seismic PCB Piezotronics, model 393B05 prezentat în figura 5.15. Accelerometrul a fost plasat pe masa de scuturare și pe structură. Fișa tehnică a accelerometrului seismic este prezentată în documentul Figura 5.16.



Figura 5.15 Accelerometru seismic

Datele sunt preluate prin intermediul unui modul de achiziție NI 9234 cu patru canale, cuplat la un șasiu compact NI ENET-9163 cu transmisie de date Ethernet. În cele din urmă, acestea sunt descărcate și procesate în software-ul LabVIEW de pe un laptop.



Figura 5.17 Sistem de achiziție și prelucrare a datelor

5.2. Descrierea instrumentului virtual

Programul în care au fost procesate datele și au fost dezvoltate aplicațiile de intrare-ieșire este "LabVIEW" [97]. Programul utilizează limbajul de programare vizuală dezvoltat de compania "National Instruments".

O unealtă virtuală creată în mediul de programare LabVIEW constă dintr-un panou frontal, o diagramă bloc și un simbol grafic/conector. Panoul frontal este o interfață interactivă pentru a controla intrările și a observa ieșirile, care este practic interfața grafică cu utilizatorul. Acesta este afișat pe ecranul calculatorului și are același rol ca și panoul frontal al unui instrument fizic, conținând atât comenzi, cât și elemente de indicare și afișare.

Pentru achiziția de date a fost utilizat un instrument virtual capabil să achiziționeze semnalul, să prezinte evoluția acestuia în timp și frecvență și să îl salveze într-un fișier (figura 5.18). Legătura dintre instrumentul virtual și sistemul de achiziție fizică se realizează prin intermediul modulului "DAQ Assistant", care permite controlul numărului de eșantioane și al frecvențelor de eșantionare. Cu ajutorul DAQ, pot fi citite simultan mai multe canale de semnal, care sunt vizualizate în osciloscopul "WaveForm Graph".

Prin procesarea semnalului, cu ajutorul pictogramei "Spectral Measurements" (Măsurători spectrale), se calculează Transformada Fourier discretă (DFT), care este reprezentată în figura 5.20. În acest fel, este posibilă identificarea aproximativă a frecvențelor pentru semnalul achiziționat cu accelerometrul plasat pe cele două niveluri: sol (placa mobilă a mesei de scuturare) și structură. Datele se salvează cu ajutorul pictogramei "Write to Measurements" (Scrieți în măsurători).

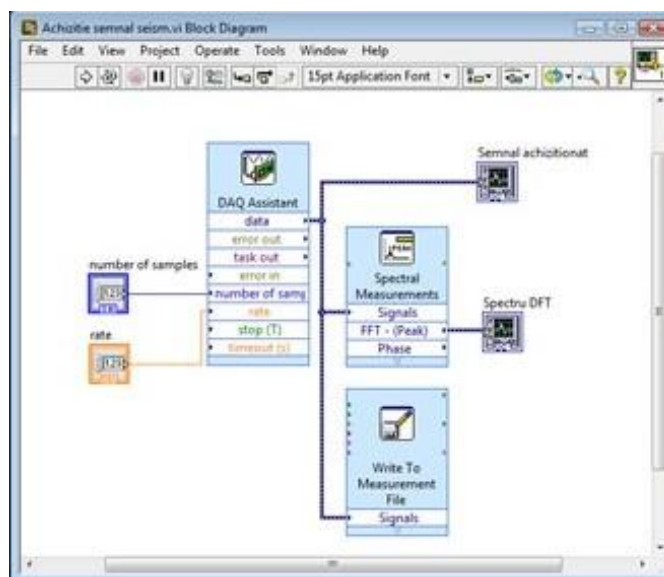


Figura 5.18 Panoul frontal pentru scrierea datelor

Un exemplu de semnal achiziționat este prezentat în figura 5.19.

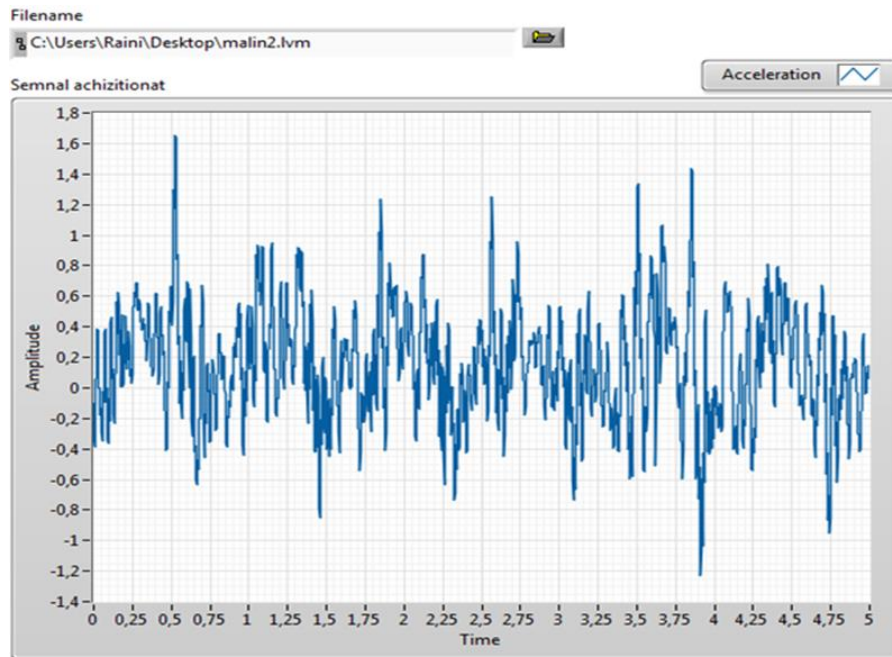


Figura 5.19 Semnalul achiziționat

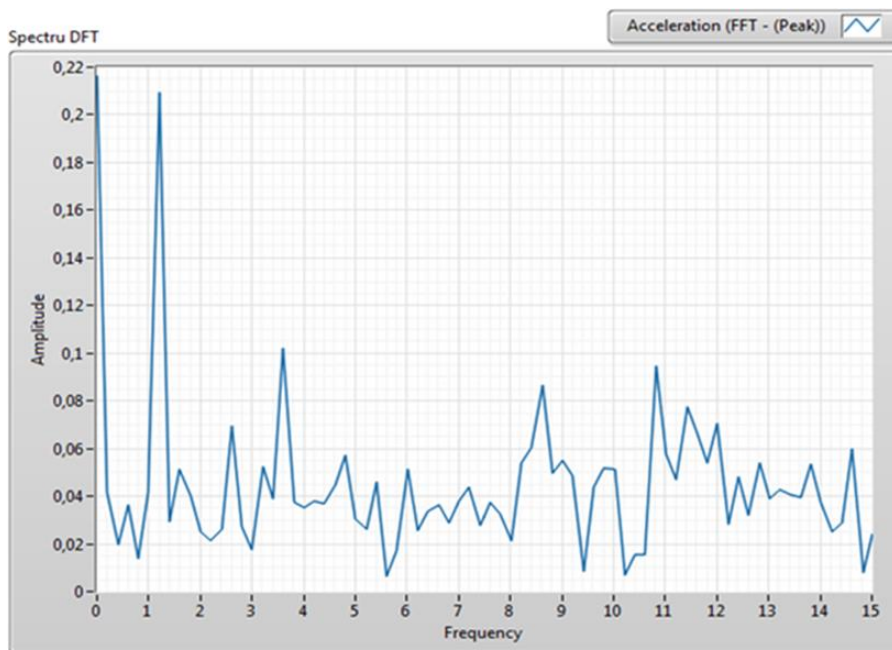


Figura 5.20 Spectrul DFT pentru semnalul achiziționat

Al doilea instrument virtual, reprezentat în figura 5.21 permite vizualizarea și analiza semnalelor stocate, fiind construit un panou frontal care poate citi ("Read from Measurements File") datele salvate. Este afișat același semnal ca cel prezentat în figura 5.19.

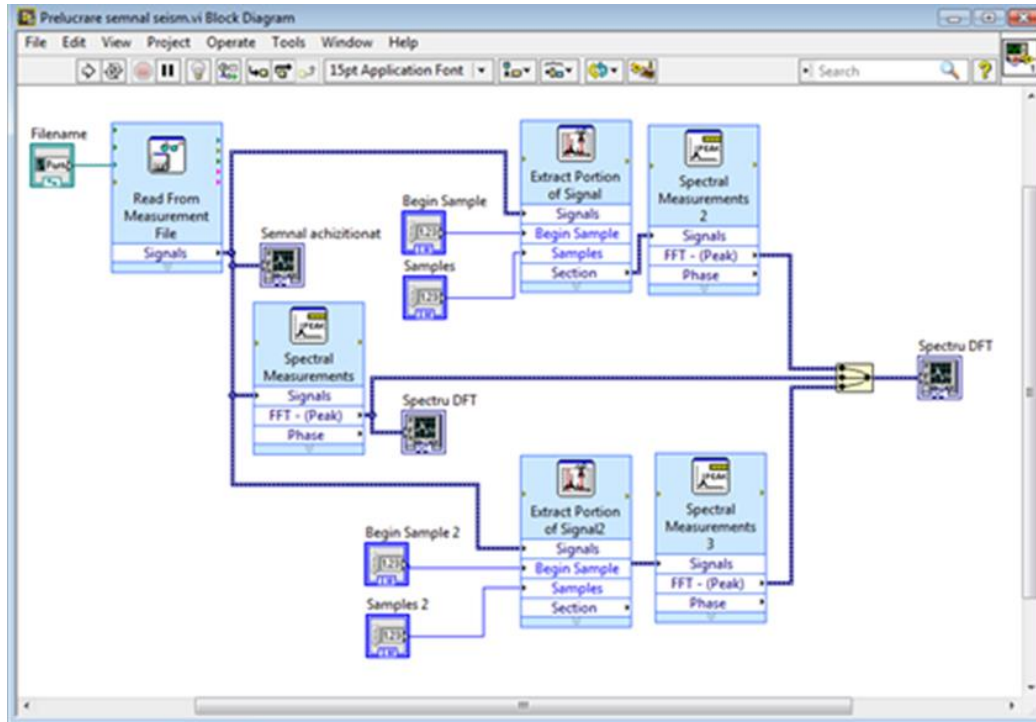


Figura 5.21 Panou frontal pentru vizualizarea și analiza semnalului

Cu acest instrument virtual, 3 DFT-uri se suprapun într-un singur grafic. O DFT este pentru întregul semnal achiziționat (25600 de eșantioane), iar celelalte 2 au un număr mai mic de eșantioane. Acest număr de eșantioane este ales după mai multe încercări, astfel încât să se obțină cea mai mare valoare a amplitudinii. Această metodă asigură obținerea frecvenței corecte care este plasată lângă cea mai mare amplitudine [99]. Acest lucru se explică prin faptul că frecvențele sunt afișate pe linii spectrale care depind de lungimea semnalului, distanța dintre două linii spectrale fiind inversul timpului:

$$\Delta f = \frac{1}{t} = \frac{r}{N} - 1 \quad (5.1)$$

unde Δf este rezoluția de frecvență, t – lungimea semnalului în domeniul timpului, N - numărul de eșantioane, r - rata de frecvență.

Prin modificarea numărului de eșantioane N , Δf este modificat până când linia spectrală este adusă la frecvența reală; aici se obține amplitudinea maximă a spectrului. Cele trei spectre sunt observate în figura 5.22.

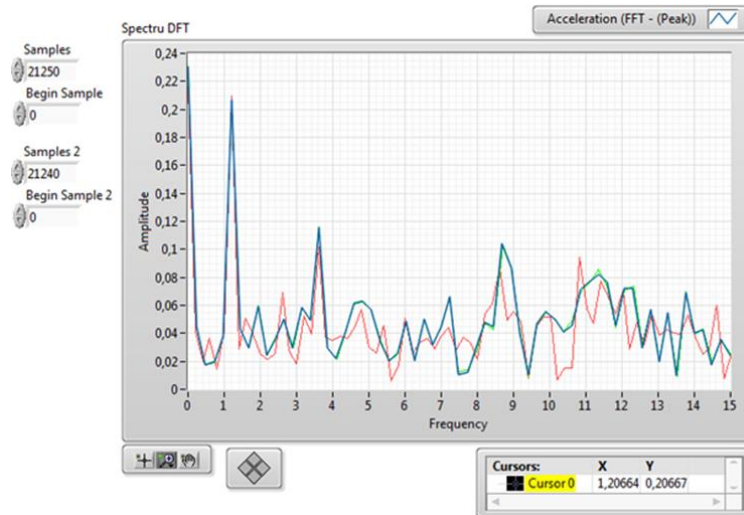


Figura 5.22 Spectrul DFT-urilor suprapuse pentru semnalul achiziționat

Un zoom asupra vârfului semnalului în intervalul de frecvență, marcat în figura 5.22, este reprezentat în figura 5.23. Frecvențele și amplitudinile au fost citite cu ajutorul cursorului cu linie gri din figura de mai jos.

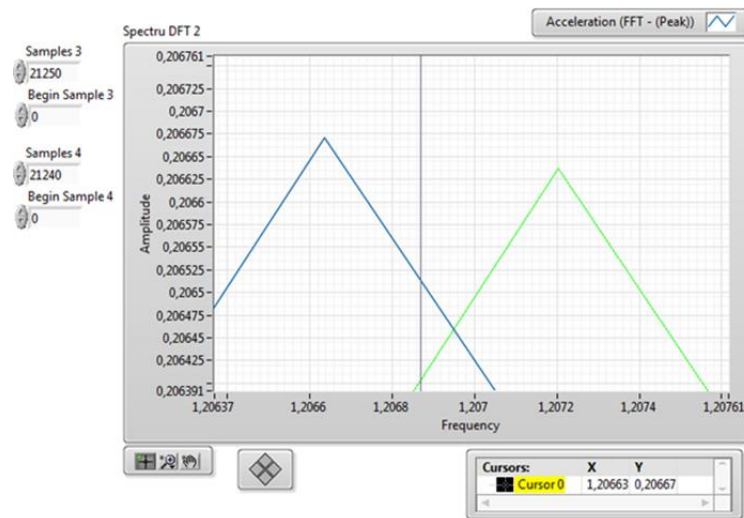


Figura 5.23 Zoom pe vârful semnalului

5.3. Results

Măsurătorile experimentale au fost efectuate pentru frecvența obținută prin reglarea potențiometrului între 1,55 - 5 Hz, care a fost citită de pe afișajul convertorului de frecvență. Dependența dintre reglajul potențiometrului și frecvență este determinată de 5 măsurători, valorile fiind prezentate în tabelul 5.3. Accelerometrul este plasat pe masa oscilantă, iar setările sistemului de achiziție sunt: frecvența de eșantionare 5120 Hz și numărul de eșantioane 25600, rezultând un timp de achiziție de 5 secunde.



*Researches regarding the behaviour of structures
isolated by friction pendulums*

Tabelul 5.3 Frecvența - corelarea afișajului electronic al panoului de bord

No.	Control panel frequency [Hz]	File name	DFT Amplitude [g]	Average Amplitude [g]	Measured frequency [Hz]	Average frequency Hz
1	1.55	calib 1.55_1.lvm	0.1595	0.154418	0.40026	0.40065
		calib 1.55_2.lvm	0.15483		0.4007	
		calib 1.55_3.lvm	0.15483		0.4007	
		calib 1.55_4.lvm	0.15531		0.40089	
		calib 1.55_5.lvm	0.14762		0.4007	
2	2.0	calib2_1.lvm	0.36788	0.367814	0.60515	0.603726
		calib2_2.lvm	0.36075		0.60515	
		calib2_3.lvm	0.37144		0.59803	
		calib2_4.lvm	0.37468		0.60515	
		calib2_5.lvm	0.36432		0.60515	
3	2.5	calib2.5_1.lvm	0.66455	0.674298	0.80392	0.80392
		calib2.5_2.lvm	0.6867		0.80392	
		calib2.5_3.lvm	0.68006		0.80392	
		calib2.5_4.lvm	0.66898		0.80392	
		calib2.5_5.lvm	0.6712		0.80392	
4	3.0	calib3_1.lvm	1.01297	0.9874	0.98006	0.99446
		calib3_2.lvm	1.00949		0.99806	
		calib3_3.lvm	1.00949		0.99806	
		calib3_4.lvm	0.92721		0.99806	
		calib3_5.lvm	0.97784		0.99806	
5	3.5	calib3.5_1.lvm	1.35582	1.357462	1.17031	1.168462
		calib3.5_2.lvm	1.36544		1.17006	
		calib3.5_3.lvm	1.35556		1.16084	
		calib3.5_4.lvm	1.35924		1.17055	
		calib3.5_5.lvm	1.35125		1.17055	
6	4.0	calib4_1.lvm	1.74236	1.738344	1.29204	1.292102
		calib4_2.lvm	1.72594		1.29165	
		calib4_3.lvm	1.73452		1.29192	
		calib4_4.lvm	1.73661		1.29155	
		calib4_5.lvm	1.75229		1.29335	
7	4.5	calib4.5_1.lvm	2.46013	2.556708	1.40503	1.40503
		calib4.5_2.lvm	2.43544		1.40503	
		calib4.5_3.lvm	2.64051		1.40503	
		calib4.5_4.lvm	2.62468		1.40503	
		calib4.5_5.lvm	2.62278		1.40503	
8	5.0	calib5_1.lvm	3.08544	3.09367	1.59803	1.59803
		calib5_2.lvm	3.09573		1.59803	
		calib5_3.lvm	3.10601		1.59803	
		calib5_4.lvm	3.09573		1.59803	
		calib5_5.lvm	3.08544		1.59803	

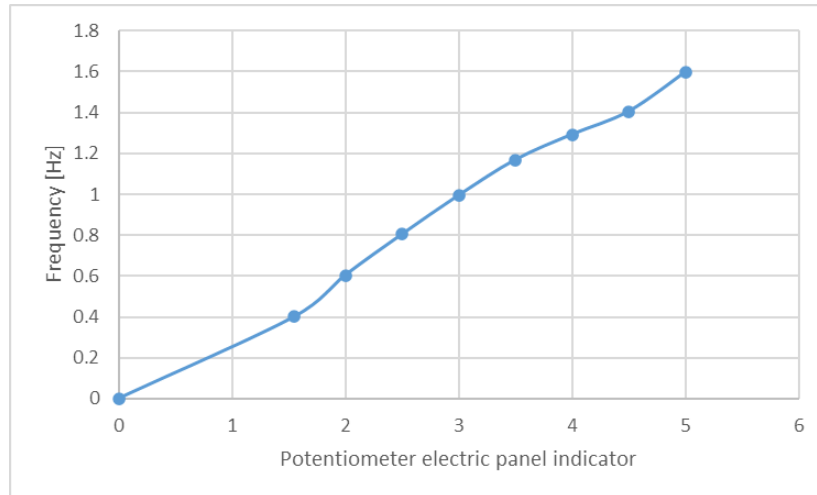


Figura 5.24 Evoluția frecvenței în funcție de viteza motorului

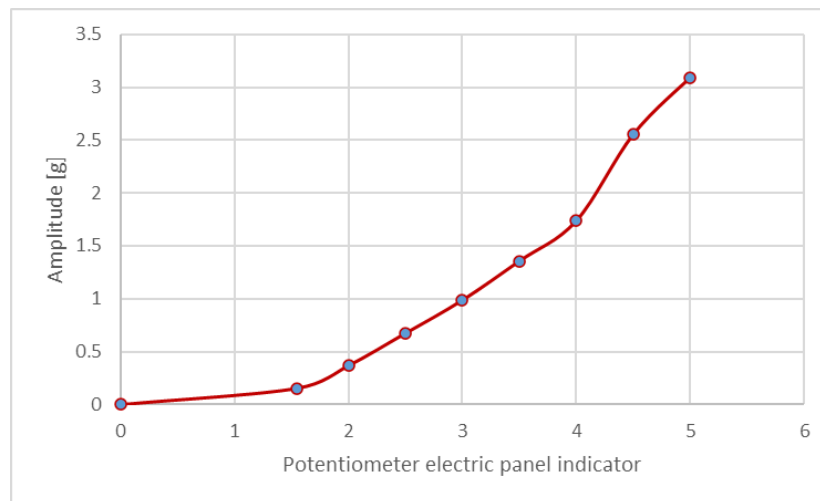


Figura 5.25 Evoluția amplitudinii în funcție de viteza motorului

Pe baza corelației dintre frecvențe și reglajul din panoul de control, accelerometrul a fost mutat în structura de la primul nivel și s-au făcut din nou măsurători. S-au păstrat setările de la măsurătorile anterioare: frecvența de eșantionare 5120 Hz și numărul de eșantioane 25600, ceea ce a dus la un timp de achiziție de 5 secunde. Măsurătorile au fost efectuate în aceleași condiții pentru cele 2 tipuri de penduluri de fricțiune.

O prezentare generală cu toate măsurătorile, pentru ambele tipuri de penduluri de fricțiune, este prezentată în tabelul 5.4 - tabelul 5.7. De asemenea, din rezultatele experimentale au fost reprezentate grafic frecvențele și amplitudinile în figura 5.26 - figura 5.31.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

Cazul 1 – Pendul sferic de frecare

Tabelul 5.4 Frecvență - pendul sferic de frecare

No.	Control panel frequency [Hz]	File name	Average exitacion frequency [Hz]	Structure measured frequency [Hz]	Structure average frequency [Hz]
1	1.55	calib 1.55_1.lvm	0.40065	0.40026	0.40065
		calib 1.55_2.lvm		0.4007	
		calib 1.55_3.lvm		0.4007	
		calib 1.55_4.lvm		0.40089	
		calib 1.55_5.lvm		0.4007	
2	2.0	calib2_1.lvm	0.603726	0.665665	0.6640986
		calib2_2.lvm		0.665665	
		calib2_3.lvm		0.657833	
		calib2_4.lvm		0.665665	
		calib2_5.lvm		0.665665	
3	2.5	calib2.5_1.lvm	0.80392	0.80392	0.80392
		calib2.5_2.lvm		0.80392	
		calib2.5_3.lvm		0.80392	
		calib2.5_4.lvm		0.80392	
		calib2.5_5.lvm		0.80392	
4	3.0	calib3_1.lvm	0.99446	0.8918546	0.9049586
		calib3_2.lvm		0.9082346	
		calib3_3.lvm		0.9082346	
		calib3_4.lvm		0.9082346	
		calib3_5.lvm		0.9082346	
5	3.5	calib3.5_1.lvm	1.168462	0.9947635	0.9931927
		calib3.5_2.lvm		0.994551	
		calib3.5_3.lvm		0.986714	
		calib3.5_4.lvm		0.9949675	
		calib3.5_5.lvm		0.9949675	
6	4.0	calib4_1.lvm	1.292102	1.0723932	1.07244466
		calib4_2.lvm		1.0720695	
		calib4_3.lvm		1.0722936	
		calib4_4.lvm		1.0719865	
		calib4_5.lvm		1.0734805	
7	4.5	calib4.5_1.lvm	1.40503	1.1521246	1.1521246
		calib4.5_2.lvm		1.1521246	
		calib4.5_3.lvm		1.1521246	
		calib4.5_4.lvm		1.1521246	
		calib4.5_5.lvm		1.1521246	
8	5.0	calib5_1.lvm	1.59803	1.2944043	1.2944043
		calib5_2.lvm		1.2944043	
		calib5_3.lvm		1.2944043	
		calib5_4.lvm		1.2944043	
		calib5_5.lvm		1.2944043	



*Researches regarding the behaviour of structures
isolated by friction pendulums*

Tabelul 5.5 Amplitudine - pendul sferic de frecare

No.	Control panel frequency [Hz]	File name	Average amplitude [g]	Structure measured amplitude [g]	Structure average amplitude [g]
1	1.55	calib 1.55_1.lvm	0.154418	0.1595	0.154418
		calib 1.55_2.lvm		0.15483	
		calib 1.55_3.lvm		0.15483	
		calib 1.55_4.lvm		0.15531	
		calib 1.55_5.lvm		0.14762	
2	2.0	calib2_1.lvm	0.367814	0.36788	0.367814
		calib2_2.lvm		0.36075	
		calib2_3.lvm		0.37144	
		calib2_4.lvm		0.37468	
		calib2_5.lvm		0.36432	
3	2.5	calib2.5_1.lvm	0.674298	0.731005	0.7417278
		calib2.5_2.lvm		0.75537	
		calib2.5_3.lvm		0.748066	
		calib2.5_4.lvm		0.735878	
		calib2.5_5.lvm		0.73832	
4	3.0	calib3_1.lvm	0.9874	0.9218027	0.898534
		calib3_2.lvm		0.9186359	
		calib3_3.lvm		0.9186359	
		calib3_4.lvm		0.8437611	
		calib3_5.lvm		0.8898344	
5	3.5	calib3.5_1.lvm	1.357462	1.152447	1.1538427
		calib3.5_2.lvm		1.160624	
		calib3.5_3.lvm		1.152226	
		calib3.5_4.lvm		1.155354	
		calib3.5_5.lvm		1.1485625	
6	4.0	calib4_1.lvm	1.738344	1.4461588	1.44282552
		calib4_2.lvm		1.4325302	
		calib4_3.lvm		1.4396516	
		calib4_4.lvm		1.4413863	
		calib4_5.lvm		1.4544007	
7	4.5	calib4.5_1.lvm	2.556708	1.7958949	1.86639684
		calib4.5_2.lvm		1.7778712	
		calib4.5_3.lvm		1.9275723	
		calib4.5_4.lvm		1.9160164	
		calib4.5_5.lvm		1.9146294	
8	5.0	calib5_1.lvm	3.09367	2.1906624	2.1965057
		calib5_2.lvm		2.1979683	
		calib5_3.lvm		2.2052671	
		calib5_4.lvm		2.1979683	
		calib5_5.lvm		2.1906624	



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

Cazul 2 – Pendul eliptic de frecare

Tabelul 5.6 Frecvență - pendul eliptic de frecare

No.	Control panel frequency [Hz]	File name	Average exitacion frequency [Hz]	Structure measured frequency [Hz]	Structure average frequency [Hz]
1	1.55	calib 1.55_1.lvm	0.40065	0.40026	0.40065
		calib 1.55_2.lvm		0.4007	
		calib 1.55_3.lvm		0.4007	
		calib 1.55_4.lvm		0.40089	
		calib 1.55_5.lvm		0.4007	
2	2.0	calib2_1.lvm	0.603726	0.60515	0.603726
		calib2_2.lvm		0.60515	
		calib2_3.lvm		0.59803	
		calib2_4.lvm		0.60515	
		calib2_5.lvm		0.60515	
3	2.5	calib2.5_1.lvm	0.80392	0.80392	0.80392
		calib2.5_2.lvm		0.80392	
		calib2.5_3.lvm		0.80392	
		calib2.5_4.lvm		0.80392	
		calib2.5_5.lvm		0.80392	
4	3.0	calib3_1.lvm	0.99446	0.8232504	0.8353464
		calib3_2.lvm		0.8383704	
		calib3_3.lvm		0.8383704	
		calib3_4.lvm		0.8383704	
		calib3_5.lvm		0.8383704	
5	3.5	calib3.5_1.lvm	1.168462	0.9128418	0.91140036
		calib3.5_2.lvm		0.9126468	
		calib3.5_3.lvm		0.9054552	
		calib3.5_4.lvm		0.913029	
		calib3.5_5.lvm		0.913029	
6	4.0	calib4_1.lvm	1.292102	0.9431892	0.94323446
		calib4_2.lvm		0.9429045	
		calib4_3.lvm		0.9431016	
		calib4_4.lvm		0.9428315	
		calib4_5.lvm		0.9441455	
7	4.5	calib4.5_1.lvm	1.40503	0.983521	0.983521
		calib4.5_2.lvm		0.983521	
		calib4.5_3.lvm		0.983521	
		calib4.5_4.lvm		0.983521	
		calib4.5_5.lvm		0.983521	
8	5.0	calib5_1.lvm	1.59803	1.0227392	1.0227392
		calib5_2.lvm		1.0227392	
		calib5_3.lvm		1.0227392	
		calib5_4.lvm		1.0227392	
		calib5_5.lvm		1.0227392	



*Researches regarding the behaviour of structures
isolated by friction pendulums*

Tabelul 5.7 Amplitudine - pendul eliptic de frecare

No.	Control panel frequency [Hz]	File name	Average amplitude [g]	Structure measured amplitude [g]	Structure average amplitude [g]
1	1.55	calib 1.55_1.lvm	0.154418	0.1595	0.154418
		calib 1.55_2.lvm		0.15483	
		calib 1.55_3.lvm		0.15483	
		calib 1.55_4.lvm		0.15531	
		calib 1.55_5.lvm		0.14762	
2	2.0	calib2_1.lvm	0.367814	0.36788	0.367814
		calib2_2.lvm		0.36075	
		calib2_3.lvm		0.37144	
		calib2_4.lvm		0.37468	
		calib2_5.lvm		0.36432	
3	2.5	calib2.5_1.lvm	0.674298	0.731005	0.7417278
		calib2.5_2.lvm		0.75537	
		calib2.5_3.lvm		0.748066	
		calib2.5_4.lvm		0.735878	
		calib2.5_5.lvm		0.73832	
4	3.0	calib3_1.lvm	0.9874	0.774314268	0.75476856
		calib3_2.lvm		0.771654156	
		calib3_3.lvm		0.771654156	
		calib3_4.lvm		0.708759324	
		calib3_5.lvm		0.747460896	
5	3.5	calib3.5_1.lvm	1.357462	0.89890866	0.899997306
		calib3.5_2.lvm		0.90528672	
		calib3.5_3.lvm		0.89873628	
		calib3.5_4.lvm		0.90117612	
		calib3.5_5.lvm		0.89587875	
6	4.0	calib4_1.lvm	1.738344	1.055695924	1.05326263
		calib4_2.lvm		1.045747046	
		calib4_3.lvm		1.050945668	
		calib4_4.lvm		1.052211999	
		calib4_5.lvm		1.061712511	
7	4.5	calib4.5_1.lvm	2.556708	1.185290634	1.231821914
		calib4.5_2.lvm		1.173394992	
		calib4.5_3.lvm		1.272197718	
		calib4.5_4.lvm		1.264570824	
		calib4.5_5.lvm		1.263655404	
8	5.0	calib5_1.lvm	3.09367	1.380117312	1.383798591
		calib5_2.lvm		1.384720029	
		calib5_3.lvm		1.389318273	
		calib5_4.lvm		1.384720029	
		calib5_5.lvm		1.380117312	

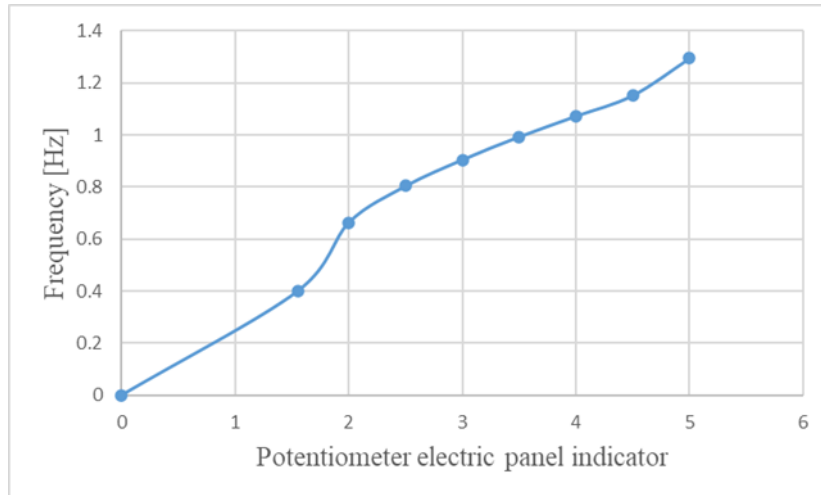


Figura 5.26 Frecvență - pendul sferic de frecare

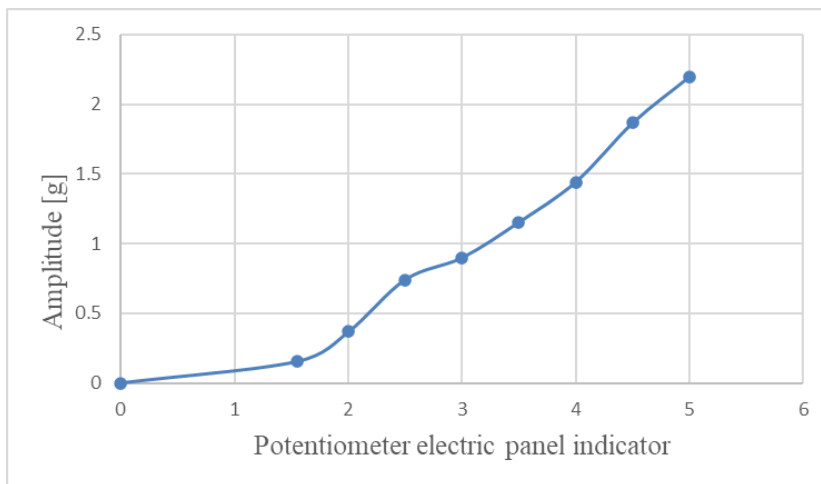


Figura 5.27 Amplitudine - pendul sferic de frecare

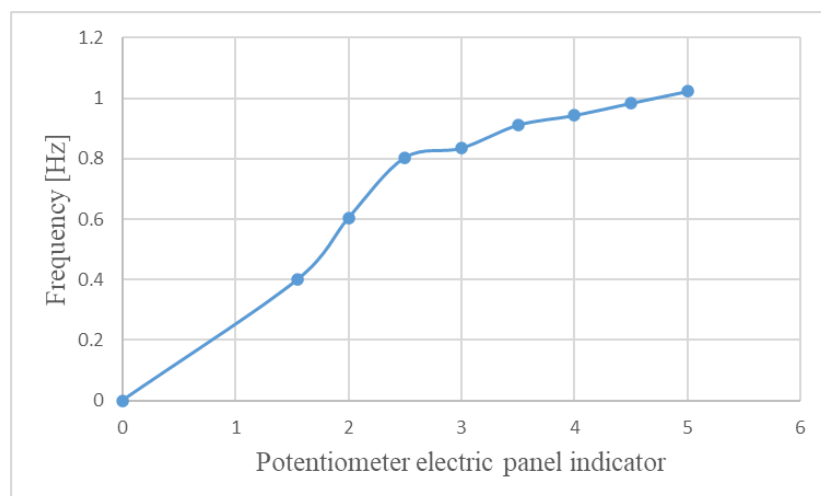


Figura 5.28 Frecvență - pendul eliptic de frecare

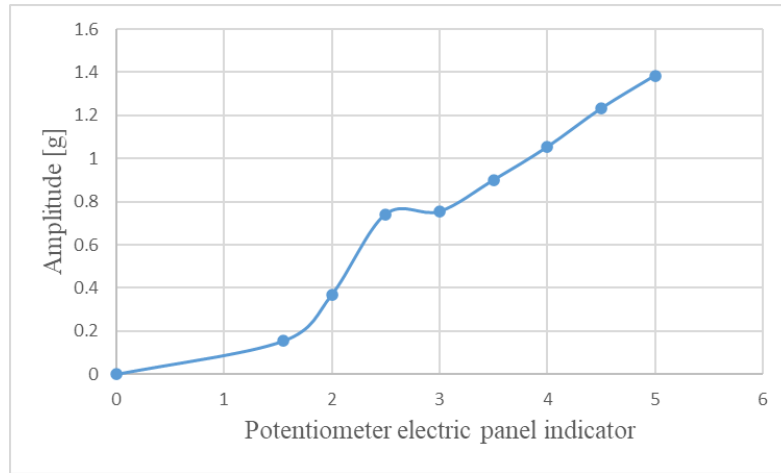


Figura 5.29 Amplitudine - pendul eliptic de frecare

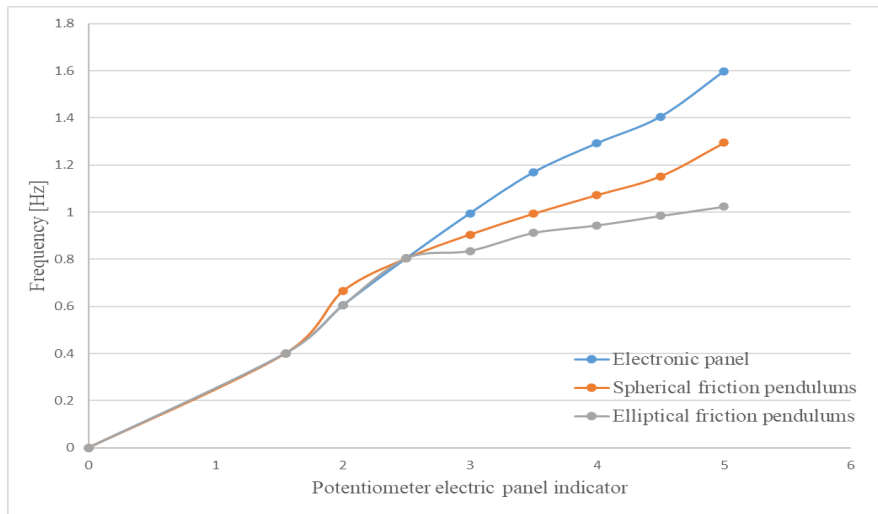
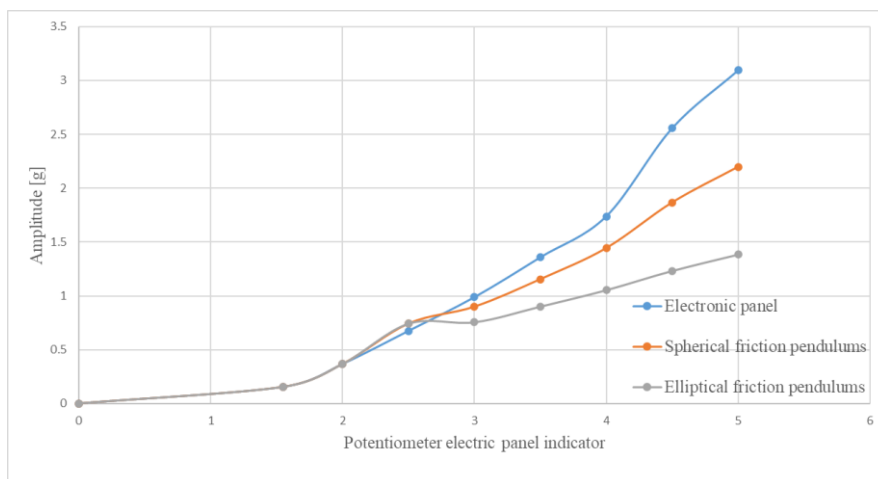


Figura 5.30 Comparație de frecvență între pendulul sferic și eliptic de frecare



6. Figura 5.31 Comparație de amplitudine între pendulele de frecare sferice și eliptice



5.4 Concluzii și contribuții

Testele au fost efectuate pe o structură foarte asemănătoare cu cea modelată și utilizată pentru simulări în SolidWorks. În cazul real, pentru a citi frecvențele, este necesară o postprocesare a semnalului pentru a găsi amplitudinea maximă obținută atunci când semnalul este scurtat în mod repetat. Această amplitudine se găsește pe linia spectrală care indică frecvența reală. Această operațiune a fost efectuată manual folosind 3 spectre DFT obținute pentru diferite lungimi de semnal.

S-a observat că pendulii de fricțiune cu raze mici au un efect redus asupra izolării structurii cu suprafață sferică sau eliptică. Acest lucru se explică prin faptul că, prin reducerea dimensiunii structurii, nu se poate aplica o reducere proporțională a razei pendulului de fricțiune. În cazul experimentului, a fost necesară o frecvență relativ mare a mesei de scuturare pentru a asigura alunecarea pivoților pe suprafața pendulului.

Desprinderea nu a fost realizată la frecvențe mici, deoarece coeficientul static de frecare nu asigură alunecarea. În cazul unor viteze mari, intră în acțiune coeficientul de frecare dinamic, care are valori mai mici decât cel static, permițând astfel alunecarea. O problemă a experimentului a fost alinierea pendurilor și a pivoților. Dacă nu erau perfect aliniate, mișcarea relativă dintre structură și pendul, respectiv placa mobilă a mesei oscilante avea loc la frecvențe mai mari ale mesei oscilante, deoarece era necesar să învingă forțe de rezistență mai mari. Prin urmare, în timpul experimentelor, pentru a asigura o bună izolare, este necesar ca sistemele cu suprafețe de alunecare și pivoți să fie perfect aliniate pentru a asigura mișcarea relativă între pendul și structură la forțe laterale reduse.



6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

6.1. Concluzii

Scopul principal al cercetărilor privind comportamentul structurilor izolate prin sisteme pendulare de fricțiune a fost acela de a afla modul în care diferiți parametri ai dispozitivelor de izolare (raze, coeficienți de fricțiune, rigiditatea arcului, etc.), respectiv frecvența excitației, influențează răspunsul structural.

Pentru această cercetare, a fost important să se cunoască semnalele digitale care descriu diferite mișcări seismice. Formatul digital a permis reanalizarea cutremurelor din trecut și utilizarea datelor digitale ca date de intrare pentru simularea dinamică realizată pentru structurile izolate la bază. A fost dezvoltat un algoritm pentru a extrage semnalele și valorile numerice dintr-o imagine cu ajutorul software-ului WebPlotDigitizer.

De asemenea, a fost dezvoltat un alt algoritm pentru a estima viteza și deplasarea semnalelor cutremurelor cu accelerație cunoscută. Algoritmul, denumit PySEMO, a fost implementat în limbajul de programare Python și a fost utilizat pentru a găsi evoluția vitezei și a deplasării pentru semnalele cutremurătoare achiziționate cu accelerometre.

A fost creată o aplicație în limbajul de programare Python care generează semnale digitale cu parametri cunoscuți (frecvență, amplitudine, fază, coeficient de amortizare, existența zgomotului). Aceste semnale digitale, deoarece au parametri cunoscuți, pot fi utilizate pentru a crea repere pentru teste și simulări dinamice.

Un model (cu bare de oțel și plăci de lemn) a fost proiectat în programul SolidWorks, utilizat pentru efectuarea simulărilor dinamice în modulul Motion al SolidWorks. Simulările dinamice cu SolidWorks au dat, de asemenea, puncte incorecte în cazul transformării din accelerații în deplasări rezolvate de rezolvator. Pentru a le elimina, a fost necesară compararea rezultatelor din SolidWorks cu cele obținute prin integrarea directă cu aplicația PySemo.

S-a constatat că se asigură o izolare eficientă dacă raza pendulului este mai mare de 600 mm în cazul excitării structurii cu o oscilație având frecvența de 1 Hz. De asemenea, s-a stabilit că frecvența structurii nu crește odată cu frecvența de excitație dacă aceasta din urmă depășește frecvența naturală a pendulului, dar în domeniul post-rezonanță, ea rămâne constantă luând valoarea frecvenței naturale a sistemului.

Rezultatele simulării arată că cea mai bună izolare este obținută dacă frecvența de excitație depășește de 1,5 ori frecvența naturală a pendulului de fricțiune. Frecvența naturală nu este influențată de greutatea structurii, iar coeficientul de frecare are, de asemenea, o influență



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

redușă, dar dacă acesta are valori mai mari, amplitudinea oscilației scade. Prin urmare, acești doi parametri au o influență redusă asupra comportamentului dinamic al structurii izolate. Pe de altă parte, raza pendulului are o influență semnificativă asupra acestui comportament, deoarece este parametrul care controlează frecvența proprie a pendulului.

S-a concluzionat că izolarea se poate realiza fie prin disiparea energiei prin asigurarea unui anumit coeficient de frecare semnificativ, fie prin permiterea unei deplasări relative mari între sol și structură și evitarea în acest fel a unei accelerații semnificative a structurii. Cei doi parametri constructivi, și anume coeficientul de frecare și raza pendulului, trebuie să fie adaptați cu atenție pentru a asigura o izolare eficientă.

A fost construit un sistem de pendul de fricțiune care diferă prin forma și dimensiunea suprafeței cilindrice de alunecare, respectiv prin coeficienții de fricțiune, pentru a afla cum răspunde structura. S-a constatat că frecvența structurii nu se modifică în funcție de raza FP, dar amplitudinea deplasării depinde puternic de acest parametru. Deoarece secțiunile circulară și eliptică ale FP oferă structurii frecvențe proprii diferite, rezonanța este obținută la alte raze. Acest lucru determină un domeniu de prerezonanță mai mare pentru FP eliptic, în timp ce post-rezonanța este obținută mai devreme de FP construit cu o suprafață de alunecare cilindrică circulară.

Este posibil să se controleze apariția rezonanței prin modificarea axei semiminori a elipsei, prin urmare, este posibilă proiectarea FP pentru a funcționa în pre sau postrezonanță în funcție de parametrii (frecvență și amplitudine) așteptați pentru excitația solului. Pentru ambele seturi de penduluri, s-a ajuns la concluzia că cea mai bună izolare a structurii se obține atunci când frecvența naturală a pendulului este de cel puțin 1,5 ori mai mică decât excitația la sol. O altă concluzie a fost aceea că coeficientul de frecare are aceeași influență asupra amplitudinilor răspunsului structurii dacă FP are aceeași frecvență naturală.

În cele din urmă, a fost proiectat un sistem de izolare cu o suprafață de alunecare plană reținută de arcuri și cu o contragreutate în partea superioară a structurii pentru a găsi cea mai bună soluție constructivă în ceea ce privește suprafața și masa. Pentru acest sistem, s-a constatat că cea mai bună izolare se obține dacă constanta de resort k , cu care este prinsă masa, este mai mare și dacă există două contacte de suprafață cu frecare. Cei doi parametri constructivi, și anume constanta elastică și coeficientul de frecare, trebuie să fie adaptați cu atenție pentru a obține o izolare eficientă.

Rezultatele obținute în urma simulărilor dinamice au fost confirmate de testele experimentale efectuate pe un model la scară mică în laborator.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

În toate cazurile, după ce la început se observă o amplitudine mai mare, aceasta scade și rămâne constantă într-un timp relativ scurt. Chiar dacă experimentele au fost realizate cu sisteme prelucrate cu precizie pentru a asigura cea mai bună izolare posibilă, acest obiectiv a putut fi obținut doar la frecvențe mai mari ale mesei vibrante.

S-a observat că pendulii de fricțiune cu raze mici au un efect redus asupra izolării structurii cu suprafață sferică sau eliptică. Acest lucru se explică prin faptul că prin reducerea dimensiunii structurii nu se poate aplica o reducere proporțională a razei pendulului de fricțiune.

Pentru a asigura o mai bună izolare la frecvențe joase, ar trebui aplicate raze foarte mari suprafeței de alunecare. Dacă este posibil într-o poziție de echilibru, când structura este centrată, această suprafață ar trebui să fie plană pentru o detașare ușoară la o forță cât mai mică.

6.2. Contribuții personale

Pe baza cercetărilor privind comportarea structurilor izolate prin pendul de fricțiune, pot fi reținute ca metode și concepte originale următoarele contribuții personale:

a) a fost proiectat un algoritm de extragere a semnalelor și valorilor numerice dintr-o imagine cu ajutorul programului software WebPlotDigitizer;

b) a fost dezvoltată o aplicație în limbajul de programare Python care generează semnale digitale cu parametri cunoscuți (frecvență, amplitudine, fază, coeficient de amortizare, existența zgomotului);

c) a fost dezvoltat un algoritm pentru a estima viteza și deplasarea semnalelor de cutremur cu accelerație cunoscută;

d) a fost dezvoltată aplicația Python Seismic Motion (PySEMO) pentru a realiza simulări rapide și a dovedi că funcționează pentru semnale cu una sau mai multe componente, în absența sau prezența amortizării și cu sau fără zgomot;

e) a fost implementat un model pentru structura izolată (cu bare de oțel și plăci de lemn) în softul SolidWorks, folosit pentru a realiza simulările dinamice în modulul Motion al SolidWorks;

f) a fost stabilită legătura dintre diferenții parametri ai dispozitivelor de izolare (raze variabile, coeficienți de frecare, frecvența excitației și rigiditatea arcurilor) și răspunsul structural;

g) a fost proiectat un sistem de pendul de fricțiune cu rază variabilă și a fost comparat din punct de vedere al performanțelor cu pendurile de fricțiune actuale (raze uniforme);



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

- h) dezvoltarea unui sistem de izolare cu o suprafață de alunecare plană reținută de arcuri și cu o contragreutate în partea superioară a structurii;
- i) validarea rezultatelor obținute în urma simulărilor dinamice prin teste experimentale efectuate pe un model la scară mică;
- j) diseminarea rezultatelor cercetării în publicații relevante pentru domeniul ingineriei seismice.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

BIBLIOGRAFIE

1. Aurel Stratan. *Dinamica Structurilor și Inginerie Seismică*. [v.2014]
2. "M 8.3 - Sea of Okhotsk". USGS. 2013-05-25. Retrieved 2013-05-25.
3. "M 4.2 - Vanuatu region". earthquake.usgs.gov. Retrieved 2018-01-22.
4. Chopra A. K., *Dynamics of structures theory and applications to earthquake engineering*, Ediția a 2-a, Prentice Hall, New Jersey, 2001.
5. Collier C.J., Elnashai A. S., A procedure for combining vertical and horizontal seismic action effects, *Journal of Earthquake Engineering*, pp. 521-539, 2001.
6. Girard A., Nicolas R., *Structural dynamics in industry*, Editura ISTE, Londra, 2010.
7. Hauser F., Răileanu V., Fielitz W., Dinu C., Landes M., Bălă A., Prodehl C., *Seismic crustal structure between the Transylvanian Basin and the Black Sea*, Editura Tectonophysics, România, 2007.
8. Ionescu C., *Inginerie seismică, Lucrări*, I.P. Iași, 1997.
9. Ionescu C., *Seisme, poduri și avarii*, I.P. Iași, 1995.
10. Ionescu C., *Stabilitatea și Dinamica construcțiilor*, Editura Societății Academice „Matei-Teiu Botez”, Iași, 2004.
11. "M 7.9 April 18, 1906 San Francisco Earthquake". earthquake.usgs.gov.
12. "Imperial Valley Earthquake". Southern California Earthquake Data Center. Retrieved July 30, 2010.
13. "Historic World Earthquakes". U.S. Geological Survey Earthquake Hazards Program. Archived from the original on November 8, 2010. Retrieved July 30, 2010.
14. Stover, C.W.; Coffman, J.L. (1993), *Seismicity of the United States, 1568–1989 (Revised)*, U.S. Geological Survey professional paper, 1527, United States Government Printing Office.
15. "Quake Zone Acts to Solve Water Crisis; Imperial Valley Rationed as Crews Start Repairs on Nine Canal Breaks", *Los Angeles Times*, May 21, 1940.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

16. Sieh, K. (1996). "The repetition of large-earthquake ruptures". Proceedings of the National Academy of Sciences. 93 (9): 3764–3771. Bibcode:1996PNAS...93.3764S. doi:10.1073/pnas.93.9.3764. PMC 39434.
17. Bolt, B.; Johnston, R. G.; Lefter, J.; Sozen, M. A. (1975), "The study of earthquake questions related to Veterans Administration hospital facilities", Bulletin of the Seismological Society of America, 65 (4): 937, 938, 943–945.
18. California Division of Highways (1975), "Highway damage in the San Fernando earthquake", San Fernando, California, earthquake of 9 February 1971, Bulletin 196, California Division of Mines and Geology, p. 369.
19. Pandea, Razvan-Adrian (4 March 2014). "March 4, 1977 Earthquake". Agerpres.
20. Emil-Sever Georgescu; Antonios Pomonis (October 2008). "The Romanian earthquake of March 4, 1977 revisited: new insights into its territorial, economic and social impacts and their bearing on the preparedness for the future" (PDF). Indian Institute of Technology, Kanpur.
21. Charles Scawthorn, "Earthquakes: A Historical Perspective," in Earthquake Engineering Handbook. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2002, ch. 2, pp. 22-88.
22. "Preliminary reconnaissance report of the 1995 Hyogoken-Nanbu earthquake," Architectural Institute of Japan, Tokyo, 1995.
23. <https://ngawest2.berkeley.edu> ,downloaded at October 30, 2019.
24. <https://www.strongmotioncenter.org> ,downloaded at October 30, 2019.
25. <http://www.kyoshin.bosai.go.jp> ,downloaded at October 30, 2019.
26. Kanamori H., Importance of historical seismograms for geophysical research, in: Historical Seismograms and earthquakes of the world, Ed. W.H.K. Lee, Meyers H. and Shimazaki K., Academic Press, 1988, pp. 16-33.
27. Michelini A., De Simoni B., Amato A., & Boschi E., Collecting, Digitizing and Distributing Historical Seismological Data, EOS TRANSACTIONS AGU, Vol.86, No.28, 2005.



*Researches regarding the behaviour of structures
isolated by friction pendulums*

28. Rohatgi A., WebPlotDigitizer, <https://automeris.io/WebPlotDigitizer> ,Version 4.2, April 2019, email: ankitrohatgi@hotmail.com, San Francisco, California, USA.
29. Robert K. Dueck, Digital Design with CPLD Applications and VHDL, Cengage Learning, 2nd edition, 2011.
30. John G. Proakis, Dimitris G. Manolakis, Digital Signal Processing, Pearson Prentice Hall, 2007.
31. Grahame Smillie, Analogue and Digital Communication Techniques, Newnes, 1999.
32. D. Nedelcu, T. C. Malin, G. R. Gillich, C. I. Barbinta and V. Iancu, Displacement and velocity estimation of the earthquake response signals measured with accelerometers, The 9th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering - ACME 2020, June 04-05, 2020, Iasi, Romania.
33. T. C. Malin, G. R. Gillich, D. Nedelcu, V. Iancu, Earthquake registrations database, Annals of the "Eftimie Murgu" University of Resita, No. 1, 2019.
34. T. C. Malin, G. R. Gillich, D. Nedelcu, V. Iancu, Digitization of earthquake signals stored as images, 43rd International Conference on mechanics of Solids, 2019.
35. Gillich G R, Gillich N, Chioncel C P, Czipl F 2008, Legal aspects concerning the evaluation of pollution effects due to vibrations in urban areas Journal of Environmental Protection and Ecology 9 (2) pp 465-473.
36. González-Martín A, Hernandez-Gomes G (2019), How engineers use integrals: the cases of Mechanics of Materials and Electromagnetism Proceedings of the 43rd Conference of the International group for the Psychology of Mathematics Education 2 pp 280-287.
37. Jones S R (2015) Areas, anti-derivatives, and adding up pieces: Definite integrals in pure mathematics and applied science contexts The Journal of Mathematical Behavior 38 pp 9-28.
38. Chioncel C, Chioncel P and Gillich N (2008), Scalar control structure of an asynchronous motor at maximum torque Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium pp 233-234.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

39. Minda A, Gillich G R, Budai A and Vasile O (2019), The study of vibration transmission using virtual instruments Romanian Journal of Acoustics and Vibration 15(2) pp 143-148.
40. Chioncel C, Babescu M, Chioncel P, Gillich N and Gillich G R (2007), Speed control method for asynchronous motor Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium pp 137-138.
41. Gillich G R, Frunzaverde D, Gillich N and Amariei D (2010), The use of virtual instruments in engineering education Procedia - Social and Behavioral Sciences 2(2) pp 3806-3810.
42. Nedelcu D., Iancu V., Gillich G.R., Bogdan S.L., Study on the effect of the friction coefficient on the response of structures isolated with friction pendulums, *Vibroengineering Procedia*, Vol. 19, 2018, pp. 6-11.
43. Gillich G R, Nedelcu D, Malin T C, Iancu V, Hamat C A and Gillich N (2019), The effect of the friction coefficient and the pendulum radius on the behavior of structures isolated with simple friction pendulums Romanian Journal of Acoustics and Vibration 15(2) pp 130-135.
44. Malin T C, Nedelcu D, Gillich G R, Petrica A and Padurean I (2019), Comparison of the performance of friction pendulums with uniform and variable radii *Vibroengineering Procedia* 23 pp 81-86.
45. Iancu V., Gillich G.R., Iavornic C.M., Gillich N., Some models of elastomeric seismic isolation devices, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 430, 2013, pp. 356-361.
46. Iancu V., Vasile O., Gillich G.R., Modelling and Characterization of Hybrid Rubber-Based Earthquake Isolation Systems, *Materiale Plastice*, 49(4), 2012, pp. 237-241.
47. Kelly M J 1993, *Earthquake-Resistant Design with Rubber* (London: Springer-Verlag).
48. Gillich G R, Samoilescu G, Berinde F, Chioncel C P 2007, Experimental determination of the rubber dynamic rigidity and elasticity module by time-frequency measurements *Materiale Plastice* 44 (1) pp 18-21.



*Researches regarding the behaviour of structures
isolated by friction pendulums*

49. <https://www.ngdc.noaa.gov/hazard/earthqk.shtml> ,last accessed 23.02.2020.
50. <https://earthquake.usgs.gov/earthquakes/search/> ,last accessed 23.02.2020.
51. Robinson W. H., *Seismic Isolation of Civil Buildings in New Zealand*, John Wiley & Sons Ltd., New Zealand, 2000.
52. Skinner R.I., Robinson W.H., McVerry G.H., *An Introduction to Seismic Isolation*, John Wiley & Sons Ltd., England, 1993.
53. Jules Touaillon, *Improvement in buildings*, Letters Patent No. 99,973, patented February 15, 1870.
54. Raufaste NJ (ed) (1992): *Earthquake Resistant Construction Using Base Isolation*. National Institute of Standards and Technology Special Publication, 832 (1), Washington, USA.
55. Jacob Bechtold, *Earthquake-proof building*, Letters Patent No. 845,046, patented February 26, 1907.
56. J. A. Calantarients, *Building construction to resist the action of earthquakes*, Letters Patent No. 932,443, patented August 31, 1909.
57. F. Naeim and J. M. Kelly, *Design of Seismic Isolated Structures from Theory to Practice*, John Wiley & Sons Inc., 1999.
58. Robinson, W., "Lead-rubber hysteretic bearings suitable for protecting structures during earthquakes.", *Seismic Isolation and Protective Systems* 2.1, 2011.
59. Victor Zayas, Stanley Low, S. M. (1987). "The FPS earthquake resisting system experimental report." Report No. UCB/EERC 87/01, University of California, Berkeley Earthquake Engineering Research Center.
60. Victor Zayas, S. L. (1990). "A simple pendulum technique for achieving seismic isolation." *Earthquake Spectra*.
61. Constantinou, M., Mokha, A., and Reinhorn, A. (1990). "Teflon bearings in base isolation II: Modeling." *Journal of Structural Engineering*, 116(2), 455-474.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

62. Mokha, A., Constantinou, M., and Reinhorn, A. (1990). "Teflon bearings in base isolation I: Testing." *Journal of Structural Engineering*, 116(2), 438-454.
63. Mokha, A., Constantinou, M., Reinhorn, A., and Zayas, V. A. (1991). "Experimental study of friction-pendulum isolation system." *Journal of Structural Engineering*, 117(4), 1201-1217.
64. Calvi, G., Ceresa, P., Casarotti, C., Bolognini, D., and Auricchio, F. (2004). "Effects of axial force variation in the seismic response of bridges isolated with friction pendulum systems." *Journal of Earthquake Engineering*, 8(spec01), 187-224.
65. Casarotti, C. and Pavese, A. (2014). "Statistical results of a wide experimental campaign on full scale curved surface sliders." *Proceedings of the 2nd ECEE&S, Istanbul*.
66. Calvi, P. M., Moratti, M., and Calvi, G. M. (2016). "Seismic isolation devices based on sliding between surfaces with variable friction coefficient." *Earthquake Spectra*, 32(4), 2291-2315.
67. Calvi, P. M. and Ruggiero, D. M. (2016). "Numerical modelling of variable friction sliding base isolators." *Bulletin of Earthquake Engineering*, 14(2), 549.
68. Gillich G.R., Amariei D., Iancu V., Jurcau C., Aspects behavior of bridges which use different vibration isolating systems, 10th WSEAS International Conference on Automation & Information (ICAI'09), Prague, March 23-25, 2009, pp. 140-145.
69. Wilde K., Garboni P., Fujino Y., Base isolation system with shape memory alloy device for elevated highway bridges, *Engineering Structures*, 22(3), 2000, pp. 222-229.
70. Taylor A., Lin A., Martin J., Performance of Elastomers in Isolation Bearings: A Literature Review, *Earthquake Spectra*, 8(2), 1992, pp. 279.
71. Kelly J.M., Konstantinidis D., *Mechanics of rubber bearings for seismic and vibration isolation*, Wiley, 2011.
72. Robinson W.H., Lead-rubber hysteretic bearings suitable for protecting structures during earthquakes, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 10(4), 1982, pp. 593-604.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

73. Gillich G.R., Bratu P., Frunzaverde D., Amariei D., Iancu V., Identifying mechanical characteristics of materials with non-linear behavior using statistical methods, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Computer Engineering and Applications, Harvard USA, 2010, pp. 96-103.
74. Constantinou M.C., Behavior of the double concave Friction Pendulum bearing, Earthquake engineering and Structural dynamics, 35(11), 2006, pp. 1403-1424.
75. Fenz D.M., Constantinou M.C., Spherical sliding isolation bearings with adaptive behavior: experimental verification, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 37(2), 2008, pp. 185-2015.
76. Minda A.A., Gillich G.R., Iavornic C.M., Minda P.F., Analytical and Finite Element Study for Friction Pendulum with Parameterized Sliding Surfaces, Proceedings of the World Congress on Engineering 2012, Vol. 3, WCE 2012, July 4 - 6, 2012, London, U.K.
77. Tanaka K., Hirasawa M., Ishiguro Y., Ohshima H., Nakamura Y. Base-Isolation System with Hybrid Lead Rubber Bearings. SMiRT- 12, paper K25/5, p. 381.
78. Lu L.-Y., Lee T.-Y., Juang S.-Y., Yeh S.-W. Polynomial friction pendulum isolators (PFPIs) for building floor isolation: An experimental and theoretical study, Engineering Structures, Vol. 56, 2013, p. 970–982.
79. Tsai C.S., Lin Y.C., Su H.C. Characterization and modeling of multiple friction pendulum isolation system with numerous sliding interfaces. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, Vol. 39, Issue 13, 2010, p. 1463 – 1491.
80. Cheng, F.Y., Jiang, H. and Lou, K., Smart Structures Innovative Systems for Seismic Response Control, Taylor & Francis Group, LLC, 2008, ISBN: 9781420008173.
81. Derham, C. J., Kelly, J. M. (1985), "Non-linear natural rubber bearings for seismic isolation", Nuclear Eng. Design, Vol. 84, No. 3, 417-428.
82. EN, 15129:2009, Anti-seismic devices; European Committee For Standardization, 2009.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

83. Cruciati, R.-I., Reducerea efectului acțiunii seismice asupra clădirilor prin metoda izolării - Teză de doctorat, UTCB, Facultatea Construcții Civile Industriale și Agricole, 2013.
84. Den Hatog, J. P. (1956), Mechanical vibration, 4th edition, McGraw-Hill, USA.
85. Westermo, B., Udawadia, F. (1983), "Periodic response of a building to harmonic excitations", Earthquake engineering and structural dynamics, 11, 135-146.
86. Mostaghel, N., Hejazi, M., Tanbakuchi, J. (1983), "Response of sliding structures to harmonic support motion", Earthquake engineering and structural dynamics, 11, 355-366.
87. Mostaghel, N., Tanbakuchi, J. (1983), "Response of sliding structures to earthquake support motion", Earthquake engineering and structural dynamics, 11, 729-748.
88. Mostaghel, N., Davis, T. (1997), "Representation of Coulomb friction for dynamic analysis", Earthquake engineering and structural dynamics, 26, 541-548.
89. Mostaghel, N., Khodaverdian, M. (1987), "Dynamic of resilient friction base isolator (RFBI)", Earthquake engineering and structural dynamics, 15, 379-390.
90. Mostaghel, N., Khodaverdian, M. (1988), "Seismic response of structures supported on RFBI system", Earthquake engineering and structural dynamics, 16, 839-854.
91. Su, L., Ahmadi, G., Tadjbakhsh, I. G. (1989), "A comparative study of performances of various base isolation systems", Earthquake engineering and structural dynamics, 18, 11-32.
92. Guiraud, R., Noelleroux, J.P., Livolant, M. and Michalopoulos, A.P. (1985) "Seismic Isolation Using Sliding-Elastomer Bearings." Nuclear Engineering and Design, 84, 363-377.
93. Ibrahim, R.A., Recent advances in nonlinear passive vibration isolators, Journal of Sound and Vibration, vol.314, no.3-5, 2008, p.371-452.
94. Hsiang-Chuan Tsai and Guan-Cheng Lin(1993), "Optimum Tuned Mass Damper for Minimizing Steady State Response of Support-Excited and Damped System", Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 22, pp 957-973, year 1993.



Researches regarding the behaviour of structures isolated by friction pendulums

95. Gillich N., Mituletu I.C., Gillich G.R., Chioncel C.P., Hatiegan C., Frequency and magnitude estimation in voltage unbalanced power systems. 10th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE), Bucharest, March 23-25, 2017, p. 1-4.
96. Malin T.C., Gillich G.R., Nedelcu D., Study on the behavior of the isolated structures with friction pendulums and a counterweight, AVMS 2021.
97. LabVIEW™ Joint Time-Frequency Analysis Toolkit Reference Manual.
98. Nedelcu, D., Gillich, G.R., Iancu, V., Mălin. C.T. Study on the effect of a simple friction pendulum radius on the response of isolated structures. ICMSAV 2018 & CO-MAT 2018 & Emech 2018, Brasov, Romania, 25-26 October 2018.
99. Gillich, Gilbert-Rainer, et al. "A versatile algorithm for estimating natural frequencies with high accuracy." *Vibroengineering Procedia*, vol. 57, 15 Sept. 2019