

OPTIMIZAREA EXPERIMENTALĂ A VIBROCONFORTULUI AUTOVEHICULELOR

Ciprian Tabacu

tabacu_ciprian@yahoo.com

Dan Lucian Câmpan

ludan840808@yahoo.com

Universitatea Politehnica București

Rezumat: Lucrarea prezintă câteva din rezultatele obținute prin cercetarea științifică doctorală proprie în domeniul modelării și optimizării suspensiei autovehiculelor în vederea ameliorării vibroconfortului.

Cuvinte cheie: modelarea confortului autovehiculelor, optimizarea experimentală

Abstract: This paper presents some of the results obtained by their own doctoral scientific research in the vibrational confort modeling.

Keywords: vehicles confort modeling, experimental optimization

1. Introducere

Conceptul de confort este subiectiv iar unele condiții oferite pasagerilor în timpul deplasării unui autovehicul, care par confortabile pentru anumite persoane pot să nu fie suficiente pentru alte persoane. Asigurarea confortului autovehiculelor în timpul deplasării pe căile de rulare presupune diminuarea disconfortului datorat unor factori perturbatori a stării fiziologice și psihice a șoferului și pasagerilor cum ar fi: vibrațiile mecanice, condițiile climatice ale incintei autovehiculului, zgomotele excesive, radiațiile solare etc. Principalele forme de confort analizate de literatura științifică, luate în considerație și de constructorii de automobile, sunt:

- confortul termic sau termoconfortul;
- confortul vibrațional sau vibroconfortul;
- confortul sonic sau acustic.

Această lucrare prezintă unele rezultate ale activității proprii de cercetare științifică doctorală privind stadiul actual al dezvoltării teoriei modelării pentru analiza și evaluarea vibroconfortului autovehiculelor precum și prezentarea unor contribuții proprii privind monitorizarea confortului prin utilizarea unor tehnologii moderne bazate pe rețele de senzori fără fir, cunoscute în literatura de specialitate sub denumirea de “wsn”(wierless sensor network).

Cercetările bibliografice întreprinse în domeniul cercetării științifice actuale pe plan mondial, în domeniul tehnicilor de ameliorare a vibroconfortului autovehiculelor sunt axate în principal pe atragerea în domeniul analizei și evaluării confortului a unor instrumente teoretice moderne de modelare și control automat de genul sistemelor inteligente bazate pe rețele neurale artificiale și rețele Petri de modelare. Acest tip de cercetări științifice, care sunt de natură teoretico-aplicativă și nu comportă cheltuieli majore sau dotări costisitoare, se desfășoară în special în universități.

Efervescenta activitate pe plan mondial de cercetare științifică în domeniul ameliorării vibroconfortului necesar pasagerilor vehiculelor este justificată de creșterea ponderii diverselor mijloace terestre de transport în activitatea umană în toate domeniile economico-sociale. În zilele noastre, călătoriile cu vehicule rutiere sau feroviare a devenit o parte integrantă a vieții oamenilor. În timpul călătoriei pasagerii din vehicule sunt expuși la vibrații din cauza stării de mișcare a vehiculului. Problema vibroconfortului autovehiculelor nu este chiar nouă. Această problemă s-a pus încă de la apariția autovehiculelor, care au fost dotate cu suspensii amortizoare de vibrații și roți cu anvelope pentru a asigura condiții confortabile șoferului și pasagerilor în timpul deplasării autovehiculului. Ulterior au fost ameliorate, în același scop, condițiile de drum, prin construirea căii de rulare asfaltate cu rugozități din ce în ce mai fine. Este însă cunoscut că disconfortul produs de vibrații se manifestă și la schimbarea direcției de mers cât și în timpul accelerației ori frânării. Diminuarea vibrațiilor părții suspendate a autovehiculului are scop dublu:

asigurarea vibroconfortului, dar și diminuarea uzurii construcției autovehiculului provocate de prezența vibrațiilor.

Din punctul de vedere al caracterizării formale a unui autovehicul confortul poate fi privit ca o funcție (1) definită pe mulțimea factorilor $x_i, i = 1, 2, \dots, n$ de disconfort menționați mai sus, care perturbă, direct ori indirect, starea fiziologică și psihică a ocupanților autovehiculului:

$$F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

Această funcție are o structură necunoscută care prezintă mai multe minime locale. Aceste minime corespund diverselor valori ale indicilor de confort introduși cu scopul clasificării unor autovehicule din punctul de vedere al gradului de confort asigurat de diverse autovehicule. Spre exemplu automobilele din clasa „lux” prezintă un grad de confort superior celor din clasa automobilelor „de preț mediu” etc. Dacă, spre exemplu, ne referim la dependența confortului numai de amplitudinea x_1 a vibrațiilor mecanice transmise corpului șoferului, putem vorbi de o funcție parțială de confort aferent șoferului $F_s(x_1)$ care este monoton descrescătoare și care probabil atinge o valoare minimă atunci când $x_1 = 0$, ca în figura 1. Reprezentarea formală a confortului printr-o funcție de mai multe variabile prezintă avantajul că această reprezentare facilitează parametrizarea modelului matematic care în acest caz poate fi exprimat sub forma polinomială care aproximează funcția:

$$F(x_0, x_1, x_2, \dots, x_n) \text{ în care: } x_0 = 1$$

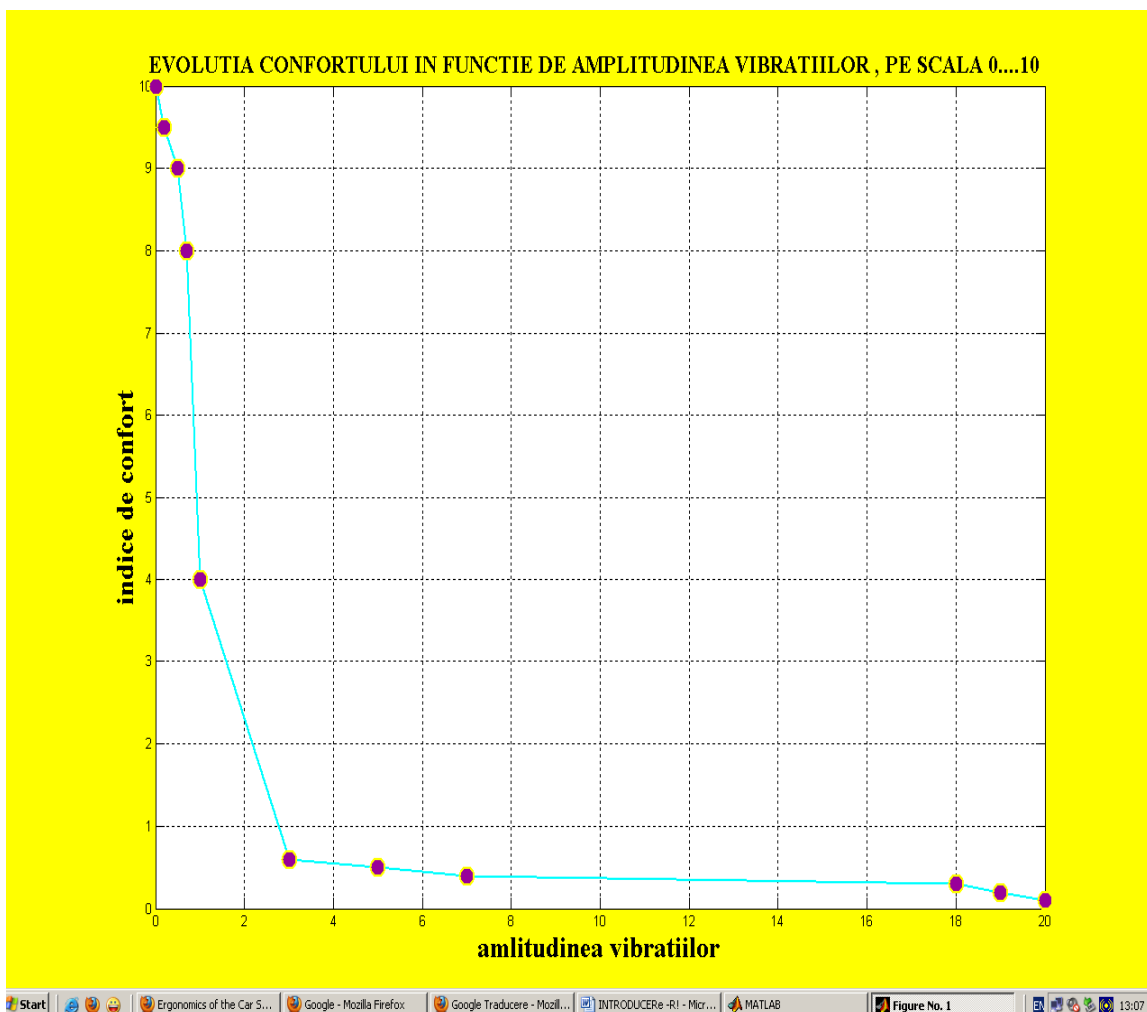


Figura 1. Evoluția probabilă a confortului raportat la șoferul vehiculului în funcție de amplitudinea vibrațiilor.

Reprezentarea polinomială liniară a unui asemenea model este de forma:

$$\hat{F} = \theta\varphi \quad (2)$$

în care: $\theta^T = [a_0 a_1 a_2 \dots a_n]$ este vectorul transpus al coeficienților (parametrilor) modelului, iar $\varphi = [1 x_1 x_2 \dots x_n]$ este vectorul transpus al factorilor de disconfort considerați. Așadar, polinomul de reprezentare polinomială liniară a modelului confortului este de forma:

$$\hat{F} = a_0 + a_1 x_1 + \dots + a_n x_n \quad (3)$$

în care \hat{F} este indicele de confort care poate lua, spre exemplu, valori între 1 și 10, având semnificația din tabelul 1:

Tabelul 1.1. Valori fuzzy ale confortului

Indice 1.....4	4...6	6 ...7	7...8	8...10
LIPSA CONFORT	CONFORT FF SLAB	CONFORT SLAB	CONFORT BUN	CONFORT FF BUN

Forma liniară a modelului (3) este obținută prin dezvoltarea în serie Taylor a funcției (1) în jurul unui punct nominal de funcționare a autovehiculului și reținerea numai a termenilor liniari ai dezvoltării. Dacă reținem și termeni neliniari (de exemplu pătratici) atunci rezultă un model neliniar de forma:

$$\hat{F} = a_0 + a_1 x_1 + \dots + a_n x_n + a_{11} x_1^2 + a_{12} x_1 x_2 + a_{22} x_2^2 + \dots \quad (4)$$

Pentru a ilustra până unde poate fi extinsă noțiunea de confort vom considera o nouă definiție a confortului parțial referitor la poziția trunchiului șoferului pe scaun, numită poziție ortostatică. S-a demonstrat că această poziție este o condiție indispensabilă pentru confort. Poziția corectă a spătarului, în contact cu spatele șoferului, este de asemenea importantă. Efectul forței centrifuge, care acționează asupra șoferului la schimbările de direcție este posibil de examinat și de luat în considerație în ipoteza de a oferi, în viitor, mașini cu scaune oscilând ortogonal față de direcția de mers a mașinii. Această idee o avansăm pentru ca prin studii experimentale să se verifice utilitatea reală a unui astfel de dispozitiv de deplasare a scaunului șoferului pentru ameliorarea confortului la conducerea în curbe a autovehiculului. Mai mult, au fost raportate cazuri în care în curbe, la anumite viteze șoferul a pierdut controlul autovehiculului. Aceasta ar impune proiectarea scaunului cu spătarul ținând cont de poziția ortostatică a conducătorului auto și, în același timp, menținând proprietățile sale de deținere a trunchiului în poziția care echilibrează forța centrifugă. Scaunul șoferului este plasat într-un spațiu limitat, care atunci când în mișcare apare forța centrifugă acesta provoca disconfort. După mai mult de un secol de la apariția automobilului, numărul de locuri ale ocupanților și configurația scaunelor sunt încă concepute conform aceluiași principii ergonomice fundamentale și, chiar dacă acestea sunt echipate cu mecanisme sofisticate și dotate cu cele mai rafinate acoperiri și umpluturi, banchetele sunt încă necorespunzătoare din punct de vedere al confortului, în sensul celor menționate mai sus. Înainte de a analiza subiectul, trebuie să convenim asupra a ceea ce vom înțelege prin confort, și trebuie să găsim o modalitate de a face acest concept măsurabil.

Două observații pot fi făcute, în concluzie. În primul rând, în timpul deplasării autovehiculului, forța de gravitație care acționează asupra poziției conducătorului auto funcționează continuu, în timp ce forța centrifugă acționează numai în perioade scurte de timp, numai atunci când mașina schimbă direcția. În concluzie, putem deduce că forța centrifugă este mai puțin importantă decât postura incorectă care determină disconfortul. Din acest motiv, în scopul obținerii unei stări de confort am putea concluziona că este convenabil să modificăm proiectul spătarului mașini pentru a se potrivi poziției corecte (ortostatică) a șoferului de-a lungul curbelor, cu scopul de a reduce efectele forței centrifuge. Probabil că numai unele cercetări experimentale pot oferi argumente dar

și soluții pentru ameliorarea confortului din acest punct de vedere. Acest exemplu a fost introdus pentru a sublinia că noțiunea de confort poate fi completată prin cercetări teoretice și experimentale a noi și noi factori producători de disconfort și care, în prezent, sunt ignorați.

2. Formularea problemei

Funcția principală a sistemului de suspensie al unui vehicul este de a oferi confort, prin intermediul izolării caroseriei vehiculului de la neregularitățile șoselei rutiere, și de a spori capacitatea de manevrare prin producerea unui contact drum-roată continuu. Problema vibroconfortului se pune numai în condițiile de mers, când rugozitățile drumului se transmit suspensiei care trebuie să filtreze aceste perturbații, pentru a se manifesta într-o formă ameliorată la nivelul părții suspendate a autovehiculului. Gradul de filtrare a acestor perturbații de către suspensie depinde de parametrii constructivi ai suspensiei autovehiculului. Determinarea valorilor acestor parametri, astfel încât vibroconfortul să fie optim, este o problemă de acordare a suspensiei. Deoarece automobilul în regim dinamic, are în realitate comportament de sistem dinamic nelinier cu parametri concentrați, testarea și ajustarea finală a parametrilor sistemului de amortizare se face experimental fie pe standuri speciale de încercări, fie în condiții reale de drum [3].

În prezenta lucrare ne-am inspirat din teoria sistemelor de reglare automată destinate menținerii unei mărimi fizice $y(t)$ la o valoare constantă dată, în condițiile acțiunii unei perturbații. Această teorie tratează problema acordării parametrilor regulatorului în conformitate cu minimizarea abaterii medii pătratice a mărimii de ieșire $y(t)$ de la o valoare prescrisă dată y_0 , în condițiile unei perturbații $u(t)$ date.

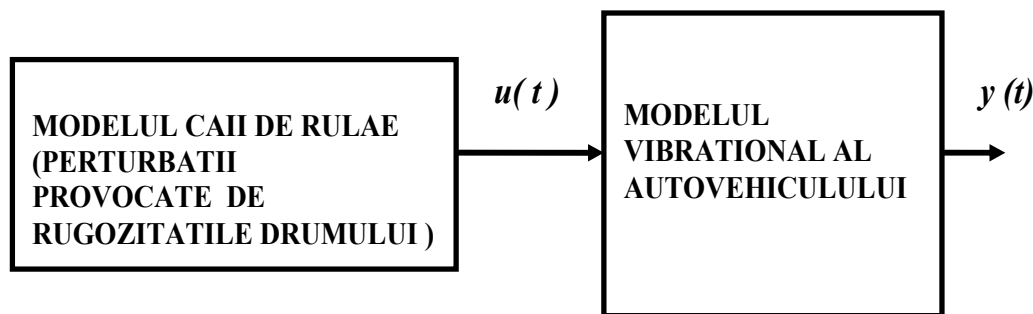


Figura 2. Schema bloc a sistemului dinamic drum-suspensie

În figura 2 este prezentată schema bloc a sistemului DRUM-AUTOVEHICUL în care $u(t)$ modelează perturbațiile produse de drum în timpul mersului, iar $y(t)$ exprimă oscilațiile pe verticală a masei suspendate a autovehiculului în timpul deplasării cu viteza V a autovehiculului. Proiectarea suspensiei are la bază modele matematice obținute considerând suspensia ca pe un sistem linier cu parametri concentrați. Aceste considerente fac ca modelele de calcul să descrie doar aproximativ comportarea reală a sistemului de suspensie al unui autovehicul, întrucât unele elemente componente ale suspensiei și caroseriei (arcuri, amortizoare, anvelope, punți etc.) au în realitate o comportare ușor neliniară, cu parametri distribuiți. Spre exemplu, masa caroseriei suspendate este considerată concentrată într-un punct în timp ce în realitate masa este distribuită la nivelul gabariturii autovehiculului. Aceasta face ca finisarea parametrilor suspensiei să se facă experimental pe standuri speciale (fig .3).

Metoda propusă în această lucrare se referă la organizarea corectării experimentale a parametrilor. În cazul cel mai simplu, în care sunt considerați doar doi parametri: rigiditatea k și coeficientul de amortizare c al unui sfert de mașină, atunci testarea se face modificând parametrii în jurul valorilor nominale c_0 și k_0 . Variațiile admisibile ale parametrilor fiind de cel mult 10% din valoarea nominală [4].



Figura 3. Stand de probă pentru testarea suspensiei de tip sfert de mașină (1/4M)

3. Descrierea metodei propuse

În cazul acordării experimentale unui sistem cu doi parametri de acordare (β_0, β_1), sunt modificate ca în rețeaua din figura 4 în care nodul central de coordonate β_{10}, β_{00} corespunde valorilor nominale ale parametrilor iar Δ_1, Δ_2 – sunt variații ale parametrilor în jurul valorilor lor nominale în timpul căutării regimului de confort optim în condițiile date de drum [1].

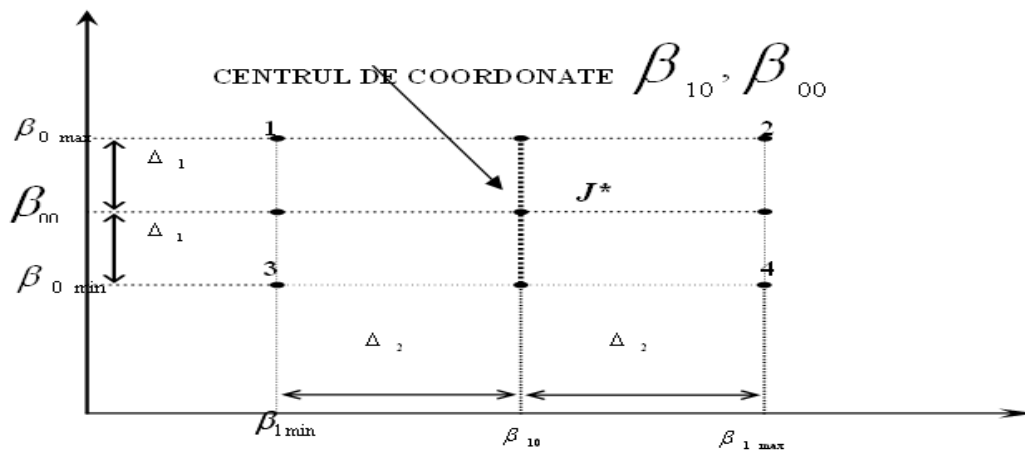


Figura 4. Variațiile parametrilor în procesul de acordare optimă

În cazul testării, la vibroconfort suspensia este supusă acțiunii unui tip dat de excitație mecanică $u(t)$ la comandă dată de calculatorul standului (fig.5). Această mărime simulează acțiunea drumului asupra autovehiculului în mișcare. Ea provoacă deplasări vibratorii $y(t)$ la nivelul masei suspendate a mașinii testate.

Pe parcursul testării calculatorul mai comandă modificarea parametrilor (β_0, β_1) ai suspensiei

vehiculului de pe stand și totodată înregistrează evoluția în timp a semnalului perturbator dat $u(t)$ și a răspunsului suspensiei (vibrațiile masei suspendate) $y(t)$ pe o perioadă impusă de timp T . Aceste înregistrări sunt utilizate pentru calculul abaterii medii pătratice a deplasării vibratorii $y[t(\beta_0, \beta_1)]$ de la o valoare constantă y_0 , în condițiile valorilor impuse parametrilor (β_0, β_1) de acordare a sistemului de suspensie pe un orizont de timp impus T .

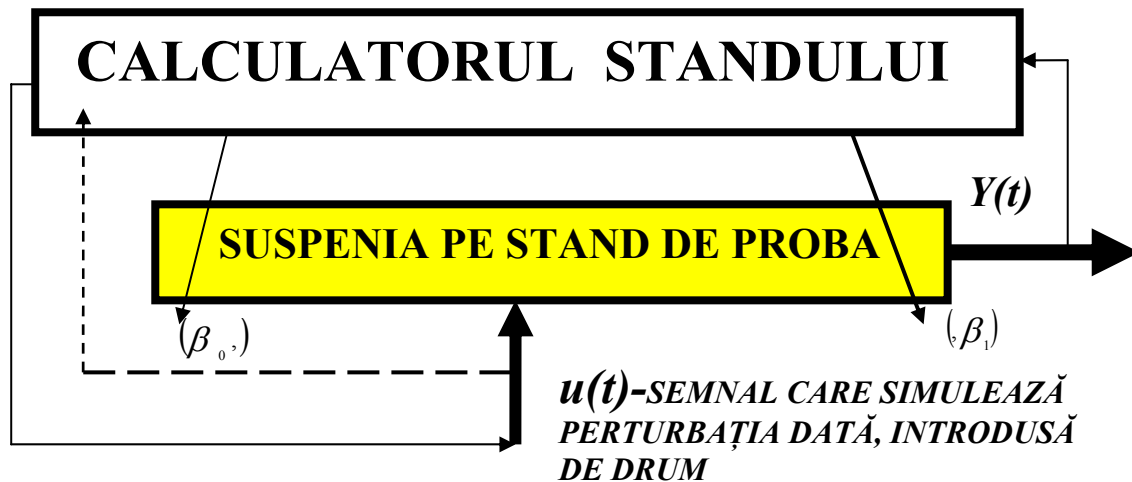


Figura 5. Conexiunile dintre calculatorul standului de probă și suspensia supusă testării pe stand

Abaterea medie pătratică (AMP) este o funcție care, pentru un semnal $u(t)$ dat, depinde doar de valorile parametrilor suspensiei:

PAS 1: se testează suspensia așa cum s-a arătat mai sus, pentru valori ale vectorului $\beta = [\beta_0, \beta_1]$ corespunzătoare celor 4 noduri din colțurile 1,2,3,4, ale rețelei did

PAS 2: se calculează valorile AMP pentru nodurile din colțurile rețelei J1, J2, J3, J4:

- DACĂ,

$$\bigcap J1 \bigcap J2 \bigcap J3 \bigcap J4 < J^*$$

- ATUNCI soluția problemei (6) este găsită, adică $J_{\min} = J^*$
- ALTFEL se execută,

PAS 3: se alege ca centru al experimentării valoarea cea mai mică din cele patru,

$$J^* = \min \{J1, J2, J3, J4\}$$

și se construiește o grilă (fig.3) în jurul noului centru, după care se reia execuția de la pasul 1.

Figura 6. Algoritmul căutării experimentale a minimului AMP

$$J(\beta_0, \beta_1) = \frac{1}{T} \int_0^T [y(t) - y_0]^2 dt \quad (5)$$

Căutarea vibroconfortului optim presupune rezolvarea următoarei probleme de optim:

$$\min_{\beta} J(\beta) = J_{\min} \quad (6)$$

în care $\beta = [\beta_0, \beta_1]$ este vectorul parametrilor suspensiei.

Pentru a rezolva această problemă pe cale experimentală se parcurg pașii de căutare aferenți algoritmului de căutare din figura 5 în care se consideră cunoscută valoarea inițială J^* în nodul din centrul rețelei din figura 3.

Pentru testarea în MATLAB a metodei propuse în cazul sfertului de mașină, 1/4 M, din figura 2, este simulat modelul 1/4M al sistemului dinamic *drum - suspensie*. Acest sistem are ca intrare perturbația $u(t)$ indusă de drum în sistem. Considerând un singur grad de libertate (pe verticală), sistemul are, ca mărime de ieșire, deplasarea $y(t)$ a masei suspendate. Acest sistem mecanic este format din: *arcul de suspensie* caracterizat prin coeficientul de rigiditate k ; *amortizorul* caracterizat prin coeficientul de frecare vâscoasă c ; masa suspendată m . În acest sistem acționează trei forțe :

- 1) **Forța de inerție** $F_1 = m \frac{d^2 y}{dt^2}$ a masei suspendate; 2) **Forța de frecare vâscoasă**, $F_2 = c \frac{dy}{dt}$, dezvoltată de amortizor; 3) **Forța elastică**, $F_3 = k(y - u)$, dezvoltată de arc.

Bilanțul acestor trei forțe determină următoarea ecuație diferențială de ordin doi care descrie comportarea dinamică sistemului drum-suspensie 1/4 M:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + k(y - u) = 0$$

sau

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = ku \tag{7}$$

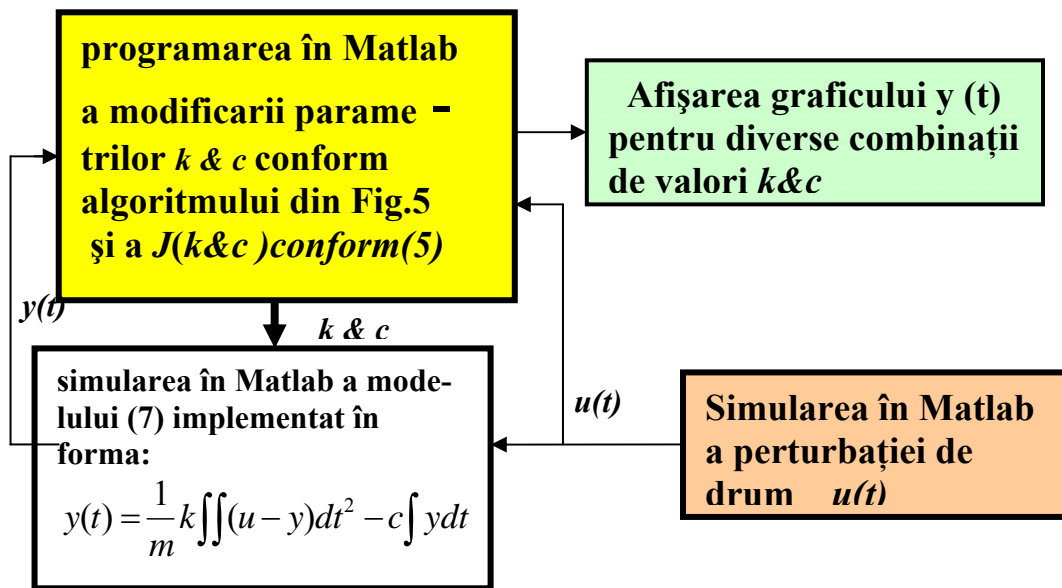


Figura 7. Schema bloc a testării metodei de optimizare propuse prin simulare în Matlab

Modelul (7) permite testarea prin simulare pe calculator a suspensiei și perturbației de drum aplicând algoritmul din figura 6. În figura 7 este prezentată schema bloc a programului Matlab pentru testarea prin simulare a metodei propuse.

4. Concluzii

Testarea experimentală a suspensiei autovehiculelor este justificată de faptul că în proiectarea autovehiculului se folosesc modele matematice aproximative care nu țin cont de caracterul

distribuit al masei suspendate (considerând masa suspendată concentrată în centrul de greutate al autovehiculului și de caracterul neliniar al caracteristicilor statice și dinamice a unor componente cum ar fi arcul, amortizorul, etc.

Metoda pentru optimizarea confortului vibrațional are ca justificare faptul că proiectarea suspensiei se bazează pe modele matematice aproximative în care nu sunt reflectate caracterul distribuit al masei suspendate și a altor particularități fizico-mecanice ale componentelor sistemului de suspensie.

Metoda propusă este inspirată din tehnicile de acordare optimă a parametrilor sistemelor de reglare automată și a fost adaptată pentru ajustarea unor parametri modificabili ai sistemului de suspensie al autovehiculelor. Funcția criteriu adoptată pentru optimizare este abaterea medie pătratică a semnalului de răspuns al poziției masei suspendate (de la o valoare constantă).

În ceea ce privește continuarea cercetării științifice doctorale pe aceasta temă, vom continua cercetarea științifică privind testarea experimentală a metodei pe un exemplu simulat de sistem de suspensie de tip sfert de mașină și în continuare validarea metodei prin testare pe un stand de probe sau în condiții reale de drum.

Contribuțiile principale proprii din aceasta lucrare sunt:

- 1) algoritimizarea optimizării experimentale a suspensiei autovehiculelor fie prin simulare fie pe standul de probe sau în condiții reale de drum;
- 2) introducerea indicatorului de performanță (5) pentru evaluarea comportării dinamice a suspensiei;
- 3) formularea problemei optimizării experimentale a comportării dinamice a suspensiei autovehiculelor și propunerea unei metode de rezolvare a acestei probleme.

BIBLIOGRAFIE

1. **NEAGOE, D.; BOLCU, D.; BARBU, GHE.:** Studiul stabilității și maniabilității autovehiculelor - Cercetări experimentale și teoretice, Editura Universitaria, Craiova, 2008.
2. **UDRIȘTE, D.:** Research, Applications and Optimizations for Automotive Door Latching Mechanisms PHD - Universitatea „Politehnica” București, 2005. Cond. științif.: Prof. univ. dr. ing. Eugen Mihai Negruș.
3. **TABACU, C.:** Modelarea matematică și simularea pe calculator a servomecanismelor mecanohidraulice, A XXXVIII-A Reuniune Tehnico-Științifică anuală Henri Coandă-Gogu Constantinescu, 38 ani, Ploiești, 11 dec 2009, Romania.
4. **TABACU, C., TABACU, C-TIN.:** Mathematical Model for the Hydraulically Driven Spatial Mechanisms, Scientific Buletin of Oil and Gas University of Ploiesti, Vol. LXI, No. 4/2009, Romania.
5. **HATCH, MICHAEL R.:** Simulation Using MATLAB, 2001 by Chapman & Hall/CRC, Boca Raton London New York Washington, D.C.
6. **DUKKIPATIS, RAO V.:** Solving Vibration Analysis Problems Using MATLAB, 2007, New Age International (P), New Delhi, SUA.