

DINAMIČKA SIMULACIJA VIBRACIONOG SISTEMA PRIGRADSKOG AUTOBUSA

Dorđe Diligenski, *Institut za nuklearne nauke Vinča, Centar za motore i vozila*
Miroslav Đemić, *Mašinski fakultet u Kragujevcu*

Sadržaj - Dinamička simulacija je obavljena na tri tipa prigradskih autobusa koji su različiti u koncepciji ugradnje pogonske grupe (motor-spojnic-a-menjač). Matematički prostorni model je opisan sa 22 generalisane koordinate. Pobuda vibracionog sistema je usvojena kao stohastička poliharmonijske funkcije. Program je projektovan tako da obezbedi univerzalnost primene za različite tipove vozila. U cilju verifikacije modela dinamičke simulacije izvršeno je poređenje dobijenih rezultata sa rezultatima eksperimentalnih istraživanja na realnim autobusima, za različite uslove eksploatacije.

1. UVOD

Na osnovu podataka dobijenih eksperimentalnim istraživanjima utvrđeno je da su vibracione karakteristike vozila i pojedinih elasto-prigušnih sistema (pneumatici, pneumatske opruge, amortizeri, poprečni stabilizatori, sedišta) nelinearne. To znači da se rezultujući efekti svih pobudnih uticaja ne mogu dobiti superpozicijom svih pojedinačnih, jednovremenih pobudnih dejstava.

U matematičkom smislu, ova činjenica usložnjava rešavanje diferencijalnih jednačina kretanja, s obzirom na to da je sada neophodno praćenje istovremenog dejstva svih poremećajnih faktora. Rešenja se dobijaju u približnom obliku, do njih se dolazi inkrementalnim putem, sa zadatom tačnošću računanja, i za to je neophodna primena računara.

2. OPIS MATEMATIČKOG MODELA

Da bi se na optimalan način analizirao određeni dinamički proces neophodno je objekt posmatranja aproksimirati adekvatnim matematičkim modelom koji će na zadovoljavajući način simulirati pojave koje su predmet analitičke pažnje.

U cilju definisanja modela potrebno je formulirati cilj ovog dela istraživanja, prema njemu odrediti frekventni domen koji će biti analiziran i potrebnu tačnost koja zavisi od mogućnosti računarske tehnike sa kojom se raspolaže.

S obzirom na to da je cilj ovog dela istraživanja da se modelira vozilo kao kompleksan vibracioni sistem, i to za uslove koji su bili prisutni u eksperimentalnoj fazi, većina polaznih pretpostavki za definisanje matematičkog modela upravo je preslikana iz realnih opisa konkretno ispitanih vozila. Ovo je učinjeno zato da bi se matematički model verifikovao kroz komparaciju sa rezultatima postignutim eksperimentalnim putem, i time dobilo na verodostojnosti proračuna za sve hipotetičke slučajeve vozila koji bi mogli da budu predmet interesovanja.

Predloženi model je u osnovi razvijen u [2, 3], i on je dovoljno univerzalan, sa stanovišta broja i karaktera ulaznih parametara, da sa može primeniti za simulaciju širokog dijapazona dinamičkih procesa koji se kod vozila pojavljuju.

U cilju postizanja što jednostavnije matematičke forme modela, odnosno da bi se proračun mogao izvršiti na personalnim računarima prosečnih mogućnosti i time obezbedila dostupnost širem krugu profesionalno zainteresovanih, neke aproksimacije su učinjene, uz nadu da neće značajno uticati na vrednost rezultata.

Pretpostavljeno je da je noseća struktura karoserije kruta, takođe mostovi i kompletna konfiguracija pogonske grupe. Podaci o pojedinim komponentama vozila, konkretnije elasto-prigušne karakteristike svih relevantnih sistema, uzeti su iz raspoložive dokumentacije proizvođača vozila. U slučajevima kada se do tih podataka nije moglo doći, primenjivani su opšte prihvaćeni metodi proračuna na bazi geometrijskih podataka i kvaliteta primenjenih materijala.

S obzirom da se radi o prostornom modelu vozila i pogonske grupe, usvojene su generalisane koordinate koje u svakom trenutku potpuno opisuju tok vibracionih kretanja koja su interesantna za praćenje:

- $q(1)$ - horizontalno pomeranje težišta karoserije u pravcu x ,
- $q(2)$ - horizontalno pomeranje težišta karoserije u pravcu y ,
- $q(3)$ - vertikalno pomeranje težišta karoserije u pravcu z ,
- $q(4)$ - rotacija težišta karoserije oko x -ose (valjanje),
- $q(5)$ - rotacija težišta karoserije oko y -ose (galopiranje),
- $q(6)$ - rotacija težišta karoserije oko z -ose (vijuganje),
- $q(7)$ - vertikalno kretanje prednjeg mosta,
- $q(8)$ - rotacija prednjeg mosta oko x -ose,
- $q(9)$ - vertikalno kretanje zadnjeg mosta,
- $q(10)$ - rotacija zadnjeg mosta oko x -ose,
- $q(11)$ - pomeranje težišta pogonske grupe u pravcu x -ose,
- $q(12)$ - pomeranje težišta pogonske grupe u pravcu y -ose,
- $q(13)$ - pomeranje težišta pogonske grupe u pravcu z -ose,
- $q(14)$ - rotacija težišta pogonske grupe oko x -ose (valjanje),
- $q(15)$ - rotacija težišta pogonske grupe oko y -ose (galopiranje),
- $q(16)$ - rotacija težišta pogonske grupe oko z -ose (vijuganje),
- $q(17)$ - vertikalno pomeranje sedišta putnika br. 1,
- $q(18)$ - bočno pomeranje sedišta putnika br. 1,
- $q(19)$ - vertikalno pomeranje sedišta putnika br. 2,
- $q(20)$ - bočno pomeranje sedišta putnika br. 2,
- $q(21)$ - vertikalno pomeranje sedišta putnika br. 3,
- $q(22)$ - bočno pomeranje sedišta putnika br. 3,

Diferenciranjem ovih generalisanih koordinata po vremenu dobiće se odgovarajuće generalisane brzine.

Da bi se opisalo kretanje vozila uveden je globalni (nepokretni) koordinatni sistem O_{xyz} , kao i pokretni koordinatni sistem $Cq(1)q(2)q(3)$, koji prolazi kroz težište elastično oslonjenih masa i poklapa se sa glavnim osama inercije (sl. 1). Pokretni koordinatni sistem se kreće zajedno sa vozilom tako da se koordinatni počeci u toku kretanja uvek nalaze u ravni paralelnoj ravni O_{xy} .

Položaj svake tačke na vozilu definisan je matricnom jednačinom u odnosu na koordinatni sistem:

- a) pokretni

$$r = r_c + Ar^*, i \quad \dots(1)$$

b) nepokretni
 $\rho = \rho_c + Ar;$... (2)

gde su:

$$\rho = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}, \quad \rho_0 = \begin{bmatrix} s \\ 0 \\ h_c \end{bmatrix}, \quad r_0 = \begin{bmatrix} q(1)_c \\ q(2)_c \\ q(3)_c \end{bmatrix},$$

$$r = \begin{bmatrix} q(1) \\ q(2) \\ q(3) \end{bmatrix}, \quad r^* = \begin{bmatrix} q(1)^* \\ q(2)^* \\ q(3)^* \end{bmatrix}, \quad \dots(3)$$

h_c – visina težišta a “s”- pređeni put;

A - matrica kosinusa pravaca za elemente karoserije

Položaj bilo koje tačke na pogonskoj grupi u definisan je vektorom položaja:

$$r_M = r_{cM} + A_M r_M^*, \quad \dots(4)$$

gde su:

r_{cM} - vektor položaja težišta pogonske grupe u odnosu na težište karoserije,
 A_M - matrica kosinusa pravaca pogonske grupe [2].

Imajući u vidu da se radi o malim vibracijama oko ravnotežnog položaja karoserije odnosno pogonske grupe, moguće je izvršiti linearizaciju matrice kosinusa pravaca A i A_M . Za mala ugaona pomeranja u odnosu na pokretni koordinatni sistem može se bez velike greške zaokružiti $\sin q(i) \approx q(i)$ i $\cos q(i) \approx 1$. Takođe, zanemareni su i višestruki proizvodi sinisa malih uglova.

Prema tome, linearizovani oblici ovih matrica dobijaju sledeći izgled [2]:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & q(6) & -q(5) \\ -q(6) & 1 & q(4) \\ q(5) & -q(4) & 1 \end{bmatrix}, i \quad \dots(5)$$

$$A_M = \begin{bmatrix} 1 & q(16) & -q(15) \\ -q(16) & 1 & q(14) \\ q(15) & -q(14) & 1 \end{bmatrix}. \quad \dots(6)$$

3. PUTNA POBUDA

Putna pobuda je stohastička funkcija koja definiše neravnine puta u vertikalnim ravnima kretanja točkova i definisana je uz sledeća ograničenja i uprošćenja:

- trajektorija kretanja vozila je pravolinijska i horizontalna;
- nije uzeta u obzir neuravnoteženost točkova;
- neuniformnost pneumatika je zanemarena;
- ekscentričnost točkova zanemarena.

Pretpostavljena je funkcija neravnina puta u obliku poliharmonijske funkcije, prema [16], za prednje točkove:

$$q_{01,02}(t) = \sum_1^M A(f) \cdot \sin[2\pi ft + \Theta(f)] \quad \dots(7)$$

gde su: $A(f)$ – spektar amplituda mikroneravnina puta,

f – frekvencija,

t – vreme,

M – broj harmonika, i

$\Theta(f)$ - fazni ugao koji je zavistan od frekvencije.

Fazni ugao je usvojen u sledećem obliku:

$$\Theta(f) = 2\pi(RND - 0.5), \quad \dots(8)$$

gde su: RND – slučajni brojevi koji se nalaze u intervalu $\{0,1\}$.

Amplituda funkcije pobude zavisna je od brzine;

$$A(f_p) = \frac{A_0 + \frac{B_0}{f_p}}{V}, \quad \dots(9)$$

gde su: A_0 i B_0 - koeficijenti koji zavise od vrste kolovoza,

f_p - redcipročna vrednost talasne dužine ($f_p = \frac{1}{\lambda}$), i

V - brzina kretanja vozila.

Za zadnje točkove funkcija pobude glasi:

$$q_{03,4}(t) = q_{01,2}(t - \frac{L}{V}), \quad \dots(10)$$

gde je L - međuosovinsko rastojanje.

4. KINETIČKA ENERGIJA SISTEMA

Kinetička energija sistema se sastoji od sume kinetičkih energija mostova, karoserije, pogonske grupe i putnika. Kinetička energija rotacionih masa, koja se često zanemaruje, ovde će biti uključena preko koeficijenta uticaja rotacionih masa λ [2, 3]:

$$E_k = \frac{\lambda}{2}(m_1 + m_2 + m + m_M + 3m_p) \cdot \dot{q}(1)^2 + \frac{1}{2}(m + m_1 + m_2 + m + m_M + 3m_p) \cdot \dot{q}(2)^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}(m + m_M + 3m_p) \cdot \dot{q}(3)^2 + \frac{1}{2}I_4 \cdot \dot{q}(4)^2 + \frac{1}{2}I_5 \cdot \dot{q}(5)^2 + \frac{1}{2}(I_6 + I_{6,1} + I_{6,2} + m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2 +$$

$$+ m_M \cdot x_M + m_p \cdot x_{p1} + m_p \cdot x_{p2} + m_p \cdot x_{p3}) \cdot \dot{q}(6)^2 + \frac{1}{2}m_1 \cdot \dot{q}(7)^2 + \frac{1}{2}I_8 \cdot \dot{q}(8)^2 + \frac{1}{2}m_2 \cdot \dot{q}(9)^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}I_{10} \cdot \dot{q}(10)^2 + \frac{1}{2}m_M \cdot \dot{q}(11)^2 + \frac{1}{2}m_M \cdot \dot{q}(12)^2 + \frac{1}{2}m_M \cdot \dot{q}(13)^2 + \frac{1}{2}I_{14} \cdot \dot{q}(14)^2 + \frac{1}{2}I_{15} \cdot \dot{q}(15)^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}I_{16} \cdot \dot{q}(16)^2 - I_{14,15} \cdot q(14) \cdot q(15) - I_{14,16} \cdot q(14) \cdot q(16) - I_{15,16} \cdot q(15) \cdot q(16) + \frac{1}{2}m_p \cdot \dot{q}(17)^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}m_p \cdot \dot{q}(18)^2 + \frac{1}{2}m_p \cdot \dot{q}(19)^2 + \frac{1}{2}m_p \cdot \dot{q}(20)^2 + \frac{1}{2}m_p \cdot \dot{q}(21)^2 + \frac{1}{2}m_p \cdot \dot{q}(22)^2 \quad \dots(11)$$

5. POTENCIJALNA ENERGIJA SISTEMA

Da bi se izračunala potencijalna energija sistema potrebno je prvo odrediti sva relativna pomeranja i sile u elastičnim elementima koji imaju relevantan uticaj na karakteristike krutosti vibracionog sistema (opruge, pneumatici, poprečni stabilizatori, sedišta i oslonci pogonske grupe).

$$E_p = \frac{1}{2}x(1)D_1^2 + \frac{1}{3}x(2)D_2^3 + \frac{1}{4}x(3)D_3^4 + \frac{1}{5}x(4)D_4^5 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(1)D_2^2 + \frac{1}{3}x(2)D_3^3 + \frac{1}{4}x(3)D_4^4 + \frac{1}{5}x(4)D_5^5 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(5)D_3^2 + \frac{1}{3}x(6)D_3^3 + \frac{1}{4}x(7)D_3^4 + \frac{1}{5}x(8)D_3^5 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(5)D_4^2 + \frac{1}{3}x(6)D_4^3 + \frac{1}{4}x(7)D_4^4 + \frac{1}{5}x(8)D_4^5 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(9)D_5^2 + \frac{1}{3}x(10)D_5^3 - \frac{1}{4}x(11)D_5^4 + \frac{1}{2}x(9)D_6^2 + \frac{1}{3}x(10)D_6^3 - \frac{1}{4}x(11)D_6^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(12)D_7^2 + \frac{1}{3}x(13)D_7^3 - \frac{1}{4}x(14)D_7^4 + \frac{1}{2}x(12)D_8^2 + \frac{1}{3}x(13)D_8^3 - \frac{1}{4}x(14)D_8^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(15)D_9^2 + \frac{1}{2}x(16)D_{10}^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(21)D_{15}^2 + \frac{1}{4}x(22)D_{15}^4 + \frac{1}{2}x(23)D_{16}^2 + \frac{1}{4}x(24)D_{16}^4 + \frac{1}{2}x(21)D_{17}^2 + \frac{1}{4}x(22)D_{17}^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(23)D_{18}^2 + \frac{1}{4}x(24)D_{18}^4 + \frac{1}{2}x(21)D_{19}^2 + \frac{1}{4}x(22)D_{19}^4 + \frac{1}{2}x(23)D_{20}^2 + \frac{1}{4}x(24)D_{20}^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(25)D_{27}^2 + \frac{1}{4}x(26)D_{27}^4 + \frac{1}{2}x(27)D_{28}^2 + \frac{1}{4}x(28)D_{28}^4 + \frac{1}{2}x(29)D_{29}^2 + \frac{1}{4}x(30)D_{29}^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(25)D_{30}^2 + \frac{1}{4}x(26)D_{30}^4 + \frac{1}{2}x(27)D_{31}^2 + \frac{1}{4}x(28)D_{31}^4 + \frac{1}{2}x(29)D_{32}^2 + \frac{1}{4}x(30)D_{32}^4 +$$

$$+ \frac{1}{2}x(27)D_{33}^2 + \frac{1}{4}x(28)D_{33}^4 + \frac{1}{2}x(25)D_{34}^2 + \frac{1}{4}x(26)D_{34}^4 + \frac{1}{2}x(29)D_{35}^2 + \frac{1}{4}x(30)D_{35}^4 \quad \dots(12)$$

gde su $x(i)$ - parametri krutosti elastičnih elemenata sistema.

6. FUNKCIJA DISIPACIJE

Prigušna svojstva elemenata sistema opisuju se funkcijom disipacije. Za formulaciju njenog analitičkog oblika neophodno je odrediti odgovarajuće parametre prigušenja elemenata:

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2}x(31) \cdot D_{11}^2 + \frac{1}{3}x(32) \cdot D_{11}^3 + \frac{1}{2}x(31) \cdot D_{12}^2 + \frac{1}{3}x(32) \cdot D_{12}^3 + \\ & + \frac{1}{2}x(33) \cdot D_{13}^2 + \frac{1}{3}x(34) \cdot D_{13}^3 + \frac{1}{2}x(33) \cdot D_{14}^2 + \frac{1}{3}x(34) \cdot D_{14}^3 + \\ & + \frac{1}{2}x(39) \cdot D_{21}^2 + \frac{1}{2}x(40) \cdot D_{22}^2 + \frac{1}{2}x(39) \cdot D_{23}^2 + \frac{1}{2}x(40) \cdot D_{24}^2 + \frac{1}{2}x(39) \cdot D_{25}^2 + \frac{1}{2}x(40) \cdot D_{26}^2 + \\ & + \frac{1}{2}x(35) \cdot D_{36}^2 + \frac{1}{2}x(36) \cdot D_{37}^2 + \frac{1}{2}x(37) \cdot D_{38}^2 + \frac{1}{3}x(38) \cdot D_{38}^3 + \\ & + \frac{1}{2}x(35) \cdot D_{39}^2 + \frac{1}{2}x(36) \cdot D_{40}^2 + \frac{1}{2}x(37) \cdot D_{41}^2 + \frac{1}{3}x(38) \cdot D_{41}^3 + \dots (13) \\ & + \frac{1}{2}x(36) \cdot D_{42}^2 + \frac{1}{2}x(35) \cdot D_{43}^2 + \frac{1}{2}x(37) \cdot D_{44}^2 + \frac{1}{2}x(38) \cdot D_{44}^2 \end{aligned}$$

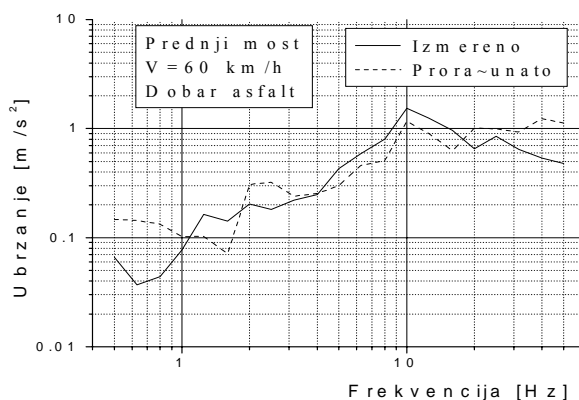
gde su x_i - koeficijenti prigušenja

7. GENERALISANE SILE

Generalisane sile uključuju uticaj bočnog vetra (F_{wy}), otpora vazduha (R_w), momenta stabilizacije (M_{stp}), otpora kotrljanja ($R_{f11}, R_{f12}, R_{f21}, R_{f22}$), pogonske sile na zadnjem mostu (F_0) i virtualnog rada bočnih sila pneumatika ($Y_{11}, Y_{12}, Y_{21}, Y_{22}$).

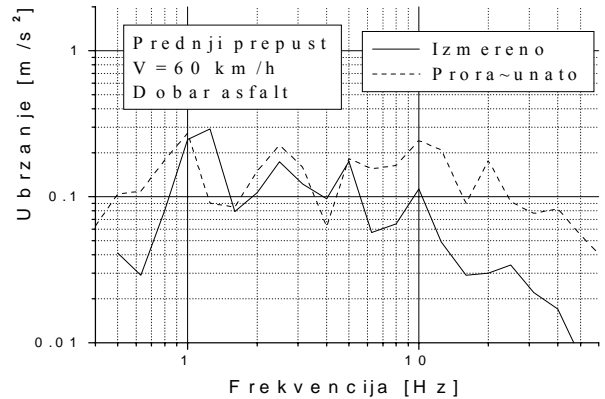
8. REZULTATI DINAMIČKE SIMULACIJE

Dinamička simulacija kretanja vozila po pravolinijskoj trajektoriji, konstantnom brzinom od 60 km/h, izvršena je za sva tri tipa autobusa. Brzina od 60 km/h je usvojena kao referentna s obzirom na to da su oba ispitivana autobusa bila prigradskog tipa i da je to putna brzina pri kojoj putnik treba da ima najpovoljnije parametre udobnosti. Kako bi se sagledao i dokazao uticaj koncepcije autobusa na izlazne dinamičke parametre sistema kod vozila tipa "C" (motor u prednjem prepustu) urađen je proračun ubrzanja na tipičnim mernim mestima sa dve varijante ulaznih podataka. U jednoj varijanti simulacija je vršena sa ulaznim parametrima krutosti i prigušenja koji se odnose na vozilo tipa "A" i ostalim geometrijskim i masenim parametrima fiktivnog vozila "C". Ova kombinacija podataka bi se praktično odnosila na neoptimizovano vozilo tipa "C", sa stanovišta elasto-prigušnih svojstava. Međutim, sličnom kombinacijom podataka se može identifikovati i vozilo "A" kome je, sa nepromenjenim ostalim svojstvima, premeštena pogonska grupa iz zadnjeg u prednji prepust. Druga varijanta vozila "C" je tretirana sa optimalnim ulaznim podacima.

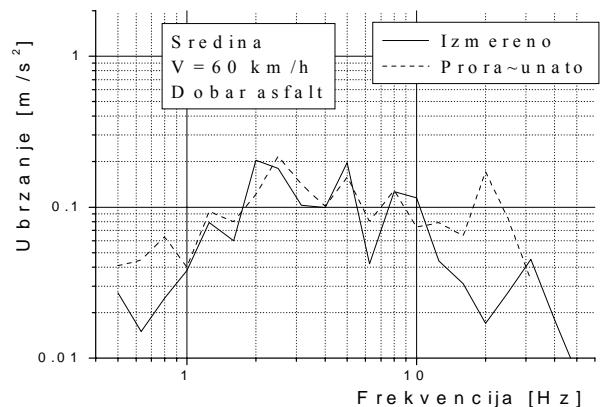


Sl. 1: Uporedni pregled rezultata merenja i rezultata dinamičke simulacije vertikalnog ubrzanja na prednjem mostu vozila "A"

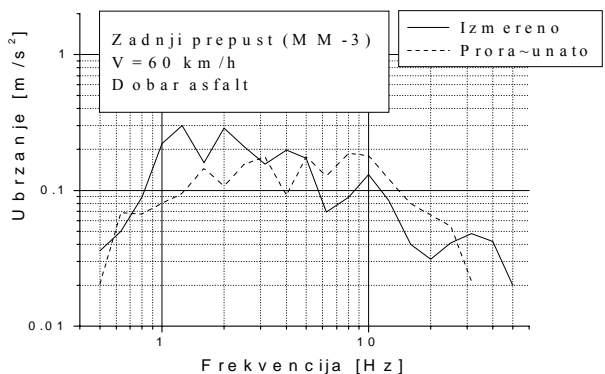
Na sl. 2-4 dati su uporedni prikazi rezultata merenja na karakterističnim mestima vozila "A", kao i rezultata za ista merna mesta koji su dobijeni dinamičkom simulacijom:



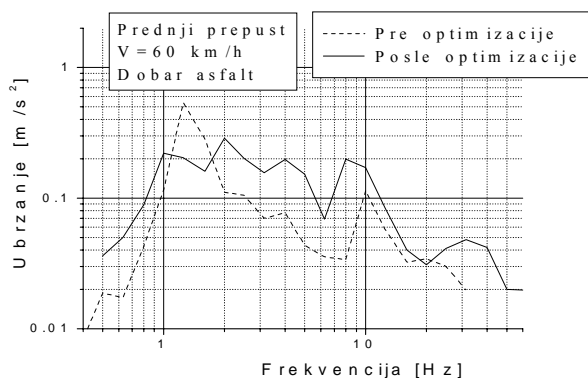
Sl. 2: Uporedni prikaz rezultata merenja i rezultata dinamičke simulacije vertikalnog ubrzanja na sedištu u prednjem prepustu vozila "A"



Sl. 3: Uporedni prikaz rezultata merenja i rezultata dinamičke simulacije vertikalnog ubrzanja na sedištu u sredini vozila "A"



Sl. 4: Uporedni prikaz rezultata merenja i rezultata dinamičke simulacije vertikalnog ubrzanja na sedištu u zadnjem prepustu vozila "A"



Sl. 5: Uporedni prikaz rezultata dinamičke simulacije vertikalnog ubrzanja na sedištu u prednjem prepustu pre i posle optimizacije parametara elastičnog oslanjanja i prigušenja za vozilo "C"

9. ANALIZA REZULTATA DINAMIČKE SIMULACIJE SA ZAKLJUČCIMA

Primena matematičkog modela za dinamičku simulaciju vozila podrazumeva uvođenje određenih pretpostavki i aproksimacija koje svakako uslovljavaju pojavu odstupanja u izlaznim rezultatima proračuna. Ovde se pre svega misli na aproksimaciju putne pobude poliharmonijskom funkcijom koja ne može savršeno da simulira stohastičku pobudu u realnim uslovima eksploatacije. Pored toga, svi elementi veze nose sa sobom meru nelinearnosti, a takođe i elasto-prigušna svojstva elemenata noseće strukture karoserije.

Navedeni rezultati dinamičke simulacije dati su uporedno za identične ulazne uslove kako bi eksplicitno odražavali specifičnosti različitih koncepcija vozila. Na taj način su minimizirane pomenute nelinearnosti koje matematički model nije uzao u obzir, i sve tri koncepcije stavljene u istu ravan posmatranja. Pretenzija za obuhvatanjem svih očekivanih nelinearnosti bi u znatnoj meri dovela do usložnjavanja modela a time i probleme sa proračunom na računarima prosečnih performansi, i nosila bi sa sobom rizik povećane greške u slučaju neadekvatnog modeliranja usled nedostatka verodostojnih relevantnih informacija. Kvalitetno modeliranje svih detalja zahtevalo bi opsežna, dugotrajna i skupa eksperimentalna istraživanja.

Na sl. 2 dat je uporedni pregled rezultata merenja i rezultata dinamičke simulacije za prvu instancu u sistemu elastičnog oslanjanja i prigušenja, tj za prednji most. Na ovom primeru se izolovano može sagledati nivo odstupanja ovih rezultata koji se pripisuje nesavršenom modelu putne pobude i eventualno neadekvatnom matematičkom opisu parametara krutosti i prigušenja pneumatika. Takođe, elastičnost prednjeg mosta i prisutni zazor u kliznim i kotrljajnim elementima mosta, što matematički model nije uzeo u obzir, daju određeni doprinos pojavi odstupanja proračunatih od izmerenih vrednosti.

Rezultati simulacije vertikalnih ubrzanja kod vozila "A" i "B" na karakterističnim mernim mestima u autobusu pokazuju u grafičkom obliku monotoniju krivih koje u najvećem delu frekventnog domena beleže inženjerski prihvatljiv stepen poklapanja sa rezultatima merenja (sl. 3-5).

Na sl. 5 se može sagledati uticaj optimizacije (usaglašavanja) elasto-prigušnih karakteristika na izlazne rezultate.

U prednjem prepustu se optimizacijom dobijaju nešto više vrednosti ubrzanja, a u zadnjem nešto niže vrednosti od onih koje su dobijene za neoptimizovani sistem. Na prvi pogled uočava se da razlike između rezultata ovih dveju upoređenih varijanata i nisu naročito značajne, međutim, prilikom tumačenja ovih rezultata treba imati u vidu da matematički model ne opisuje ponašanje sistema u situacijama kada se prevaziđe predviđeni hod elastičnih elemenata, pa se stoga na izlaznim rezultatima neoptimizovanog sistema ne mogu registrovati efekti graničnih udara koji bi znatno promenili izlaznu sliku ubrzanja na sedištima.

Upoređenje optimizovanih krivih ubrzanja za vozilo "C" sa krivama vozila "A" pokazuje da postoji sličnost u frekventnim karakteristikama vibracija prednjeg prepusta vozila "C" i zadnjeg prepusta vozila "A", odnosno onih modula autobusa u kojima je smeštena pogonska grupa. Takođe, primetna je i sličnost dinamičkih karakteristika u srednjem delu autobusa kod ova dva izvođenja.

Sva navedena uporedna razmatranja različitih varijanata upućuju na zaključak da položaj pogonske grupe u autobusu ima evidentnog uticaja na lokalne parametre udobnosti putnika u autobusu. Međutim, generalno, ne postoje osnove za tvrdnju da jedan ili drugi tip autobusa pruža povoljnije uslove vibracione udobnosti na svim mernim mestima koja su razmatrana.

LITERATURA

- [1] Diligenski Đ.: "Optimizacija parametara kompleksne udobnosti putnika sa stanovišta koncepcije autobusa", Doktorska disertacija, Kragujevac, 1999.
- [2] Demic M.: "Optimization of characteristics of elasto-damping elements of cars from the aspect of comfort and handling", Int. Journal of Vehicle Design, Vol. 13, No 1, 1992.
- [3] Demic M.: "Optimization of Vehicles Elasto-Damping Elements Characteristics from the Aspect of Ride Comfort", Vehicle System Dynamics, Vol. 23, No 5, 1994.
- [4] ISO 2631-1: "Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration", International Standard, Second edition, 01.05.1997.

Abstract: Dynamic simulation was performed on three types of suburban bus, with different basic concept of power group (engine-clutch-gearbox) installation. Mathematical space model was described by 22 generalized coordinates. The vibration system excitation was adopted as a stochastic process specified in form of polyharmonic function. The software was designed to provide universal application for different types of vehicles. For the sake of verification of dynamic simulation, comparisons to experimental results of the existing buses were made, for the same service conditions.

DYNAMIC SIMULATION OF SUBURBAN BUS VIBRATION SYSTEM

Djordje Diligenski, Miroslav Demic