

Matematičko modeliranje uticaja hidrauličnih amortizera na oscilovanje brzohodnog guseničnog vozila pri kretanju

Miodrag Miljević, dipl.inž.¹⁾

U okviru postojećeg matematičkog modela detaljno je izložen način izračunavanja prigušne sile hidrauličnih amortizera. Poboljšano je matematičko modeliranje uticaja gusenice na oslone točkove. Razmotren je uticaj ugradnje različitih vrsta hidrauličnih amortizera na ponašanje vozila pri kretanju.

Ključne reči: Brzohodno gusenično vozilo, sistem oslanjanja, matematički model, hidraulični amortizer, gusenica.

Uvod

POSTUPAK formiranja matematičkog modela nezavisnog torzionog sistema oslanjanja brzohodnog guseničnog vozila izložen je u [1]. Razmatrano je ravno kretanje vozila u $x0y$ ravni, opisano sistemom dve diferencijalne jednačine:

$$m_o \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 \sum F_i - m_o g$$

$$I_z \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = 2 \sum [F_i \cdot (x_{Ai} - x)]$$

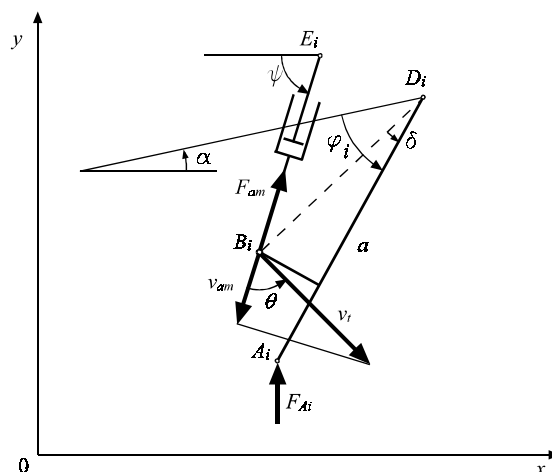
gde su: m_o - oslonjena masa vozila, y - vertikalna koordinata centra inercije vozila, F_i - ukupna sila na i -tom oslonom točku, redukovana na vertikalnu osu kroz centar točka, I_z - moment inercije vozila u odnosu na poprečnu osu, α - ugao nagiba vozila u odnosu na horizontalu, x_{Ai} - horizontalna koordinata centra i -tog oslonog točka i x - horizontalna koordinata centra inercije vozila. Ukupna sila F_i predstavlja zbir tri komponente: elastične sile torzionog štapa, prigušne sile amortizera i elastične sile zatezanja gusenice. Sve tri komponente su redukovane na vertikalnu osu kroz centar i -tog oslonog točka.

Dok torzioni štap prihvata energiju oscilovanja vozila, amortizer prigušuje ugaone oscilacije vozila i smanjuje njihov broj, amplitudu, brzinu, ubrzanje i vreme smirenja. Navedeni parametri neposredno utiču na maksimalnu brzinu vozila pri kretanju po neravnom terenu, udobnost posade i ukupnu borbenu moć vozila. Na ovom mestu detaljnije će biti razmotrena elastična sila zatezanja gusenice, prigušne sile tri različita tipa hidrauličnih amortizera i njihov uticaj na ponašanje vozila za vreme kretanja.

Prigušna sila amortizera

Hidraulični teleskopski amortizer $E_i B_i$ (sl.1) vezuje se za telo oklopnog vozila preko gornje ušice E_i , a za laktastu

osovinu $A_i D_i$ preko donje ušice B_i .



Slika 1. Hidraulični teleskopski amortizer

Prigušna sila amortizera F_{Ai} , redukovana na vertikalnu osu kroz centar oslonog točka A_i , izračunava se iz uslova ravnoteže sile u centru laktaste osovine D_i :

$$F_{Ai} = F_{am} \cdot \frac{\overline{D_i B_i}}{a} \cdot \frac{\cos \theta}{\cos(\alpha + \varphi_i)}$$

gde su: a - krak laktaste osovine, φ_i - ugao laktaste osovine u odnosu na telo vozila, θ - ugao koji se određuje iz geometrijskih veza amortizera sa laktastom osovinom i telom vozila, F_{am} - prigušna sila u osi amortizera koja je proporcionalna brzini sabijanja, odnosno razvlačenja amortizera v_{am} :

$$F_{am} = -k_{am} \cdot v_{am}$$

Vrednost koeficijenta prigušenja amortizera k_{am} zavisi od toga da li se amortizer sabija ili razvlači, tj. od znaka

¹⁾ Vojnotehnički institut VJ, 11000 Beograd, Katanićeva 15

relativne ugaone brzine laktaste osovine u odnosu na oklopno telo:

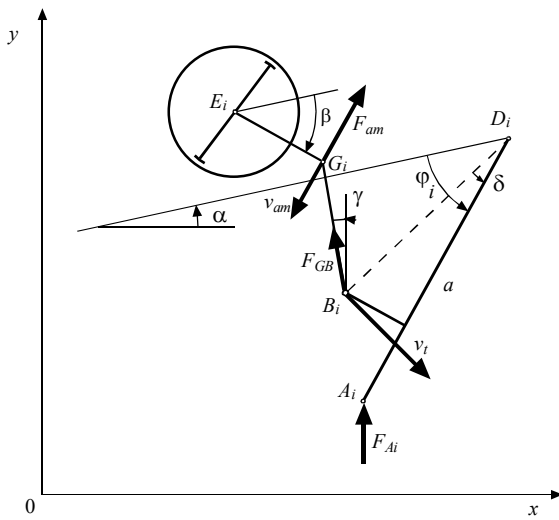
$$k_{am} = k_{sab}, \quad \dot{\varphi}_i < 0 \quad (1)$$

$$k_{am} = k_{raz}, \quad \dot{\varphi}_i > 0 \quad (2)$$

Brzina sabijanja, odnosno razvlačenja amortizera v_{am} izračunava se zavisno od tangencijalne brzine v_t donje ušice amortizera B_i :

$$v_{am} = v_t \cdot \cos\theta = \overline{D_i B_i} \cdot \dot{\varphi}_i \cdot \cos\theta$$

Hidraulični polužno-krilni amortizer obično je smešten na bočnoj ploči vozila, sa centrom E_i iznad i iza centra laktaste osovine D_i (sl.2). Rotor amortizera sa lopaticama vezan je za laktastu osovinu $D_i A_i$ sistemom poluga $E_i G_i$ i $G_i B_i$.



Slika 2. Hidraulični polužno-krilni amortizer

Na osnovu jednačine ravnoteže za laktastu osovinu $D_i A_i$, prigušna sila amortizera F_{Ai} , redukovana na vertikalnu osu kroz centar oslonog točka A_i , jednaka je:

$$F_{Ai} = F_{GB} \cdot \frac{\overline{D_i B_i}}{a} \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi_i - \delta - \gamma)}{\cos(\alpha + \varphi_i)}$$

Sila u poluzi F_{GB} zavisi od prigušne sile u osi amortizera F_{am} :

$$F_{GB} = \frac{F_{am}}{\cos(\beta - \alpha + \gamma)} = \frac{-k_{am} \cdot v_{am}}{\cos(\beta - \alpha + \gamma)}$$

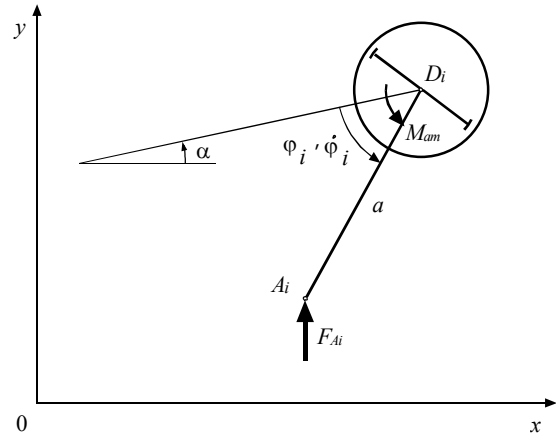
Vrednost koeficijenta prigušenja amortizera k_{am} izračunava se na osnovu (1 i 2). Brzina v_{am} se određuje pomoću projekcija brzina na osu poluga $G_i B_i$:

$$v_{am} = \overline{D_i B_i} \cdot \dot{\varphi}_i \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi_i - \delta - \gamma)}{\cos(\beta - \alpha + \gamma)}$$

Uglovi β , γ i δ se izračunavaju na osnovu geometrijskih i kinematskih veza laktaste osovine, poluga i amortizera.

Hidraulični amortizer, integrisan u kućište laktaste

osovine smešten je unutar kućišta laktaste osovine, koje je istovremeno i stator amortizera (sl.3). Rotor amortizera sa lopaticama se vezuje za rukavac laktaste osovine.



Slika 3. Hidraulični amortizer integrisan u kućište laktaste osovine

Prigušna sila amortizera F_{Ai} , redukovana na vertikalnu osu kroz centar oslonog točka A_i , zavisi od momenta prigušenja amortizera M_{am} i ugla nagiba laktaste osovine u odnosu na horizontalu ($\alpha + \varphi_i$):

$$F_{Ai} = \frac{M_{am}}{a \cdot \cos(\alpha + \varphi_i)} = \frac{-k_{am} \cdot \dot{\varphi}_i}{a \cdot \cos(\alpha + \varphi_i)}$$

Vrednost koeficijenta prigušenja amortizera k_{am} se izračunava na osnovu jednačina (1 i 2).

Elastična sila zatezanja gusenice

Za razmatranje uticaja guseničnih lanaca na oslone točkove iskorišćen je delimično poboljšani matematički model [2].

Elastična sila zatezanja gusenice F_{Gi} , redukovana na vertikalnu osu kroz centar i -tog oslonog točka, jednaka je zbiru elastičnih sila koje potiču od segmenata gusenice, s leve i desne strane točka:

$$F_{Gi} = F_{Di} + F_{Li}$$

$$F_{Di} = -\mu_g \cdot (y_{Ai} - y_{Ai-1}) \quad i = 2, 3, \dots, n$$

$$F_{Li} = \mu_g \cdot (y_{Ai+1} - y_{Ai}) \quad i = 1, 2, \dots, n-1$$

gde su: μ_g - koeficijent elastičnosti guseničnog lanca, y_{Ai} -vertikalna koordinata centra i -tog oslonog točka i n - broj oslonih točkova po strani vozila. Elastične sile zatezanja segmenata gusenice ispred prvog i iza poslednjeg oslonog točka se izračunavaju prema jednačinama:

$$F_{D1} = -\mu_g \cdot (y_{A1} - y_P - h_P) \quad (3)$$

$$F_{Ln} = \mu_g \cdot (y_Z - y_{An} - h_Z) + F_v \cdot \sin \beta_Z \quad (4)$$

gde su: y_P - vertikalna koordinata centra pogonskog točka, h_P - vertikalno rastojanje između pogonskog i oslonog točka u statičkom položaju, y_Z - vertikalna koordinata centra točka zatezača gusenice, h_Z - vertikalno rastojanje između točka zatezača gusenice i oslonog točka u statičkom položaju, F_v -vučna sila u segmentu gusenice iza poslednjeg oslonog točka i β_Z - zadnji napadni ugao gusenice koji se izračunava na osnovu međusobnog položaja poslednjeg oslonog točka i točka zatezača gusenice:

$$\beta_Z = \arctan \frac{y_Z - y_{An}}{x_Z - x_{An}} \quad (5)$$

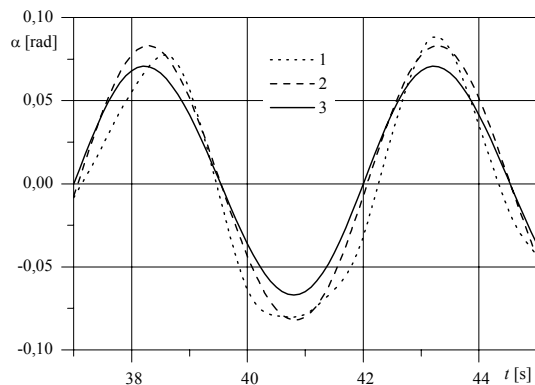
Jednačine (3-5) važe za slučaj kada se pogonski točak nalazi na prednjoj strani vozila. Kada se pogonski točak nalazi na zadnjoj strani, u datim jednačinama treba međusobno zameniti mesta odgovarajućih koordinata pogonskog točka i točka zatezača gusenice x_P, y_P i x_Z, y_Z .

Uticaj vrste amortizera na ponašanje vozila

Za analizu matematičkog modela odabrano je eksperimentalno borbeno vozilo sa poboljšanom karakteristikom oslanjanja, kao u [1]. Simulirano je kretanje vozila sa tri različita tipa amortizera:

- postojećih hidrauličnih polužno-krilnih amortizera, koji su preuzeti sa tenka T-55 i ugrađeni na prvi i poslednji par oslonih točkova,
- hidrauličnih teleskopskih amortizera, koji su preuzeti sa vozila A-85 i ugrađeni na prvi, drugi i poslednji par oslonih točkova,
- hidrauličnih amortizera integrisanih u kućište laktaste osovine, koji još nisu realizovani, a predviđeni su za ugradnju na prvi i poslednji par oslonih točkova.

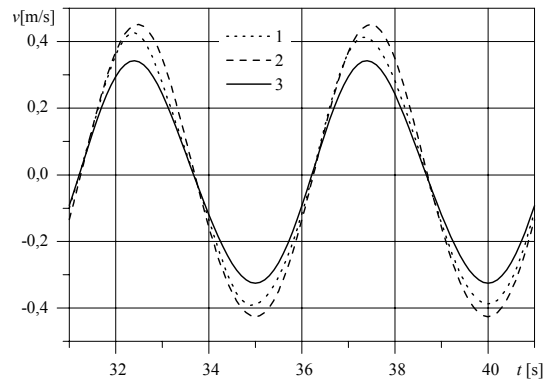
Teren, po kojem se vozilo kreće, profilisan je kao sinusoida sa ravnim početkom u prvih 10m i sa visinskom razlikom 0,5m između najviše i najniže tačke, na horizontalnom rastojanju od 7,5m. Po ovakvom terenu vozilo se kreće konstantnom brzinom od 3m/s. Ukupno vreme trajanja vožnje iznosi 50s. Ponašanje vozila se razmatra posle 30s vožnje, kada se smatra da je vozilo ušlo u stacionarni režim oscilovanja. Na sl.4 prikazane su zavisnosti ugla nagiba vozila od vremena za sva tri tipa amortizera. Na sl.5 uporedo su date zavisnosti vertikalne brzine „kljuna” vozila za sva tri tipa amortizera.



Slika 4. Promena ugla nagiba vozila zavisno od vremena, za varijantu sa polužno-krilnim (1), teleskopskim (2) i integrisanim amortizerima (3)

Najbolje ponašanje je pokazala varijanta vozila sa amortizerima integrisanim u kućište laktaste osovine. Tri osnovna razloga su za ovakav ishod u poređenju amortizera:

- amortizeri integrisani u kućište laktaste osovine posebno su projektovani za ovo vozilo,



Slika 5. Promena vertikalne brzine „kljuna” vozila zavisno od vremena, za varijantu sa polužno-krilnim (1), teleskopskim (2) i integrisanim amortizerima (3)

- hidraulični polužno-krilni amortizeri su preuzeti sa tenka T-55, starije su konstrukcije i imaju učinak manji od potrebnog,
- hidraulični teleskopski amortizeri, koji su preuzeti sa vozila sa znatno manjim uglom zakretanja laktaste osovine (vozilo A-85), iz kinematskih razloga ne mogu da ostvare potreban efekat prigušenja na oslonom točku. Pored ugaonih oscilacija vozila, i uporedni prikaz zavisnosti vertikalne brzine „kljuna” vozila za sva tri tipa amortizera, takođe, daje prednost varijanti sa amortizerima integrisanim u kućište laktaste osovine. Potrebno je istaći da, pri odabranim uslovima ispitivanja, razlika između integrisanih amortizera i ostala dva tipa amortizera nije značajna.

Zaključak

Postojeći matematički model sistema oslanjanja je unapređen, tako što je detaljno obuhvaćen uticaj ugradnje različitih vrsta hidrauličnih amortizera na ponašanje vozila prilikom kretanja. Takođe je poboljšan model uticaja guseničnih lanaca na oslone točkove.

Simulacija kretanja vozila pomoću matematičkog modela je dala rezultate koji su u skladu sa već postojećim saznanjima iz ove oblasti. U daljim istraživanjima trebalo bi da se proveriti verodostojnost matematičkog modela, što bi se najbolje uradilo upoređivanjem ovako dobijenih rezultata sa rezultatima terenskih ispitivanja određenog brzohodnog guseničnog vozila.

Literatura

- [1] MILJEVIĆ, M. *Dinamička analiza sistema oslanjanja borbenih guseničnih vozila*. Naučnotehnički pregled, 1998, vol. XLVIII, no. 6, p. 39--42.
- [2] RAKHEJA, S., AFONSO, M.F.R., SANKAR, S. *Dynamic analysis of tracked vehicles with trailing arm suspension and assessment of ride vibrations*. Int. J. of Vehicle Design, January, 1992, vol. 13, no. 1, p. 56-77.

Rad primljen: 13.11.2000.god.

