

# Potencijalna energija kao jedan od kriterijuma za izbor parametara torzionog sistema oslanjanja borbenih guseničnih vozila

Rade Stevanović, dipl.inž.<sup>1)</sup>

U radu je razrađen matematički model za određivanje specifične potencijalne energije i prezentirane su zavisnosti koje omogućavaju sagledavanje uticaja pojedinih parametara na energiju koja se akumulira u torzionim štapovima. Isti matematički model može da se koristi i za definisanje osnovnih geometrijskih veličina torzionog sistema oslanjanja.

*Ključne reči:* torzioni štap, potencijalna energija, sistem oslanjanja.

## Korišćene oznake i simboli

$c$	– krutost torzionog štapa
$C_{rw}, C_r$	– redukovana krutost torzionog štapa u statičkom i proizvoljnom položaju
$d$	– prečnik torzionog štapa
$f_d$	– dinamički hod oslonog točka, pomeranje od statičkog do maksimalnog položaja
$f, f_s, f_m$	– pomeranje oslonog točka od montažnog do proizvoljnog, statičkog i maksimalnog položaja
$F_s, F$	– vertikalna sila na točku u statičkom položaju i proizvoljnom položaju
$g$	– gravitaciono ubrzanje
$G$	– modul klizanja za čelik, od koga je izrađen torzioni štap
$l$	– radna dužina torzionog štapa
$m_0$	– oslonjena masa tenka
$\theta, \theta_s, \theta_m$	– tekući, statički i maksimalni radni ugao uvijanja torzionog štapa
$v_z, v_\varphi$	– učestanost slobodnih vertikalnih i ugaonih oscilacija vozila
$\tau_{dm}$	– računsko dozvoljeno naprezanje na uvijanje torzionog štapa
$\varphi, \varphi_m, \varphi_s$	– ugao laktaste osovine u odnosu na horizontalu u proizvoljnom, montažnom i statičkom položaju
$\omega_z$	– ugaona učestanost vertikalnih oscilacija
$M_s, M$	– moment uvijanja torzionog štapa u statičkom i proizvoljnom položaju
$E_p, E_{pu}$	– potencijalna energija i ukupna potencijalna energija
$E_p, E_{pu}$	– specifična potencijalna energija i specifična ukupna potencijalna energija
$E_{pp}$	– specifična ugaona potencijalna energija
$H$	– klirens vozila
$D$	– prečnik oslonog točka
$N$	– broj oslonih točkova
$l_i$	– rastojanje oslonih točkova od težišta
$Lg$	– dužina naleganja gusenice.

## Uvod

VISOK nivo pokretljivosti s vatrenom moći i zaštitom, smatra se jednom od najvažnijih karakteristika borbenih guseničnih vozila. Velike brzine kretanja vozilo ostvaruje snažnim motorom i racionalnim izborom transmisije. Realizacija takvih brzina kretanja, posebno van puteva, u znatnom stepenu zavisi od ostvarenog kvaliteta sistema oslanjanja i guseničnog kretača. Preko tih elemenata vozilo je izloženo poremećajima usled kojih je vozač prinuđen da smanji brzinu. Težnja je konstruktora da obezbedi takav sistem oslanjanja, koji bi omogućio maksimalnu stabilnost oklopnog tela pri kretanju vozila. Time bi se ujedno rešilo i pitanje stabilizacije topa i sistema za upravljanje vatrom.

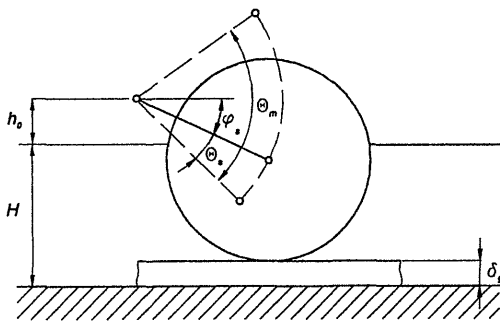
Kao jedini pokazatelj uspešnosti rešenja sistema oslanjanja donedavno je korišćen dinamički hod oslonih točkova. Ipak, u kombinaciji s mekim oprugama, kakve su često ugrađivane na vozilima zapadne proizvodnje, nije akumulirana dovoljna količina energija da bi se izbegao udar o krute graničnike. Zbog toga pri proračunu sistema oslanjanja treba uzeti u obzir i krutost opruga, odnosno učestanost slobodnih oscilacija.

Torzioni sistem oslanjanja primenjen je na preko 95% osnovnih tenkova, i na još većem procentu ostalih borbenih guseničnih vozila u eksploataciji. Najsavremenija borbeno gusenična vozila, koja raspolažu znatno većom specifičnom snagom nego stariji tipovi, imaju i znatno bolje karakteristike sistema oslanjanja. Kod torzionog sistema oslanjanja to je ostvareno usavršavanjem tehnologije izrade torzionih štapova i amortizera. Ovim poboljšanjima znatno je povećana njihova brzina kretanja van puteva a time i verovatnoća preživljavanja.

## Matematički izraz potencijalne energije torzionog sistema oslanjanja

Radi formiranja matematičkih izraza potencijalne energije torzionog sistema oslanjanja, polazi se od poznatih obrazaca iz [1] i parametara označenih na sl.1:

<sup>1)</sup> Vojnotehnički institut VJ, 11000 Beograd, Katanićeva 15



Slika 1. Osnovne geometrijske veličine nezavisnog torzionog sistema oslanjanja

$$c = \frac{\pi G d^4}{32 L} \tag{1}$$

$$\theta_s = \frac{F_s a \cos \varphi_s}{c} \tag{2}$$

$$\theta_m = \frac{2 l \tau_{dm}}{G d} \tag{3}$$

$$F_s = \frac{m_0 g}{N} \tag{4}$$

$$C_{rs} = \frac{c (1 - \theta_s \tan \varphi_s)}{(a \cos \varphi_s)^2} \tag{5}$$

$$\omega_z = \sqrt{\frac{C_{rs}}{m_0 / N}} \tag{6}$$

Ako se krutost torzionog štapa  $c$  iz izraza (2), zameni u izraz (5), dobija se:

$$C_{rs} = \frac{F_s (1 - \theta_s \tan \varphi_s)}{a \theta_s \cos \varphi_s}$$

što se može napisati u sledećem obliku, ako se uvrsti smena za  $F_s$  iz izraza (4):

$$C_{rs} = \frac{m_0 g (1 - \theta_s \tan \varphi_s)}{N a \theta_s \cos \varphi_s} \tag{7}$$

S druge strane, iz izraza (6) se dobija:

$$C_{rs} = \frac{m_0}{N} \omega_z^2 \tag{8}$$

Izjednačavanjem desnih strana izraza (7 i 8), dobija se jednačina za statički ugao uvijanja torzionog štapa:

$$\theta_s = \frac{g}{a \omega_z^2 \cos \varphi_s + g \tan \varphi_s} \tag{9}$$

Korišćenjem izraza (2,4,8) i određenim smenama, dobija se izraz za krutost torzionog štapa:

$$c = \frac{m_0 g a \cos \varphi_s}{N \theta_s} \tag{10}$$

ili u razvijenom obliku:

$$c = \frac{m_0}{N} a^2 \omega_z^2 \cos^2 \varphi_s + \frac{m_0}{N} a g \sin \varphi_s$$

Iz izraza (1 i 3) sledi:

$$\theta_m = \tau_{dm} \sqrt[4]{\left(\frac{L}{G}\right)^3 \frac{\pi}{2c}} \tag{11}$$

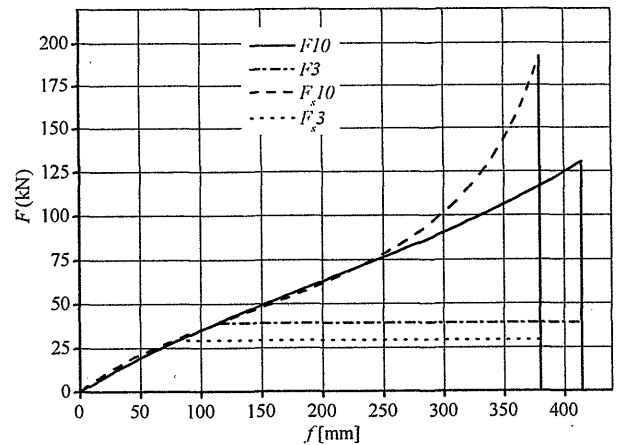
Autori [1 i 2] pod potencijalnom energijom smatraju rad koji se izvrši kada se sistem dovede iz rasterećenog stanja u položaj, koji onemogućava dalje zakretanje laktaste osovine. Ovde je taj rad označen ukupnom potencijalnom energijom i predstavljen je površinom ispod karakteristike oslanjanja  $F \cdot f$  (sl.2):

$$E_{pu} = \frac{N}{2} c \theta_m^2$$

koji unošenjem izraza (11) dobija oblik:

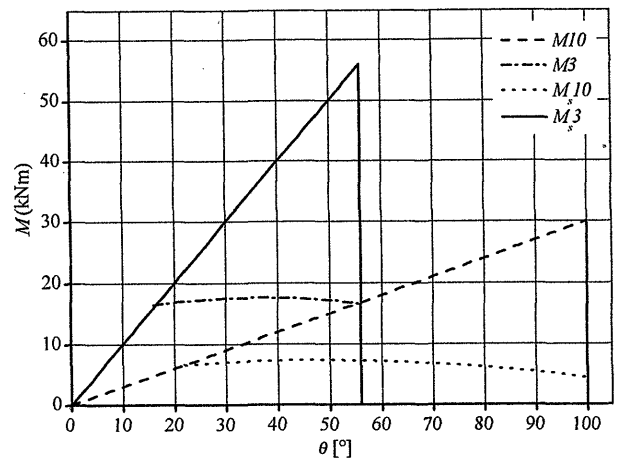
$$E_{pu} = N \tau_{dm}^2 \sqrt{\left(\frac{L}{2G}\right)^3 \pi c} \tag{12}$$

Primer karakteristike oslanjanja za dva sistema s krakom laktaste osovine od 250 mm i 450 mm, odnosno krutošću torzionog štapa od 300 Nm/° i 1000 Nm/°, dat je na sl.2 (krive F3 i F10).



Slika 2. Karakteristika sistema oslanjanja; zavisnost opterećenja oslonog točka od položaja.

Ukupna potencijalna energija je takođe predstavljena i površinom ispod linearne zavisnosti momenta i ugla uvijanja torzionog štapa (sl.3, krive M3 i M10). U oba slučaja, dinamički hod je isti i iznosi 300 mm, dok je oslonjena masa po oslonom točku u prvom slučaju 3000 kg, a u drugom 4000 kg.



Slika 3. Zavisnost momenta opterećenja od ugla uvijanja torzionog štapa

Prema sl.2 može se zaključiti da karakteristika oslanjanja torzionog štapa krutosti 300 Nm/°, znatno više odstupa od linearne karakteristike nego kod štapa krutosti 1000 Nm/°, i približava se idealnoj karakteristici oslanjanja, s malim priraštajem sile s opterećenjem u oblasti statičkog opterećenja i velikim priraštajem sile pri graničnim pomeranjima. Ovo je omogućeno znatno većim računskim dozvoljenim torzionim naprežanjem torzionog štapa krutosti 300 Nm/°.

U zapadnoj literaturi [3 i 4], pod potencijalnom energijom se smatra rad priraštaja sile iznad statičkog opterećenja, duž dinamičkog hoda (površine između krivih  $F_{10}$  i  $F_s J_0$ , odnosno  $F_3$  i  $F_s J_3$  na sl.2, kao i površine između  $M_{10}$  i  $M_s J_0$ , odnosno  $M_3$  i  $M_s J_3$ , na sl.3):

$$E_p = N \int_{f_s}^{f_m} (F - F_s) df \quad (13)$$

Parametarske jednačine za opterećenje i pomeranje oslonog točka su [1]:

$$F = \frac{c\theta}{a \cos(\varphi_m - \theta)} \quad (14)$$

$$f = a[\sin \varphi_m - \sin(\varphi_m - \theta)] \quad (15)$$

pri čemu je:

$$\varphi_m = \varphi_s + \theta_s \quad (16)$$

montažni ugao postavljanja laktaste osovine, dok diferencijal pomeranja glasi:

$$df = a \cos(\varphi_m - \theta) d\theta \quad (17)$$

Uvođenjem određenih smena, jednačina (13) dobija oblik:

$$E_p = Nc \int_{\theta_s}^{\theta_m} \theta d\theta - m_0 g a \int_{\theta_s}^{\theta_m} \cos(\varphi_m - \theta) d\theta$$

$$E_p = \frac{Nc}{2} (\theta_m^2 - \theta_s^2) - m_0 g f_d \quad (18)$$

gde je:

$$f_d = a [\sin(\theta_m - \varphi_m) + \sin(\varphi_m - \theta_s)] \quad (19)$$

Da bi se potencijalne energije različitih vozila mogle porediti, vrednosti dobijene po obrascima (12 i 18), dele se sa oslonjenom masom. Tako se, deljenjem ukupne potencijalne energije (12) sa oslonjenom masom vozila, dobija specifična ukupna potencijalna energija:

$$\varepsilon_{pu} = \frac{E_{pu}}{m_0} = \tau_{dm}^2 \frac{N}{m_0} \sqrt{\left(\frac{l}{2G}\right)^3} \pi c \quad (20)$$

Deljenjem izraza za potencijalnu energiju (18) sa oslonjenom masom vozila, dobija se specifična potencijalna energija, koja u razvijenom obliku ima sledeći izgled:

$$\varepsilon_p = \frac{E_p}{m_0} = \frac{Nc}{2m_0} (\theta_m^2 - \theta_s^2) - g f_d \quad (21)$$

Specifična potencijalna energija ima dimenzije kvadrata brzine. Deljenjem specifične ukupne potencijalne energije s gravitacionim ubrzanjem dobija se visina padanja, što predstavlja visinu s koje se može pustiti vozilo da slobodno pa-

da, pri kojoj će sva energija biti akumulirana u sistemu, pre nego što laktaste osovine dođu u dodir s krutim graničnicima.

Karakteristike sistema oslanjanja predstavljenih u primerima na slikama 2 i 3, date su u tabeli 1.

Tabela 1.

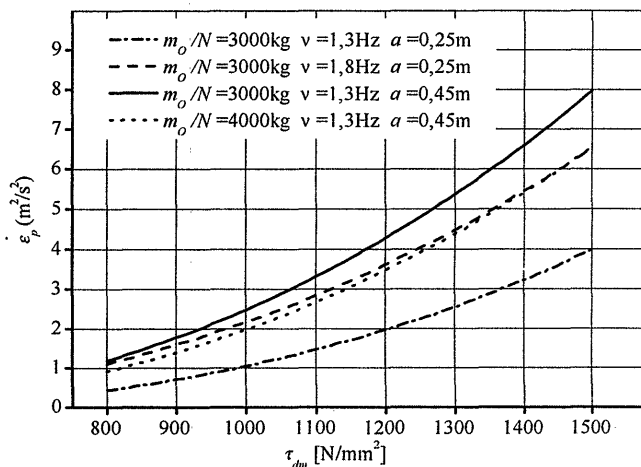
Naziv parametra	F10	F3
Krak laktaste osovine (mm)	450	250
Krutost torzionog štapa (Nm/°)	1000	300
Maksimalno naprežanje na uvijanje (N/mm <sup>2</sup> )	1132	1446
Ukupna potencijalna energija jednog torzionog štapa (Nm)	26900	25270
Specifična ukupna potencijalna energija (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	6,73	8,39
Potencijalna energija (Nm)	12725	15150
Specifična potencijalna energija (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	3,18	5,05
Učestanost slobodnih vertikalnih oscilacija (Hz)	1,35	1,52

Kod borbenih guseničnih vozila se, skoro nikad, ne vrši istovremeno opterećivanje svih jedinica sistema, odnosno ne vrše se vertikalne oscilacije već uglavnom ugaone. Zbog toga, neki autori [5] uvode tzv. specifičnu ugaonu potencijalnu energiju, koja kod guseničnih vozila s linearnom karakteristikom oslanjanja može da se odredi prema obrascu:

$$\varepsilon_{pp} = \frac{\theta_{gr} \sum_{i=1}^{N/2} 2C_{rs} l_i^2}{2J} \quad (22)$$

### Uticaj parametara sistema za oslanjanje na specifičnu potencijalnu energiju

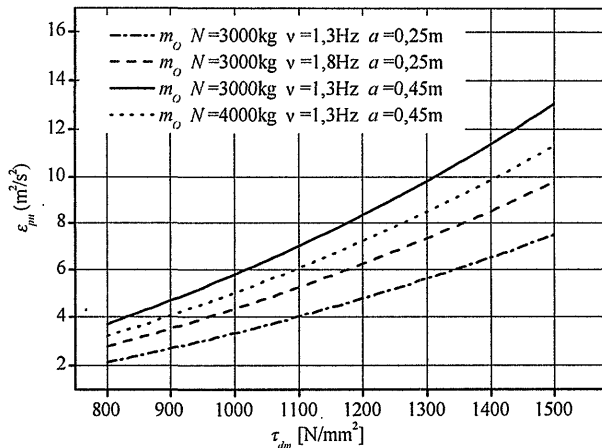
Zavisnost specifične potencijalne energije od računskog dozvoljenog naprežanja torzionog štapa na uvijanja, prikazana je na sl.4, za radnu dužinu torzionog štapa od 2 m, za dužine kraka laktaste osovine od 0,25 i 0,45 m i pri učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija od  $\nu=1,3$  i 1,8 Hz.



Slika 4. Zavisnost specifične potencijalne energije od računskog dozvoljenog naprežanja torzionog štapa na uvijanja

Zavisnost specifične ukupne potencijalne energije od računskog dozvoljenog naprežanja torzionog štapa na uvijanja, za iste uslove, prikazana je na sl.5.

Za maksimalne vrednosti računskog dozvoljenog naprežanja na uvijanje uzeto je 1500 N/mm<sup>2</sup>, koliko se prema nekim podacima postiže novim tehnološkim postupkom izrade torzionih štapova, koji uključuje i prednaprežanje u toku termičke obrade.



Slika 5. Zavisnost specifične ukupne potencijalne energije od računskog dozvoljenog napreznja torzionog štapa na uvijanja

Ugao laktaste osovine u odnosu na horizontalu u statičkom položaju  $\varphi_s$ , izračunat je pomoću empirijskog obrasca:

$$a \sin^2 \varphi_s = 0,045$$

izvedenog na osnovu podataka nekoliko postojećih konstrukcija tenkova.

Iz dijagrama na slikama 4 i 5, mogu da se izvuku sledeći zaključci:

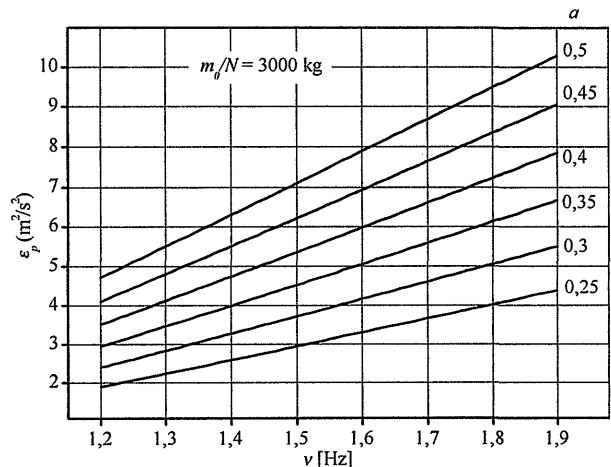
1. Sistemi oslanjanja kod vozila iz prve generacije posleratne proizvodnje, kod kojih je računsko dozvoljeno napreznje na uvijanje torzionih štapova bilo 800-900 N/mm<sup>2</sup>, imali su vrlo male vrednosti specifične potencijalne energije, posebno sistemi s malim krakom laktaste osovine i niskom učestanošću slobodnih vertikalnih oscilacija.
2. Povećanje nivoa maksimalnih računskih dozvoljenih napreznja sa 1250 na 1500 N/mm<sup>2</sup>, donosi povećanje specifične ukupne potencijalne energije manje od 45%, dok je porast specifične potencijalne energije skoro dvostruko veći. Specifična potencijalna energija je, razvojem novih tehnologija izrade torzionih štapova tokom samo 20 godina (1960-1980. god), povećana preko 500%. Ovim su mogućnosti bitnijeg usavršavanja torzionih štapova, najverovatnije, iscrpljene.

Zavisnosti specifične potencijalne energije, specifične ukupne potencijalne energije i dinamičkog hoda oslonog točka, od učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija vozila, prikazane su na slikama 6-11, za radnu dužinu torzionog štapa od 2 m, za računsko dozvoljeno napreznje torzionog štapa na uvijanje od 1250 N/mm<sup>2</sup>, za dužine kraka laktaste osovine od 0,25 m do 0,5 m (s razmakom 0,05 m), za masu po oslonom točku od 3000 i 4000 kg i pri učestanošću slobodnih vertikalnih oscilacija od  $v=1,2$  Hz do 1,9 Hz.

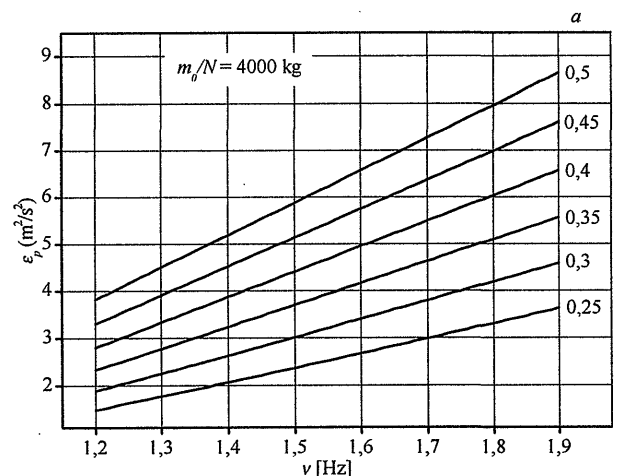
Iz dijagrama na slikama 6-11 i rezultata proračuna, mogu se izvući sledeći zaključci:

3. Zavisnost specifične potencijalne energije i specifične ukupne potencijalne energije od učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija, u analiziranom području, praktično je linearna.
4. Praktično je linearna i zavisnost specifične ukupne potencijalne energije od kraka laktaste osovine, dok je priraštaj specifične potencijalne energije sa jednakom promenom kraka laktaste osovine, nešto veći kod većih krakova.
5. Dinamički hod se vrlo malo menja sa promenom učestanošću slobodnih vertikalnih oscilacija. Tako se dina-

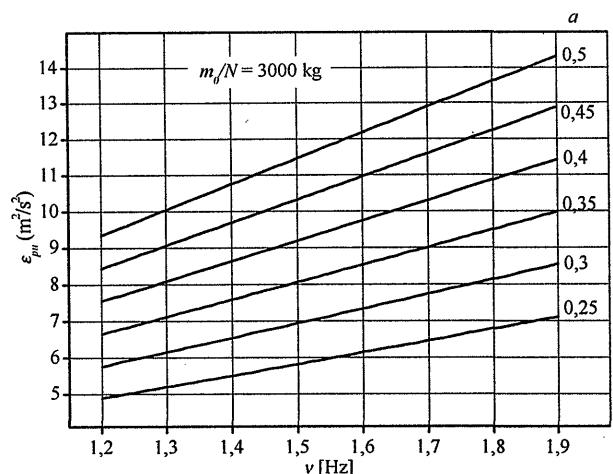
mički hod menja u analiziranom području učestanosti manje od 15 mm. Još manja je promena dinamičkog hoda u području danas preporučenih učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija. Apsolutne vrednosti maksimalnih dinamičkih hodova, menjaju se od 249 mm (krak 0,25 m i oslonjenu masu po oslonom točku 4000 kg) do 396 mm (krak 0,5 m i oslonjenu masu po oslonom točku 3000 kg).



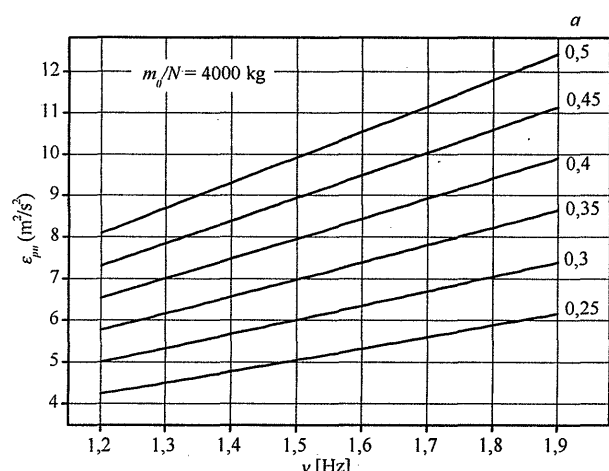
Slika 6. Zavisnost specifične potencijalne energije od učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija, za oslonjenu masu po oslonom točku 3000 kg



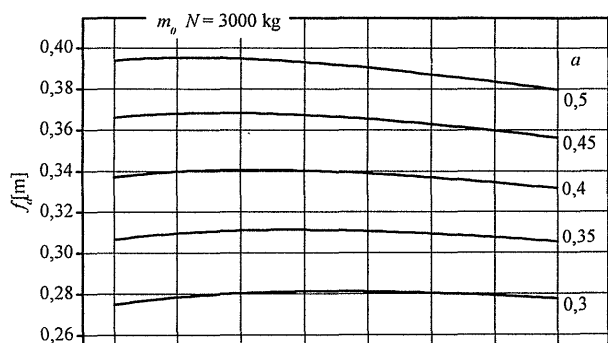
Slika 7. Zavisnost specifične potencijalne energije od učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija, za oslonjenu masu po oslonom točku 4000 kg



Slika 8. Zavisnost specifične ukupne potencijalne energije od učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija, za oslonjenu masu po oslonom točku 3000 kg



Slika 9. Zavisnost specifične ukupne potencijalne energije od učestanosti slobodnih vertikalnih oscilacija, za oslonjenu masu po oslonom točku 4000 kg



oslanjanja. Pri tome, pojedini parametri se usvajaju na osnovu kriterijuma koji predstavljaju prioritet.

S gledišta kriterijuma udobnosti vožnje, odnosno podnošljivog nivoa ubrzanja na mestima gde se nalaze članovi posade, osnovni parametar je učestanost slobodnih ugaonih oscilacija  $v_\phi$ . Kod savremenih osnovnih tenkova s torzionim sistemom oslanjanja,  $v_\phi$  se kreće u granicama 0,6-0,7 (kod starijih ruskih tenkova i do 0,9). Pod pretpostavkom da su opterećenja oslonih točkova jednaka, rastojanja između njih ista i da je sistem oslanjanja simetričan, može da se odredi učestanost slobodnih vertikalnih oscilacija, prema izrazu [6]:

$$v_z = \frac{v_\phi}{\frac{L_g}{i_y} \sqrt{\frac{2}{N} \sum_{i=1}^{N/2} \left(\frac{l_i}{L_g}\right)^2}} \quad (23)$$

pri čemu vrednost izraza:

$$\sum_{i=1}^{N/2} \left(\frac{l_i}{L_g}\right)^2 \quad (24)$$

za 10 oslonih točkova iznosi 0,625, za 12 točkova 0,7 a za 14 točkova 0,778.

Za radnu dužinu torzionog štapa može da se usvoji vrednost širine oklopnog tela.

Dinamički hod oslonog točka usvaja se na osnovu klirensa; kod nemačkih tenkova dinamički hod je 200 mm manji od klirensa, dok je kod prvih tenkova MI ABRAMS dinamički hod bio samo 100 mm manji od klirensa. Treba re-

4. Sve ove veličine se unesu u izraz za dinamički hod (26), tako da je jedina nepoznata - krak laktaste osovine  $a$ .

Određivanjem te nepoznate, može da se odredi i specifična potencijalna energija (iz izraza 21) i prečnik torzionog štapa  $d$  (po obrascu 2).

Metod proračuna testiran je na primeru određivanja karakteristika sistema oslanjanja za vozilo sa sledećim osnovnim podacima:

- oslonjena masa vozila	42000 kg
- moment inercije oslonjene mase vozila	378000 kgm <sup>2</sup> (radijus inercije 3 m)
- širina oklopnog tela vozila	2,1 m
- klirens	0,48 m
- dužina naleganja gusenice	4,5 m

Usvojene su sledeće veličine:

- dinamički hod oslonog točka	0,3 m
- učestanost slobodnih ugaonih oscilacija	0,69 Hz
- računsko dozvoljeno napreznje na uvijanje torzionog štapa	1250 N/mm <sup>2</sup>

Proračunato je pet varijanti sistema oslanjanja, od kojih su tri s različitim brojem oslonih točkova (10, 12 i 14) s maksimalnim prečnikom oslonih točkova, raspoređenih na jednakom odstojanju, i dve varijante sa po 12 oslonih točkova srednje veličine (700 mm), od kojih su kod četvrte varijante točkovi na jednakom odstojanju, dok su kod pete varijante raspoređeni tako, da je između srednjih točkova razmak povećan na 1420 mm, a između svih ostalih točkova je minimalni razmak od 770 mm. Proračunati parametri, za pomenutih pet varijanti, predstavljeni su u tabeli 2.

Radi poređenja varijanti sa različitim brojem oslonih točkova, u poslednjoj koloni date su vrednosti mase radnih delova svih torzionih štapova sistema oslanjanja. Specifična ugaona potencijalna energija  $\epsilon_{p\varphi}$  određena je približno, tako što je specifična potencijalna energija pomnožena sa izrazom (24), koji u slučaju varijante s razmaknutim srednjim točkovima iznosi 0,766.

Tabela 2.

- Glavni nedostatak varijante sa 10 oslonih točkova nije nađen među proračunatim parametrima, a takođe ni među osnovnim taktičko-tehničkim podacima. Naime, kao merilo vučne sposobnosti borbenog guseničnog vozila, među osnovnim taktičko-tehničkim podacima figurira podatak o specifičnom pritisku, koji podrazumeva ravnomernu raspodelu pritiska po celoj dužini naleganja gusenice. U stvarnosti, pritisak ispod točkova je daleko veći, i zavisi od vrste podloge. Kao karakteristiku koja određuje vučne sposobnosti borbenog guseničnog vozila, trebalo bi respektovati i pritisak članka gusenice ispod oslonog točka, kada se vozilo nalazi na ravnoj tvrdoj podlozi. Taj pritisak je kod varijante sa 10 oslonih točkova preko 40% veći nego kod varijante sa 14 točkova. To je verovatno i razlog što se već dvadesetak godina ne proizvode osnovni tenkovi sa 10 oslonih točkova i najverovatnije se neće ni proizvoditi.
- Od preostale četiri varijante, sudeći po podacima o specifičnoj potencijalnoj energiji, varijanta sa 12 oslonih točkova prečnika 800 mm je najpovoljnija. Razlika u vrednostima specifičnih ugaonih potencijalnih energija između pomenute i varijante sa sedam točkova je minimalna. Varijanta 5, u odnosu na varijantu 4 (sa oslonim točkovima prečnika 700 mm, koji su na jednakim odstojanjima), daje 8% nižu specifičnu potencijalnu energiju ali je specifična ugaona potencijalna energija čak nešto veća.
- Osloni točkovi većeg prečnika pružaju manji otpor kotrljanju. S druge strane, točkovi većeg prečnika povećavaju cenu izrade, a takođe povećavaju i neoslonjene mase.
- Kod nemačkog tenka *LEOPARD 2*, specifična potencijalna energija iznosi 3,15 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>, dok je specifična energija prigušenja 4,25 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> od čega se čak 3,07 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> odnosi na prigušenje u hidrauličkim graničnicima hoda, što znači približno isto kao specifična potencijalna energija. Iz tih razloga, kod sistema oslanjanja koji poseduju moćne graničnike hoda, razlika od 0,35-0,75 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> koja se pojavila između specifičnih potencijalnih energija razmatranih varijanti ne mora da ima presudni uticaj pri izboru optimalne varijante, ukoliko se razlika može lako

Prezentirani metod proračuna omogućava izbor optimalne varijante, ukoliko se upotpuni s analizom ostalih faktora koji utiču na funkcionisanje hodnog sistema.

### Literatura

- [1] MILINKOVIĆ, B. O nelinearnim oscilacijama guseničnih vozila sa torzionim sistemom oslanjanja. *Naučnotehnički pregled*, 1982, vol. XXXII, no. 6, pp. 18-31.
- [2] ZABAVNIKOV, N.A. *Osnovy teorii transportnyh guseničnyh mašin*. Mašinstroenie, Moskva, 1968.
- [3] KRAPKE, P.W. Kampfpanser "Leopard 2". *Soldat und Technik*, 1974, no. 3, pp. 128-134.
- [4] GREWIG, K. Fahrwerke gepanzerter Kampffahrzeuge. *Wehrtechnik*, 1985, no. 2, pp. 52-56.
- [5] SAMUSENKO, M.F., EMELIN, M.I. *Osnovy proektirovanija artillerijskoga vooruženija tankov i samohodno-artillerijskih ustanovok*. Artilleerskaja inženernaja akademija, Moskva 1958.
- [6] NIKITIN, A.O., SERGEJEV, L.V. *Teorija tanka*. Akademija bronetankovyh vojsk, Moskva, 1962.
- [7] ANDRE, M. *Chars de combat*. Ecole Nationale Supérieure des ingénieurs des études et techniques d'armement, 1987.
- [8] Maclaurin, E.B. *Running gear design for high speed tracked vehicles*. FISSITA, 1992.

Rad primljen: 3.9.2002.god.

## Potential energy as a criterion for choosing battle tracked vehicles torsional suspension system parameters

This paper elaborates a mathematical model for determining a specific potential energy and the presented interdependancy which helps obtain an overall speculation of particular parameters' effect on the energy accumulated in the torsion bars. The same model may be used for defining the basic geometrical sizes of torsional suspension system.

*Key words:* torsion bar, potential energy, torsional suspension system.

## Energie potentielle comme un des critères pour le choix des paramètres du système de suspension à barres de torsion chez les véhicules chenillés de combat

Un modèle mathématique est dérivé pour la détermination de l'énergie potentielle spécifique et la dépendance présentée qui facilitent la compréhension des effets de quelques paramètres sur l'énergie accumulée dans les barres de torsion. Le même modèle mathématique peut être aussi utilisé pour définir les principales grandeurs géométriques du système de suspension à barres de torsion.

*Mots-clés:* barre de torsion, énergie potentielle, système de suspension.