

NEKI ASPEKTI ISTRAŽIVANJA „LEPRŠANJA“ UPRAVLJAČKIH TOČKOVA TERETNOG MOTORNOG VOZILA

UDC: 623.437.44 : [629.11.012.355 : 534.13]

Rezime:

Vibracije upravljačkih točkova oko osovinica rukavaca, poznate pod nazivom „lepršanje“, štetne su za parametre upravljivosti motornih vozila. One nastaju usled dejstva neravnina na putu, postojanja zazora u sistemu za upravljanje, neuravnoteženosti točkova, neuniformnosti pneumatika i točkova i sl. Pri projektovanju sistema za upravljanje treba težiti optimalnom izboru parametara vozila sa aspekta minimizacije „lepršanja“ točkova. U ovom radu prikazano je modeliranje sistema za upravljanje teretnog motornog vozila sa ugrađenim servo, odnosno mehaničkim upravljačem, radi proučavanja „lepršanja“ upravljačkih točkova.

Ključne reči: vozilo, sistem za upravljanje, servoupravljač, mehanički upravljač, vibracije.

SOME ASPECTS OF INVESTIGATION OF MOTOR VEHICLES STEERING WHEELS SHIMMY

Summary:

Steering wheels vibrations around king pins, known as „shimmy“, produce a harmful influence on motor vehicle steering parameters. They appear to be a result of the influence of road irregularities, clearance in the steering system, wheels unbalance, wheels and tires nonuniformity, etc. In a vehicle steering system design process, an optimal choice of vehicle parameters is of major importance for minimum values of wheels shimmy. This paper presents an attempt to model a truck steering system with power and mechanical steering, so as to study steering wheels shimmy.

Key words: vehicle, steering system, power steering, mechanical steering, wheels shimmy.

Uvod

Vibracije u sistemu za upravljanje potiču od pobuda mikroneravnina puta, neuravnoteženih točkova, zazora, neuravnoteženosti u sistemu za prenos snage, delovanja vozača na točak upravljača, ne-

uniformnosti pneumatika, pobuda u servo ili mehaničkom upravljaču i sl. Poseban vid vibracija upravljačkih točkova, oko osovinice rukavaca, u literaturi [3, 6, 8, 15, 18] se naziva „lepršanje“ (shimmy). Ova pojava uočena je odavno [1] i štetna je za upravljivost motornih vozila, pa pri izboru parametara sistema za upravljanje treba težiti njenoj minimi-

* Akademik Akademije transporta i akademik Akademije kvaliteta Ruske Federacije, redovni član Inženjerske akademije Jugoslavije.

zaciji. U početnoj fazi projektovanja u te svrhe se koristi dinamička simulacija, koja omogućava analizu uticaja konstruktivnih parametara na lepršanje točkova, analizu stabilnosti sistema za slučaj da postoje sistemi automatske regulacije [10] i sl.

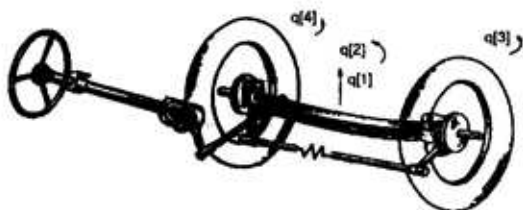
Cilj ovog rada bio je da se izvrši analiza uticaja vrste upravljača na „lepršanje“ upravljačkih točkova kamiona sa pogonom preko svih točkova (masa i ostali parametri su uzeti od vozila FAP 2226 [20]). Modeliranje sistema za upravljanje posmatranog vozila obuhvata dve varijante: sa servo i bez servoupravljača.

Treba uočiti da modeliranje prednjeg mosta sa ugrađenim servoupravljačem zahteva korišćenje principa klasične mehanike i hidraulike, a u slučaju vozila sa mehaničkim sistemom za upravljanje samo principa mehanike.

Modeliranje „lepršanja“ upravljačkih točkova

Radi daljeg razmatranja, na slici 1 šematski je prikazan sistem za upravljanje teretnog motornog vozila. Očigledno je da ga čine dva podsistema, i to:

- prednji (upravljački) most,
- upravljač sa mehanizmom za upravljanje (polužje, spone, trapez upravljanja).



Sl. 1 – Šematski prikaz prednjeg mosta i sistema za upravljanje teretnog motornog vozila

U ovom radu su posmatrane dve varijante upravljanja, sa i bez servodejstva. Razlika između njih se, prvenstveno, ogleda u činjenici da se kod servoupravljača stvara dodatni moment zaokretanja, usled servodejstva. U tom slučaju sabiraju se moment usled servodejstva i moment kojim vozač deluje na točak upravljača, pa se njegovim anuliranjem omogućava da se jednim modelom opišu oba tipa upravljača. Imajući u vidu da postoji granična vrednost momenta za zaokretanje vozila [11], očigledno je da će vozač, u slučaju postojanja servodejstva, delovati manjim momentom na točak upravljača, pa će se manje i zamarati [8-12, 19]. Prednosti i nedostaci sistema za upravljanje sa servoupravljačem detaljno su obrađeni u literaturi [7, 11]. Treba ukazati na činjenicu da servoupravljač izaziva dodatne vibracije u sistemu za upravljanje [11], pa će ta pojava biti analizirana u ovom radu.

Takode treba istaći da servoupravljač sa mehanizmom za upravljanje i prednjim mostom predstavlja sistem automatske regulacije, čija je značajna karakteristika stabilnost. Imajući u vidu da je ovaj problem razmotren u [10] za slučaj linearnih dinamičkih sistema, a da još uvek ne postoje opšte metode za analizu stabilnosti nelinearnih dinamičkih sistema automatske regulacije, o ovom problemu u ovom radu neće biti reči.

Modeliranje mehaničkog podsistema

Imajući u vidu sliku 1 ocenjeno je celishodnim da se razmatraju sledeća kretanja:

- vertikalne vibracije prednjeg mosta $q[1]$,
- valjanje prednjeg mosta $q[2]$,
- „lepršanje“ desnog točka $q[3]$,
- „lepršanje“ levog točka $q[4]$.

Pored toga, u analizu je uključen i uticaj geometrije oslanjanja prednjih točkova kao i podizanje centra prednjeg mosta. Uticaj geometrije postavljanja upravljačkih točkova na podizanje centra prednjeg mosta analiziran je u [9, 11, 18], pa su te relacije korišćene i u ovom radu.

Zazori u sistemu za upravljanje su zanemareni, a u analizu su uključene sile i momenti koji deluju na površini dodira pneumatika i tla, kao i elastičnost spone trapeza.

Kinematika upravljačkog mehanizma, takođe, utiče na „lepršanje“ točkova, što je detaljno opisano u [3].

Imajući u vidu pravila koja propisuje programski paket NEWEUL, i usvojena karakteristična oscilatorna kretanja posmatranog sistema sa slike 1 uvedeno je 16 koordinatnih sistema, šest linearizovanih veličina i 9 zamena. Pri tome nisu linearizovane veličine uglova „lepršanja“, što je dovelo do nelinearnosti u mehaničkom modelu.

Izbor koordinatnih sistema zavisi od broja stepeni slobode kretanja, a njihov broj je proizvoljan. Njima se dodeljuju mase, momenti inercije, sile i sl. Postupak unošenja ulaznih podataka definisan je pravilima NEWEUL-a [21].

Nakon izvršenja programa na računaru Pentium 133 MHz, 64Mb RAM, generisane su diferencijalne jednačine koje opisuju posmatrana oscilatorna kretanja prednjeg mosta i „lepršanje“ upravljačkih točkova.

Kako je posmatrani dinamički sistem neholonoman, u generisanim diferencijalnim jednačinama figurišu izrazi za sile i momente koje je neophodno definisati.

Imajući u vidu uticaj geometrije oslanjanja točkova na sile i momente koji se javljaju u dodirnoj površini točka i tla, na osnovu [6, 8, 9, 14, 15, 18], može se napisati:

$$\begin{aligned} Y_{ii} &= Z_{ii} (C_y q[3,4] + C_{\chi_y} \chi + C_{\gamma_y} \gamma) \\ M_{si} &= Z_{ii} (C_s q[3,4] + C_{\chi_s} \chi + C_{\gamma_s} \gamma) \end{aligned} \quad (1)$$

gde su:

C_{χ_y} i C_{γ_s} – koeficijenti uticaja uglova konvergencije i bočnog nagiba točka na bočnu silu i moment stabilizacije,

χ , γ – uglovi konvergencije i bočnog nagiba točka, respektivno, (indeksi y – sila, s – moment),

C_y i C_s – koeficijenti bočne krutosti pneumatika (indeksi y – sila, s – moment),

$q[3]$, $q[4]$ – uglovi „lepršanja“ desnog i levog upravljačkog točka, respektivno,

Z_{ii} – radijalna sila tla ($i = 1, i = d$). Uobičajeno je da se njihove veličine definišu u obliku [8, 9]:

$$Z_{ii} = \frac{G}{2} + G_i \quad (2)$$

gde je:

G – statička reakcija tla koja potiče od oslonjene mase,

G_i – sila usled mase točka.

Analize su pokazale da se uticaj diferencijala na preraspodelu sila sa levog na desni točak i obrnuto, može, pri pravolinijskoj vožnji, zanemariti [9]. Zbog

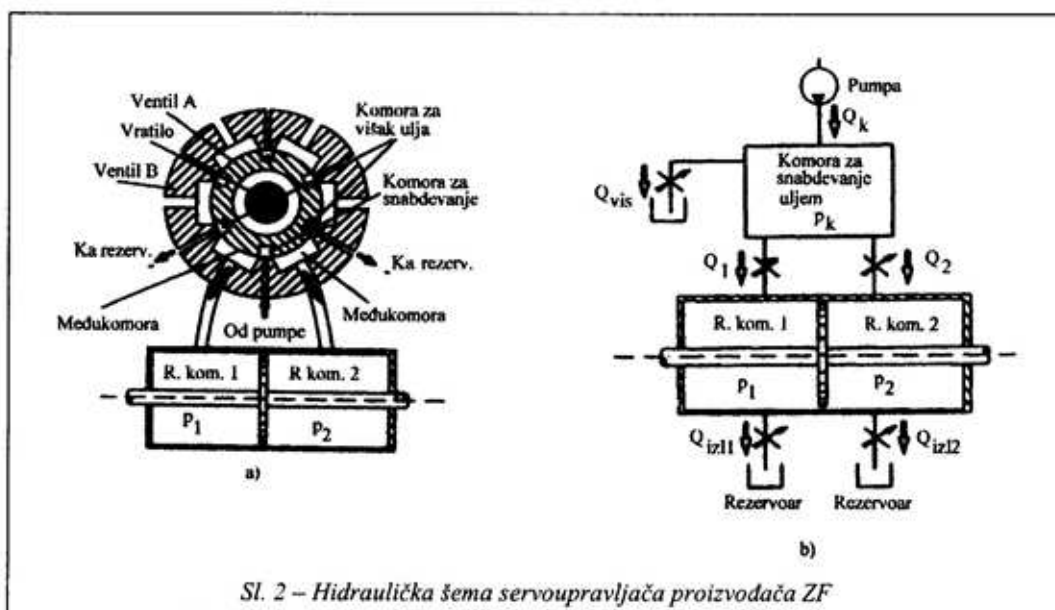
toga je to i ovde učinjeno, pa su i tangencijalne sile na levom i desnom točku međusobno jednake.

U radu je posmatrano vozilo FAP 2226, tako da su svi neophodni parametri dobijeni od proizvođača [20], i ovde nisu prikazani, a analize su obavljane za brzine 10, 15 i 20 m/s i za potpuno opterećeno vozilo.

Modeliranje hidrauličkog podistema

Hidraulički sistem servoupravljača, koji je šematski u preseku prikazan na slici 2a, sastoji se od većeg broja komponenti [5, 12, 19, 22]: pumpe, vodova za napajanje sistema uljem, servoventila, radnog cilindra, rezervoara za zalihe, pritisknih komora i sl. Vozač deluje preko točka upravljača i izaziva okretanje vratila, koje je u vezi sa servohidrauličkim ventilom. Funkcionisanje servoupravljača detaljno je opisano u [5, 12, 19]. Radi

daljeg razmatranja, na slici 2b prikazana je funkcionalna hidraulička šema posmatranog servoupravljača, proizvođača ZF [22]. Očigledno je da se ulje od hidrauličke pumpe dovodi u komoru za napajanje uljem. Pri nultom položaju servoventila ulje se dovodi u dve međukomore, koje su povezane sa komorama radnog cilindra u kojem vladaju pritisci p_1 i p_2 . Pošto su pritisci međusobno jednaki, ulje direktno otiče u rezervoar. Zaokretanjem točka upravljača zakreću se i delovi servoventila, tako da se menja površina otvaranja ventila između komore za napajanje i međukomora (jedna se površina smanjuje a druga povećava u zavisnosti od smera rotacije vratila upravljača). Istovremeno se zatvara, odnosno otvara odgovarajuća površina između međukomora i malih komora. Time dolazi do pojave protoka u komori 1 i promene pritiska ulja, sa čime je u tesnoj vezi i povećanje pritiska ulja u radnom cilindru, jer dolazi do povećanja količine ulja. Suprotan proces odvija se u komori 2.



Sl. 2 – Hidraulička šema servoupravljača proizvođača ZF

Na osnovu datog opisa i osnovnih postavki hidraulike [8, 12, 13, 19] mogu se napisati osnovne hidrodinamičke jednačine sistema. Protok ulja ka komori za snabdevanje dat je izrazom [12]:

$$Q_k = \frac{p_p - 0,5p_k}{p_p - p_0} \quad (3)$$

gde je:

p_p – maksimalni radni pritisak pumpe (100 bara),

p_k – pritisak u komori,

p_0 – atmosferski pritisak.

Protok u komore radnog cilindra 1 i 2 opisuje jednačina [8, 12, 13, 19]:

$$Q_{1,2} = A_{1,2}\psi_{1,2}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{|p_k - p_{1,2}|}\text{sign}|p_k - p_{1,2}| \quad (4)$$

gde je:

$A_{1,2}$ – površine otvaranja,

$\psi_{1,2}$ – faktor strujanja,

ρ – gustina ulja.

Na sličan način može se napisati i relacija za protok ulja iz radnih komora ka izlaznim rezervoarima [8, 12, 13, 19]:

$$Q_{3,4} = A_{3,4}\psi_{3,4}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{|p_{1,2} - p_0|}\text{sign}|p_{1,2} - p_0| \quad (5)$$

pri čemu su oznake iste kao u izrazu (4).

Na osnovu [12] i slike 2, brzina promene pritiska u komori za snabdevanje uljem definisana je izrazom:

$$p = (Q_k - Q_1 - Q_2 - Q_{vs}) \quad (6)$$

a brzine promena pritiska u komorama radnog cilindra:

$$p_{1,2} = \frac{E}{v_r \pm xA_{kl}}(Q_{1,2} - Q_{iz1,2}mxA_{kl}) \quad (7)$$

gde je E modul stišljivosti ulja [13], dok su ostale oznake prikazane na slici 2.

Površina otvaranja prolaza može se aproksimirati izrazom [8, 12, 19]:

$$A_{1,2} = A_{nom} \left(1 - \sin \frac{\Delta\psi}{\Delta\psi_{max}} \right) \quad (8)$$

Veličina $\Delta\psi$ je u tesnoj vezi sa uglovima zaokretanja vratila upravljača, tj:

$$\Delta\psi = \varepsilon - \delta \quad (9)$$

pri čemu je:

$$\delta = \frac{x}{r_{puza}} \quad (10)$$

U izrazima (9, 10) korišćene su oznake:

ε – ugao zaokretanja puža,

x – pomeranje pužnog točka,

ψ_{max} – maksimalni ugao zaokretanja servoventila,

r_{puza} – poluprečnik puža.

Treba uočiti da su izrazi (3 do 10) nelinearnog karaktera, što svakako doводи do nelinearnosti čitavog posmatranog dinamičkog modela.

Dinamička simulacija

Pri dinamičkoj simulaciji bilo je neophodno uključiti u razmatranje i dejstvo vozača na točak upravljača, pa su usvojene sledeće hipotetičke zavisnosti:

– ugao zaokretanja točka upravljača

$$\theta_u = \frac{\pi}{6} (rnd - 0,5) \quad (11)$$

– moment kojim vozač deluje na točak upravljača

$$M_{voz} = 200^* (rnd - 0,5) \quad (12)$$

gde su *rnd* slučajni brojevi, ravnomerno raspoređeni u intervalu 0 i 1.

Kako je posmatrani kombinovani hidrodinamički i mehanički sistem nelinearan, diferencijalne jednačine kretanja i izrazi (1 do 12) rešavani su simultano, numerički, primenom metode Runge-Kuta, sa korakom integracije 0,0005 u 16384 tačke, što je omogućilo pouzdanu analizu podataka u intervalu 0,12 do 1000 Hz [2]. Pri tome su korišćeni parametri servoupravljača iz [8, 12, 19], koji su u skraćenom vidu dati u tabeli 1.

Tabela 1

Osnovni parametri korišćenog sistema servoupravljača

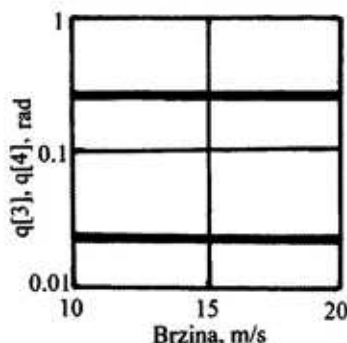
$p=10$ MPa
$Q=0,3$ m ³ /s
$Q_{vis}=0,15$ m ³ /s
$\rho=750$ kg/m ³
$E=6,12$ Pa
$v_r=0,1$ m ³
$v_s=0,05$ m ³
$A_{12}, A_{13}, A_{14}, A_{15}=0,000001$ m ²
$A_{kl}=0,009$ m ²
$\Psi_1, \Psi_2, \Psi_3, \Psi_4=0,7$
$r_{pocz}=0,01$ m

Vremenske realizacije dobijene numeričkom integracijom slučajnog su karaktera. To se lako može objasniti činjenicom da su pobude kojima vozač deluje na točak upravljača, kao i one koje potiču od mikroneravnina puteva, takođe slu-

čajne. Zbog toga je bilo neophodno da se izvrši obrada podataka. Najpre su izračunate efektivne vrednosti „lepršanja“ upravljačkih točkova, zatim unakrsni spektri i korelacione funkcije i, najzad, funkcija koherencije.

Pri analizi dobijenih podataka treba imati u vidu da cilj izvršenih istraživanja nije bio da se utvrdi uticaj vrste upravljača na zamor vozača, jer je ovaj efekat dobro poznat [7], već samo na „lepršanje“ prednjih točkova.

Radi ilustracije, na slici 3 prikazani su delimični rezultati koji se odnose na efektivne vrednosti „lepršanja“ točkova.



Sl. 3 – Uticaj brzine na „lepršanje“ točkova za slučaj ugrađenog servoupravljača

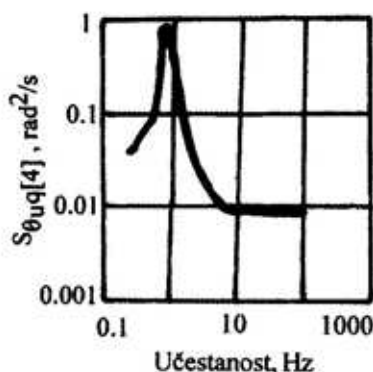
Analize su pokazale da brzina vozila neznatno utiče na veličine uglova „lepršanja“ točkova, i to kod oba tipa upravljača. Pri tome se javlja razlika u veličini uglova „lepršanja“ levog i desnog točka, što se može objasniti činjenicom da upravljač direktnije utiče na „lepršanje“ levog točka, zbog same konstrukcije.

Analizom unakrsnih spektara, čiji je ilustrativan primer prikazan na slici 4, utvrđeno je da postoji veća povezanost pobuda koje potiču od točka upravljača i

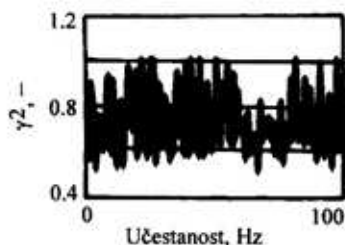
točkova, a manja kada se posmatra veza između točkova. Brzina vozila nije pokazala značajniji uticaj na izračunate vrednosti unakrsnih spektara, što je u saglasnosti sa izračunatim efektivnim vrednostima. Pored toga, tip upravljača nije pokazao veći uticaj na karakter uglova „lepršanja“ točkova, jer se radilo o istim karakteristikama pobuda koje je vozač prouzrokovao delovanjem na točak upravljača.

Do sličnih zaključaka došlo se i analizom unakrsnih (kros) korelacionih funkcija, pa one ovde neće biti posebno razmatrane.

Dodatne analize omogućene su posmatranjem funkcija koherencije, koje su delimično prikazane na slikama 5 do 9.



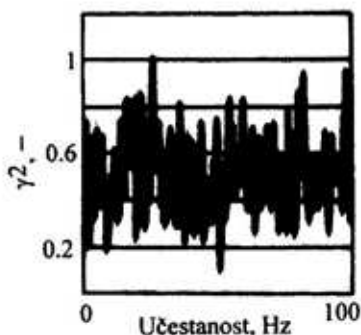
Sl. 4 – Unakrsni spektar: točak upravljača – levi točak, za brzinu vozila 10 m/s (varijanta sa servoupravljačem)



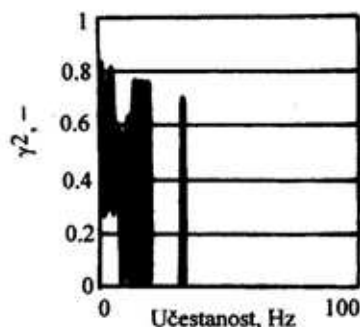
Sl. 5 – Funkcija koherencije: točak upravljača – levi točak, za brzinu vozila 10 m/s (varijanta sa servoupravljačem)

Analizom funkcija koherencije točak upravljača – levi točak vozila, pokazano je da u svim posmatranim eksploatacionim uslovima (tri brzine) postoji veća sprega nego što je to slučaj sa spregom točka upravljača i desnog točka (slika 6). To se objašnjava činjenicom da postoji bliža konstruktivna veza između levog točka i točka upravljača, nego u slučaju desnog točka.

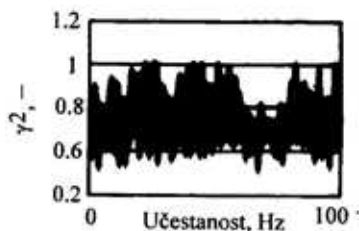
Sa slike 7 uočava se da postoji sprega „lepršanja“ levog i desnog točka, u značajnijom meri, samo pri nižim učestanostima (do 10 Hz), dok pri višim učestanostima ta sprega uopšte ne postoji, pa



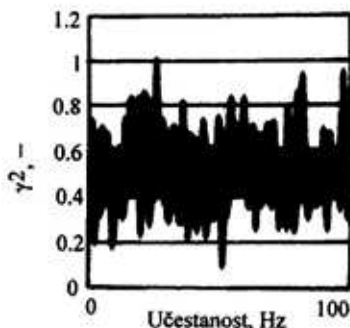
Sl. 6 – Funkcija koherencije: točak upravljača – desni točak, za brzinu vozila 10 m/s (varijanta sa servoupravljačem)



Sl. 7 – Funkcija koherencije: desni – levi točak, za brzinu vozila 10 m/s (varijanta sa servoupravljačem)



Sl. 8 – Funkcija koherencije: točak upravljača – levi točak, za brzinu vozila 10 m/s (varijanta sa mehaničkim upravljačem)



Sl. 9 – Funkcija koherencije: točak upravljača – desni točak, za brzinu vozila 10 m/s (varijanta sa mehaničkim upravljačem)

levi i desni točak imaju nezavisna „lepršanja“. To se lako može objasniti činjenicom da je spona trapeza upravljanja posmatrana kao elastično telo.

Analizom podataka sa slika 8 i 9 može se uočiti da postoji slična zavisnost i kod vozila sa mehaničkim upravljačem, ali je u tom slučaju nivo sprege viši nego kod slučaja servoupravljača. To je logično, jer u ovom slučaju ne postoji prigušenje od strane ulja u sistemu za upravljanje.

Za obe varijante upravljača karakteristično je da je funkcija koherencije manja od jedinice, što potvrđuje činjenicu da su u pitanju bili nelinearni modeli sistema za upravljanje.

Treba naglasiti da se i u ovim rezultatima uticaj brzine kretanja vozila mo-

gao zanemariti, kao i da zbog objektivnih teškoća dobijeni rezultati nisu mogli biti verifikovani eksperimentalnim putem. Međutim, imajući u vidu višegodišnja iskustva [20], može se tvrditi da se radi o pouzdanim analizama.

Zaključak

Na osnovu izvršenih analiza može se zaključiti da vrsta upravljača utiče na „lepršanje“ levog i desnog upravljačkog točka, pri čemu postoji veća povezanost „lepršanja“ levog točka sa pobudama koje vozač ostvaruje preko točka upravljača, dok nivo sprege postoji između vibracija („lepršanja“) levog i desnog točka.

U slučaju ugradnje servoupravljača javlja se niži nivo povezanosti „lepršanja“ točkova i pobuda od točka upravljača, nego kod mehaničkog upravljača.

Brzina vozila nije pokazala veći uticaj na uglove „lepršanja“ točkova.

U narednom periodu treba izvršiti i istraživanja iz oblasti stabilnosti posmatranog dinamičkog sistema.

Literatura:

- [1] Becker, G., Fromm, H., Maruhn, H.: Schwingungen in Automobilkungen (Shimmy), M. Krayn, Technische Verlag, G.M.B.H., Berlin, 1931.
- [2] Bendat, S., Piersol, E.: Analysis and Measuring Procedures, Wiley Interscience (na ruskom), Mir, Moskva, 1994.
- [3] Demic, M.: Analysis of Influence of Design Parameters on Steered Wheels Shimmy of Heavy Vehicles, Vehicle System Dynamics, 26 (1996), pp. 343–379.
- [4] Demic, M.: Optimization of Vehicles Elasto-Damping Element Characteristics from the Aspect of Ride Comfort, Vehicle System Dynamics, 23 (1994), pp. 351–377.
- [5] Duer, R., Schiehlen, W., Zamow, J.: Simulationsmodelle fuer Servolenkungen, VDI Berichte, Nr. 1283, 1996.
- [6] Ellis, J. R.: Vehicle Handling Dynamics, MEP, Ltd, London, 1994.
- [7] Fitech, J. W.: Motor Truck Engineering Handbook, SAE, Warrendalle, USA, 1993.
- [8] Gillespie, T.: Fundamental of Vehicle Dynamics, SAE, 1992.

- [9] Hachaturov, A. A. and oth.: Dynamic of the Road-Tire-Vehicle-Driver System (na ruskom), Mashinostroenie, Moscow, 1976.
- [10] Jančićević, N.: Automatizacija sistema motornih vozila, Mašinski fakultet u Beogradu, 1993.
- [11] Milidrag, S. i dr.: Sistemi upravljanja motornih vozila, FTN, Novi Sad, 1996.
- [12] Meitinger, Th., Breitfeld, C.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Zahnstangen-Hydrolenkungen, Achener Kolloquium Fahrzeug-und Motortechnik, 1998.
- [13] Merrit, H. E.: Hydraulic Control Systems, New York, John Willey and Sons, 1969.
- [14] Miliken, W., Miliken, D.: Race Car Dynamics, SAE, 1995.
- [15] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer, 1973.
- [16] Pars, A.: Treatise on Analytic Dynamics, Heinemann, London, 1971.
- [17] Simić, D.: Dinamika motornih vozila, Naučna knjiga, Beograd, 1980.
- [18] Simić, D.: Dinamika motornih vozila – stabilnost upravljanja, Mašinski fakultet, Kragujevac, 1973.
- [19] Ulrich, H., Boeker, M., Ketl, R.: Simulationen zur Optimierung von Servolenkungen, Internationales Fluid-technisches Kolloquium, Achen, 1998.
- [20] FAP: Informacije, 1977–2001.
- [21] NEWEUL, Manual, TU Stuttgart, 2000.
- [22] Prospektni materijal proizviđača ZF.