Dr Miroslav Demić,
profesor, dipl. inž.*
Mašinski fakultet
Kragujevac

Mr Milinko Minić,
dipl. inž.
SZR Abacus,
Priboj

Dr Milan Milovanović,
dipl. inž.
Naučni saradnik Instituta
za automobile, ZASTAVA,
Kragujevac

PRILOG DEFINISANJU PARAMETARA GEOMETRIJE OSLANJANJA UPRAVLJAČKIH TOČKOVA TERETNIH MOTORNIH VOZILA

UDC: 629.113.5.027-44

Rezime:

Geometrija oslanjanja upravljačkih točkova teretnih motornih vozila od velikog je značaja za eksploatacione karakteristike, jer utiče na upravljivost (stabilnost upravljačkih točkova), opterećenje elemenata sistema za upravljanje i oslanjanje i habanje pneumatika. Pomenuti fenomeni povezani su i sa zamorom vozača, pa se pravilnom izboru pomenutih parametara mora posvetiti posebna pažnja, kako u fazi projektovanja, tako i u toku održavanja vozila. U ovom radu učinjen je pokušaj da se razvije analitička metoda za određivanje orijentacionih vrednosti parametara geometrije u fazi projektovanja teretnih motornih vozila. Metoda je zasnovana na minimiziranju sila u poprečnoj sponi trapeza upravljačke osovine pri pravolinijskoj vožnji konstantnom brzinom, maksimiziranju momenata stabilizacije upravljačkih točkova pri njihovom zaokretanju u toku spore vožnje i minimiziranju momenta otpora zaokretanju upravljačkih točkova u mestu.

Ključne reči: vozilo, geometrija oslanjanja upravljačkih točkova, optimizacija.

A CONTRIBUTION TO DEFINITION OF SUSPENSION GEOMETRY PARAMETERS OF TRUCKS STEERING WHEELS

Summary:

Steering wheels suspension geometry of trucks is of great importance for operational characteristics, since it affects vehicles handling (stability of steering wheels), loading of steering system elements and suspension and suport and wear of tires. The mentioned phenomena are related to driver's fatigue, so a considerable attention must be devoted, to the optimal choise of parameters both in the phase of design and during the trucks maintenance. In this paper an attempt was made to develop an analytical method for the determination of approximate values of the steering wheels suspension geometry parameters in the trucks design phase. The method is based on the minimization of forces in the lateral connecting rod of the steering shaft trapeze during the straight line motion with constant speed and on the maximization of the stabilizing moment of steering wheels during in slow drive as well as on the minimization of the moment of resistance to turning steering wheels at stand.

Key words: trucks, steering wheels suspension geometry, optimization.

Uvod

Geometrija oslanjanja upravljačkih točkova pokazuje značajan uticaj na opterećenje sistema za upravljanje,

vibracije i stabilnost upravljačkih točkova, habanje pneumatika, moment otpora zaokretanju u mestu, moment na točku upravljača (u vezi sa zamorom vozača), itd. Bliža definicija i objašnjenja pomenutih pojmova dati su u radovima [2, 3, 6, 7, 8, 10, 12, 13, 14], pa

* Akademik Akademije transporta Ruske Federacije.

se ovde neće detaljnije izlagati. Na osnovu izloženog može se zaključiti da je ovom problemu neophodno posvetiti maksimalnu pažnju, kako u fazi projektovanja, tako i u fazi održavanja teretnih vozila.

Kao što je poznato, u fazi izrade idejnog projekta teretnog vozila mnogi njegovi parametri nisu poznati. Zbog toga se geometrija oslanjanja upravljačkih točkova (GUT) najčešće, u ovoj fazi razvoja projekta, definiše po analogiji sa sličnim već izvedenim rešenjima. Međutim, pored analognih tehničkih rešenja, projektanti moraju raspolagati i analitičkom metodom za brzo definisanje orijentacionih vrednosti parametara geometrije, čija bi se konačna optimizacija obavila uz korišćenje eksperimentalnih postupaka (ispitivanje prototipova, nulta serija) [3].

Metod

Ideja za optimizaciju geometrije oslanjanja upravljačkih točkova data je u [6], a izbor njenih parametara, u ovom radu, izvršen je primenom metode »STOHAŠTIČKE PARAMETARSKE OPTIMIZACIJE«, radi:

— minimizacije sile u sponi trapeza upravljačke osovine pri pravolinijskom kretanju vozila;

— maksimizacije momenta stabilizacije usled podizanja prednjeg kraja vozila pri maksimalnom zaokretu-

nju upravljačkih točkova i minimalnim brzinama kretanja vozila;

— minimizacije momenta otpora zaokretanju upravljačkih točkova u mestu.

Sila u poprečnoj sponi trapeza pri pravolinijskom kretanju vozila

U radu je analiziran uticaj otpora kotrljanja i bočnih sila od konvergencije točkova na veličinu sile u sponi trapeza upravljačke osovine. Na slici 1 šematski su prikazani parametri geometrije u horizontalnoj (a), vertikalnoj (b) i bočnoj ravni (c).

Komponenta radijusa zaokretanja točka usled χ , γ i δ data je izrazom:

$$e = \overline{SP} = \overline{PQ} - \overline{SQ} = h \cos \chi (\cos \gamma - \sin \gamma \operatorname{tg} \delta) - r_s (\sin \gamma + \cos \gamma \operatorname{tg} \delta) \quad (1)$$

Komponenta radijusa zaokretanja točka usled zatura točka data je izrazom:

$$d = \overline{CStg\epsilon} = \frac{\overline{QC}}{\cos \delta} \operatorname{tg} \epsilon = (r_s \cos \gamma + h \sin \gamma \cos \chi) \frac{\operatorname{tg} \epsilon}{\cos \delta} \quad (2)$$

Poluprečnik zaokretanja [7] definiše izraz:

$$r_0 = \sqrt{e^2 + d^2} \quad (3)$$

h - dužina rukavca,
 r_s - statički poluprečnik pneumatika,
 γ - ugao bočnog nagiba točka,
 χ - ugao konvergencije (uvlačenje),
 δ - ugao bočnog nagiba osovin. rukavca

Sl. 1 — Šematski prikaz parametara geometrije oslanjanja desnog prednjeg točka

Sa slike 1 očigledna je i sledeća relacija:

$$a = \overline{MT} \sin \varepsilon = r_s \cos \gamma \sin \varepsilon \quad (4)$$

Kao što je poznato [6, 7, 8, 12], sila otpora kotrljanju (R_f), pri pravolinijskom kretanju vozila malim i konstantnim brzinama na horizontalnom putu može se izračunati za oba upravljačka točka u obliku:

$$R_f = m_1 g f \quad (5)$$

gde je:

- m_1 — masa vozila koja se preko prednjeg mosta prenosi na tlo,
- f — koeficijent otpora kotrljanju,
- g — ubrzanje Zemljine teže.

Bočna sila, usled konvergencije točkova, pod pomenutim uslovima kretanja vozila, približno se može odrediti izrazom:

$$Y_\chi = K_\chi m_1 g \chi \quad (6)$$

gde je:

- K_χ — koeficijent povodenja pneumatika,
- m_1 — masa vozila koja se preko prednjeg mosta prenosi na tlo,
- g — ubrzanje Zemljine teže,
- χ — ugao konvergencije.

Radi daljeg izlaganja, na slici 2 šematski je prikazano delovanje pome-

$$h_L = h \cos (\gamma + \delta) \sin \delta \sin (1 - \cos \alpha_n) -$$

$$- r_1 \cos \gamma + r_1 \sqrt{1 - [\sin (\gamma + \delta) \cos \delta - \cos (\gamma + \delta) \sin \delta \cos \alpha_n]^2} \quad (8)$$

Slično se može izračunati i veličina podizanja desnog točka:

$$h_D = h \cos (\gamma + \delta) \sin \delta \sin (1 - \cos \beta_n) -$$

$$- r_1 \cos \gamma + r_1 \sqrt{1 - [\sin (\gamma + \delta) \cos \delta - \cos (\gamma + \delta) \sin \delta \cos \beta_n]^2} \quad (9)$$

Veličine α_n i β_n izračunavaju se na osnovu izraza [11, 12]:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_n &= \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \delta} \\ \operatorname{tg} \beta_n &= \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \delta} \end{aligned} \quad (10)$$

nutih sila na desni upravljački točak. Sa slike se vidi da Y_χ teži da istegne poprečnu sponu, a R_f da je sabije.

Sl. 2 — Šema sila na desnom upravljačkom točku

Na osnovu izraza (1—6) i slike 2 sila u sponi trapeza upravljačke osovine može se odrediti preko formule:

$$F_s = \frac{m_1 g (f r_0 - K_\chi \chi a)}{q \cos \alpha_T} \quad (7)$$

Moment stabilizacije usled podizanja prednjeg kraja vozila

Izrazi koji definišu ovaj moment poznati su iz literature [2, 3, 6, 7, 8, 11, 12], pa se neće posebno izvoditi, već će se dati kao gotovi.

Podizanje centra osovinice levog točka dato je izrazom [11, 12]:

gde je:

- α, β — odgovarajući uglovi zaokretanja levog i desnog točka,
- r_1 — veličina koja približno odgovara maksimalnom poluprečniku naplatka,
- γ, δ — odgovarajući uglovi geometrije oslanjanja upravljačkih točkova.

Prema [6, 7, 11, 12], a na osnovu izraza (8, 9), može se izračunati moment stabilizacije upravljačkih točkova pri maksimalnom zaokretanju vozila koje se kreće malim, konstantnim brzinama po horizontalnom putu:

$$M_s = \frac{h_L + h_D}{2} m_1 g \quad (11)$$

gde m_1 i g imaju ista značenja kao i u izrazima (5, 6, 7).

Moment otpora zaokretanju upravljačkih točkova

U literaturi postoji više izraza za približno izračunavanje momenta otpora zaokretanju upravljačkih točkova [2, 3, 7, 13]. Ovde je ocenjeno celishodnim da se koristi izraz iz [2, 7]:

$$M_z = M_L + M_D(i/\eta_0\eta_k) \quad (12)$$

gde je:

M_L, M_D — momenti otpora zaokretanju levog i desnog točka,

i — prenosni odnos trapeza upravljačke osovine,

η_0, η_k — stepen iskorišćenja veze osovinice rukavca, odnosno zglobova poprečne spone trapeza.

Veličine M_L i M_D određuju se na osnovu izraza:

$$M_L = m_1 [fe + 0,14 \varphi r_s - h (\operatorname{tg} \varepsilon \cos \alpha - \operatorname{tg} \delta \sin \alpha)] \frac{g}{2\eta_0}$$

$$M_D = m_1 [fe + 0,14 \varphi r_s - h (\operatorname{tg} \varepsilon \cos \beta - \operatorname{tg} \delta \sin \beta)] \frac{g}{2\eta_0} \quad (13)$$

gde je:

$m_1, g, f, e, r_s, h, \varepsilon, \delta, \alpha, \beta$ — ranije definisane veličine,
 φ — koeficijent prijanjanja.

Pri analizi je korišćen veći prenosni odnos trapeza [7]:

$$i = \frac{\sin (\Theta + \alpha + \tau)}{\sin (\Theta - \beta - \tau)} \quad (14)$$

gde je:

$$\Theta = 90 - \alpha_T;$$

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{q[\sin (\Theta + \alpha) - \sin (\Theta - \beta)]}{b_1 - q[\cos (\Theta + \alpha) + \cos (\Theta - \beta)]};$$

b_1 — rastojanje između osovinica rukavaca prednjeg mosta.

Metod optimizacije parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova

Za određivanje minimalnih i maksimalnih vrednosti funkcije cilja korišćena je metoda Hooke-Jeevesa [1, 4, 5, 11], metoda spoljašnjih kaznenih funkcija i program razvijen u PASCALU (algoritam je prikazan na slici 3). U radovima [4, 5, 6] detaljno je obrađena procedura optimizacije.

Sl. 3 — Algoritam metode optimizacije

Primenom razvijenog programa na personalnom računaru PENTIUM, izračunavane su:

— minimalna vrednost sile u spojni trapeza (izraz 7),

— maksimalna vrednost momenta stabilizacije (izraz 11) i

— minimalna vrednost momenta otpora zaokretanju upravljačkih točkova (izraz 12).

U proces optimizacije uključene su i granične vrednosti parametara geometrije koje su date u tabeli 1 [6].

Tabela 1

$-1^\circ \leq \gamma \leq 5^\circ$
$-2^\circ \leq \delta \leq 15^\circ$
$-0,5^\circ \leq \chi \leq 0,5^\circ$
$0^\circ \leq \varepsilon \leq 10^\circ$

S obzirom na to da sve poznate metode stohastičke parametarske optimizacije konvergiraju ka najbližem ekstremu funkcije cilja, [1] proces optimizacije je započet sa tri grupe po-

četnih vrednosti [7, 8] izračunatih na osnovu relacija:

$$(a) \frac{|\min| + |\max|}{2},$$

$$(b) \frac{|\min + \max|}{3},$$

$$(c) 0,9 |\max|$$

gde su:

$|\min|$ i $|\max|$ — minimalne i maksimalne vrednosti date u tabeli 1.

Metoda je proverena na primeru teretnog vozila FAP, čiji su parametri: $m_1 = 7500$ kg (5000 kg), $r_s = 0,577$ m, $h = 0,161$ m, $q = 0,230$ m, $\alpha_T = 12^\circ$, $b_1 = 1,75$ m, $L = 4,45$ m, $K_\chi = 5,40$ N/rad, $\alpha/\beta = 33^\circ/40^\circ$.

Tabela 2

Sila u sponi trapeza (izraz 7)

Veličine	a	b	c
	Optimalne vrednosti		
$\gamma [^\circ]$	0,134 (0,134)	0,137 (0,137)	0,134 (0,134)
$\delta [^\circ]$	14,987 (14,987)	14,984 (14,984)	14,987 (14,987)
$\chi [^\circ]$	0,499 (0,499)	0,499 (0,499)	0,499 (0,499)
$\varepsilon [^\circ]$	9,992 (9,992)	9,992 (9,992)	9,992 (9,992)
$F_s [N]$	-1044 (-696)	-1043 (-695)	-1044 (-696)

Tabela 3

Moment stabilizacije (izraz 11)

Veličine	a	b	c
	Optimalne vrednosti		
$\gamma [^\circ]$	-0,995 (-0,995)	-0,996 (-0,996)	-0,995 (-0,995)
$\delta [^\circ]$	-1,993 (-1,993)	-1,993 (-1,993)	-1,993 (-1,993)
$M_s [Nm]$	6,45 (4,30)	6,45 (4,30)	6,45 (4,30)

Moment otpora zaokretanju u mestu (izraz 12)

Veličine	a	b	c
	Optimalne vrednosti		
$\gamma [^\circ]$	4,892 (4,892)	4,984 (4,984)	4,984 (4,984)
$\delta [^\circ]$	-1,986 (-1,986)	-1,992 (-1,992)	-1,982 (-1,982)
$\varepsilon [^\circ]$	9,969 (9,969)	9,969 (9,969)	9,969 (9,969)
$M_z [\text{Nm}]$	5693 (3795)	5692 (3794)	5694 (3796)

Podaci u zagradama u tabelama 2, 3 i 4 odnose se na $m_1 = 5000 \text{ kg}$.

Analiza dobijenih rezultata

Iz tabela 2, 3 i 4 može se videti da masa vozila utiče na minimalne ili maksimalne vrednosti posmatranih veličina, a zanemarljivo malo na optimalne vrednosti parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova. To se može objasniti činjenicom da razvijene metode ne uzimaju u obzir elastičnosti i prigušenja u sistemima za upravljanje i oslanjanje pneumaticima, kao i neravnine puta, vibracije, itd. Pored toga, uočljivo je da početne vrednosti neznatno utiču na optimalne vrednosti, što ukazuje na mogućnost da se za brzo izračunavanje parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova u fazi izrade idejnog projekta proces optimizacije obavi samo sa jednom grupom početnih vrednosti. U tom smislu formirana je tabela 5 sa graničnim vrednostima parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova, koje se primenjuju kod savremenih teretnih vozila [9].

Upoređivanjem podataka iz tabela 2, 3 i 4 i tabele 5 može se zaključiti da jedino metoda zasnovana na minimizaciji sile u sponi trapeza daje očekivane

rezultate, pa može biti korišćena za brzo određivanje parametara GUT u fazi izrade idejnog projekta teretnog vozila. Ona, istovremeno, uključuje i uticaj sva četiri parametra GUT-a.

Uticaji dinamičkih pojava (inercijalne sile i momenti, vibracije) i neravnina puta su zanemareni, pa se izračunate veličine mogu koristiti kao orijentacione, dok se konačan izbor može izvršiti posle ispitivanja prototipa vozila.

Takođe, treba napomenuti da su projektanti vozila, odnosno sistema za upravljanje, u fazi izrade idejnog projekta teretnog vozila često suočeni sa nizom unapred zadatih tehničko-tehnoloških ograničenja (unifikacija prednjih osovina, isplativost serije, razmeštaj drugih sistema i agregata, različiti pneumatici i sl.), što dodatno otežava problem iznalaženja optimalnog rešenja.

Ocenjeno je celishodnim da se izvrše i analize uticaja promene nekih konstruktivnih i eksploatacionih uslova na parametre geometrije oslanjanja upravljačkih točkova. U tom smislu, posebno je analiziran uticaj promene koeficijenta otpora kotrljanja, koeficijenta bočne krutosti pneumatika, koeficijenta prijanjanja, poluprečnika točka, osnog rastojanja i mase vozila (osovinskog opterećenja).

Tabela 5

$\gamma [^\circ]$	$\delta [^\circ]$	$\varepsilon [^\circ]$	$\chi [^\circ]$
0-1,5	3-9,5	0-3	0-0,5

Radi ilustracije, na slikama od 4. do 9. dat je prikaz uticaja f , K_x , r_s na uglove γ , δ i ϵ . Pri tome treba napomenuti da ostale posmatrane veličine nisu uticale na geometriju oslanjanja upravljačkih točkova, već samo na veličinu sile u sponi trapeza upravljača, moment usled podizanja prednjeg kraja vozila i moment zaokretanja točkova u mestu, pa zbog toga ovde nisu grafički prikazani.

Slike 4, 5. i 6. pokazuju da sa porastom f raste γ , a opadaju δ i ϵ . To govori o tome da bi sa promenom otpora puta trebalo menjati geometriju oslanjanja upravljačkih točkova (γ , δ , ϵ), što bi u praksi izazvalo velike probleme, pa se zbog toga to ne čini.

Sl. 4 — Uticaj koeficijenta otpora kotrljanja na bočni nagib točka

Sl. 5 — Uticaj koeficijenta otpora kotrljanja na bočni nagib osovinice rukavca

Na slici 7. prikazan je uticaj koeficijenta bočne krutosti na ugao γ . Očigledno je da se porastom K_x (bočno krući pneumatici) on opada. To govori o tome da bi sa promenom vrste pneumatika ili pritiska vazduha trebalo menjati i ugao bočnog nagiba točkova, što se u praksi ne može činiti iz konstruktivnih razloga.

Sl. 6 — Uticaj koeficijenta otpora kotrljanja na zatur točka

Na kraju, slike 8. i 9. pokazuju kako promena poluprečnika točka r_s utiče na γ i δ . Očigledno je da porast r_s dovodi do opadanja γ i δ . To, praktično, znači da bi sa promenom poluprečnika točkova trebalo promeniti i geometriju (γ i δ), što kod već izvedenih vozila nije moguće.

Prethodna analiza pokazuje da se, još u fazi idejnog projektovanja, mo-

Sl. 7 — Uticaj koeficijenta povodjenja pneumatika na bočni nagib točka

Sl. 8 — Uticaj poluprečnika točka na ugao bočnog nagiba točka

Sl. 9 — Uticaj poluprečnika točka na ugao bočnog nagiba osovinice rukavca

raju imati u vidu pretežno zastupljeni eksploatacioni uslovi, jer je u odnosu na njih neophodno definisati optimalne parametre geometrije oslanjanja upravljačkih točkova.

Zaključak

Na osnovu izvršenih istraživanja, može se zaključiti:

— poznate metode optimizacije mogu se koristiti za određivanje orijentacionih vrednosti parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova u fazi izrade idejnog projekta vozila;

— razvijena metoda, zasnovana na minimiziranju sile u sponi trapeza upravljačke osovine, pri pravolinijskoj vožnji, uz korišćenje realnih konstrukcionih ograničenja, dovodi do prihvatljivih vrednosti parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova, neophodnih u fazi izrade idejnog projekta vozila;

— konačan izbor optimalnih parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova mora se vršiti ispitivanjem prototipova vozila u stvarnim eksploatacionim uslovima. Imajući u vidu značaj koji ovi parametri imaju na ukupno ponašanje vozila, neophodno ih je u toku eksploatacije održavati u optimalnim granicama.

Literatura:

- [1] Bunday, P.: Basic Optimization Methods, Spottiswoode Ballantyne, Colchester and London, 1984.
- [2] Viskij, S. i dr.: Gruzovje avtomobil, Mašinstroenie, Moskva, 1979.
- [3] Gincburg, L. i dr.: Metodika opredelenia optimalnih uglov ustanovki upravljajemih koles, Avtomobilnaja promišlenost 3., 1970.
- [4] Damić, M.: Optimization of Vehicles Elasto-Damping Elements Characteristics from the Aspect of Ride Comfort, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 23., 1994, pp. 351—377.
- [5] Damić, M.: Optimization of Characteristics of Elasto-Damping Elements of Cars from the Aspect of Comfort and Handling, *Internal Journal of Vehicle Desing*, Vol. 13., No 1, 1992.
- [6] Damić, M., Minić, M., Savić, R.: Analitičko definisanje parametara geometrije upravljačkih točkova u fazi projektovanja teretnih vozila SIS—FAP, Priboj, 1993.
- [7] Janković, D., Todorović, J.: Teorija kretanja motornih vozila, Mašinski fakultet, Beograd, 1990.
- [8] Milidrag, S., Časnji, F., Muzikravić, V., Poznanović, N.: Sistemi upravljanja motornih vozila, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 1996.
- [9] Minić, M.: Sistemi za upravljanje teretnih vozila, ABC glasnik, Beograd, 1992.
- [10] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Verlag, 1983.
- [11] Petrić, J.: Nelinearno programiranje, Beograd, 1979.
- [12] Savić, R.: Istraživanje metoda ispitivanja dinamičke čvrstoće spona za realne eksploatacione uslove rada sistema upravljanja automobila, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Kragujevac, 1988.
- [13] Simić, D.: Dinamika motornih vozila — stabilnost upravljanja, Mašinski fakultet, Kragujevac, 1974.
- [14] Simić, D.: Motorna vozila, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- [15] Hachaturov, A. i dr.: Dinamika sistemi: doroga-šina-avtomobilj-voditelj, Mašinstroenie, Moskva, 1975.