

PRILOG ISTRAŽIVANJU UTICAJA ISKOŠENOSTI OSOVINA NA POTROŠNJU GORIVA MOTORNOG VOZILA

Demić D. *Miroslav*, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski
fakultet, Katedra za motorna vozila i motore, Kragujevac

OBLAST: motori i motorna vozila

VRSTA ČLANKA: pregledni članak

Sažetak:

Potrošnja goriva je važna za ocenu performansi motornih vozila, a pažnja joj se poklanja još u fazi projektovanja vozila. Kasnije, u eksploatacionim uslovima, nastoji se da parametri vozila i potrošnja goriva budu unutar dopuštenih granica. Pri servisiranju najčešće se imaju u vidu parametri motora, ali praksa pokazuje da postoje i drugi uticajni parametri koji su značajni za potrošnju goriva.

U ovom radu istražen je uticaj iskošenosti osovina na potrošnju goriva tokom ravnomerne vožnje. Dobijeni rezultati pokazali su da je najmanja potrošnja goriva u slučaju kada su osovine normalne na podužnu osu simetrije vozila. Kako upravljački točkovi, zbog stabilizacije, imaju, pored ostalih parametara oslanjanja upravljačkih točkova, i ugao konvergencije, koji na potrošnju goriva može da pokaže sličan efekat kao i iskošenost prednje osovine, u radu je izvršeno istraživanje i uticaja tog fenomena. Naime, razvijen je metod optimalnog izbora geometrije oslanjanja upravljačkih točkova, sa aspekta istovremene minimizacije sile u poprečnoj sponi trapeza i potrošnje goriva. Dobijeni rezultati su u saglasnosti sa podacima kod izvedenih analognih vozila.

Ključne reči (regular): vozilo, iskošenost osovina, potrošnja goriva.

Uvod

Kao što je poznato, pod ekonomičnošću potrošnje goriva podrazumevaju se karakteristike koje su određene potrošnjom goriva u toku eksploatacije motornih vozila [7,12,21]. Ekonomičnost potrošnje goriva u značajnoj je meri određena karakteristikama motora, i to časovnom potrošnjom i specifičnom potrošnjom goriva. U praksi se, najčešće, za ocenu ekonomičnosti potrošnje goriva koristi potrošnja goriva na 100 km pređenog puta, dok je u nekim zemljama u optičaju veličina koja je njena recipročna vrednost. Ekonomičnost potrošnje goriva može se definisati [7] u različitim eksploatacionim uslovima:

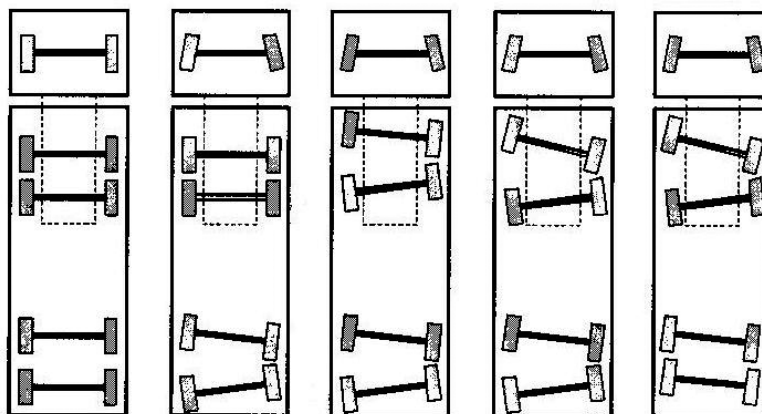
- na otvorenom putu, pri konstantnoj brzini kretanja vozila,

- prosečna potrošnja goriva na određenom putu i
- gradska potrošnja goriva.

Napominjemo da za ocene potrošnje goriva u eksploatacionim uslovima postoje standardizovani testovi [7], a mogu se izvoditi kako u putnim tako i u laboratorijskim uslovima, o čemu ovde neće biti reči.

Praksa ukazuje na postojanje korelacije parametara potrošnje goriva i stanja vozila, odnosno uslova eksploatacije [17,21]. Naime, u [21] se eksplicitno navodi sa kojim procentom otpor vazduha, brzina vozila, stanje pneumatika, pritisak vazduha u pneumaticima, način vožnje itd. utiču na stvarnu potrošnju goriva. Primera radi, kod teretnih motornih vozila dat je podatak da je uticaj pneumatika najveći do oko 80 km/h, a iznad te brzine veći uticaj ima aerodinamika vozila. Imajući u vidu da su u [21] dati kompletni podaci, ovde o tome neće biti više reči.

U ovom radu objasni će se jedan fenomen koji ima uticaja na potrošnju goriva. Naime, u eksploataciji iz raznih razloga dolazi do iskošenosti osovina vozila u odnosu na njihovu poprečnu osu simetrije. Ta pojava je štetna jer utiče kako na bezbednost vozila tako i na druge eksploatacione parametre. Ocenjuje se celishodnim da se ovaj fenomen, u ovom radu, analizira sa aspekta potrošnje goriva. Iskošenost osovina ilustrovaće se na primeru tegljača sa poluprikolicom, slika 1 [21].



Slika 1 – Ilustracija iskošenosti osovina
Figure 1 – Illustration of axle inclination

Metod

U prethodnom tekstu pomenuli smo karakteristične slučajeve eksploatacije vozila i odgovarajuće potrošnje goriva. Očigledno je da se ti uslovi, grubo, mogu svrstati u dve kategorije: stacionarno (konstantna brzina) i nestacionarno kretanje vozila. Imajući u vidu [7,12,19] da je anali-

tički veoma teško opisati potrošnju goriva pri nestacionarnom kretanju vozila, u ovom radu će se posmatrati ravnomerno kretanje vozila opremljenog mehaničkom transmisijom, pri čemu se neće ništa izgubiti od opštosti istraživanja.

Potrošnja goriva pri ravnomernom kretanju vozila na 100 km pređenog puta može se izračunati na osnovu izraza [7,12,19]:

$$Q = 100 \frac{Q_H}{v}, \quad (1)$$

gde su:

- Q , [dm^3], – potrošnja goriva na 100 km pređenog puta,
- Q_H , [dm^3/h], – časovna potrošnja goriva,
- v , [km/h], – brzina kretanja motornog vozila.

Časovna potrošnja goriva može se izračunati na osnovu eksperimentalno poznate specifične potrošnje goriva [7,12,19,17, 22]:

$$Q_H = \frac{g_e P_e}{1000}, \quad (2)$$

gde su:

- Q_H , [dm^3/h], – časovna potrošnja goriva,
- g_e , [gr/kWh], – specifična potrošnja goriva,
- P_e , [kW], – potrebna snaga motora za ostvarivanje ravnomernog kretanja motornog vozila, u datim eksploatacionim uslovima.

Za ostvarivanje ravnomernog kretanja motornog vozila brzinom v neophodno je angažovati snagu motora u W :

$$P_e = \frac{v \sum R}{\eta_u}, \quad (3)$$

gde su:

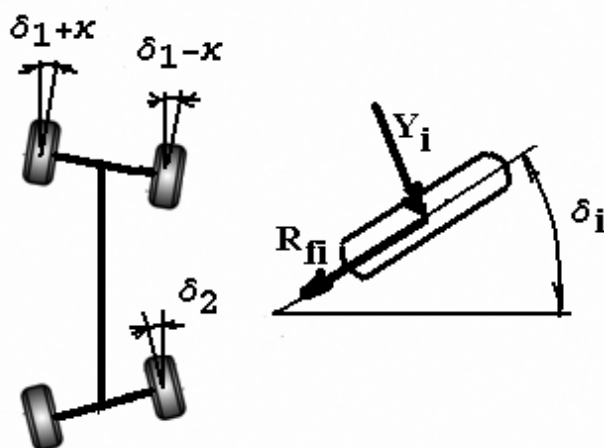
- $\sum R$, [N], – rezultirajući otpori pri ravnomernom pravolinijskom kretanju vozila, o kojima će kasnije biti reči,
- v , [m/s], brzina vozila,
- η_u , [$\text{}$], – ukupni stepen iskorišćenja transmisije.

Na osnovu izraza (1–3) dobija se:

$$Q = \frac{g_e \sum R}{10^4 \eta_u}, \quad (4)$$

Opisani postupak za izračunavanje potrošnje goriva je prikladan za vršenje uporednih analiza u fazi projektovanja vozila, ali on ne daje sasvim tačne rezultate jer ne obuhvata sve parametre koji utiču na potrošnju goriva [7,12,18], pa se ona, kao što je napomenuto, najčešće utvrđuje eksperimentalnim putem.

Kako u izrazu (4) figuriraju otpori, uključujući i otpore usled iskošenosti osovina, izračunaćemo ukupan otpor pri ravnomernom kretanju vozila. Posmatraćemo dvoosovinsko teretno vozilo kod kojeg su osovine iskošene za uglove δ_1 i δ_2 , a kod kojeg smo ugao konvergencije prednjih točkova označili sa χ , kao što ilustruje slika 2.



Slika 2 – Ilustracija iskošenosti prednje i zadnje osovine i konvergencije prednjih točkova (i=1 za prednje – izraz (5), a i=2 za zadnje točkove)

Figure 2 – Illustration of front and rear axle inclination and convergence of front wheels (i=1 for front wheels-expression (5) and i=2 for rear wheels)

Prema slici 2, imamo:

$$\begin{aligned} \delta_{1l} &= \delta_1 - \chi, \\ \delta_{1d} &= \delta_1 + \chi. \end{aligned} \tag{5}$$

gde su:

δ_i [rad], – iskošenost prednje osovine,

χ [rad], – ugao konvergencije,

δ_{1l}, δ_{1d} [rad], – stvarni uglovi prednjeg levog i prednjeg desnog točka, respektivno.

Kao najjednostavniji, i za male uglove povodenja veoma prihvatljiv, biće korišćen linearni model kotrljanja elastičnog točka pod dejstvom bočnih sila, pa na osnovu njega možemo napisati relacije koje definišu bočne sile po točkovima [7, 9–12, 15, 19]. Pri tome će se pretpostaviti da su radijalne dinamičke sile jednake na levoj i desnoj strani, što je prihvatljivo jer se radi o pravolinijskom ravnomernom kretanju vozila. Na osnovu toga imamo:

$$\begin{aligned}
 Y_{1l} &= 0,5 \ k_{y1} \ Z_1 \ \delta_{1l}, \\
 Y_{1d} &= 0,5 \ k_{y1} \ Z_1 \ \delta_{1d}, \\
 Y_{2l} &= 0,5 \ k_{y2} \ Z_2 \ \delta_2, \\
 Y_{2d} &= 0,5 \ k_{y2} \ Z_2 \ \delta_2.
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

gde su:

Z_1 i Z_2 , [N], – radijalne dinamičke sile na prednjoj i zadnjoj osovini, respektivno,

k_{y1} , k_{y2} , [1/rad], – koeficijenti proporcionalnosti,

δ_{1l} , δ_{1d} , [rad], – stvarni uglovi povodjenja prednjeg levog i desnog točka, respektivno (izraz 5),

δ_2 , [rad], – ugao iskošenosti zadnjih tokova.

Otpori kotrljanja po točkovima dati su izrazima [7,12,19]:

$$\begin{aligned}
 R_{f1l} &= 0.5 \ Z_1 f_1 \ \cos \alpha, \\
 R_{f1d} &= 0.5 \ Z_1 f_1 \ \cos \alpha, \\
 R_{f2l} &= 0.5 \ Z_2 f_2 \ \cos \alpha, \\
 R_{f2d} &= 0.5 \ Z_2 f_2 \ \cos \alpha.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

gde su:

Z_1 i Z_2 , [N], – Radijalne dinamičke sile na prednjoj i zadnjoj osovini, respektivno,

f_1 , f_2 , [/], – koeficijenti otpora kotrljanja,

α , [rad], – ugao podužnog nagiba puta.

Imajući u vidu iskošenost točkova, projekcije bočnih sila i otpora kotrljanja na pravac kretanja vozila date su izrazom:

$$R^u = R_{1l} + R_{1d} + R_{2l} + R_{2d}, \tag{8}$$

gde su:

$$\begin{aligned}
 R_{1l} &= R_{f1l} \ \cos \delta_{1l} + Y_{1l} \ \sin \delta_{1l}, \\
 R_{1d} &= R_{f1d} \ \cos \delta_{1d} + Y_{1l} \ \sin \delta_{1d}, \\
 R_{2l} &= R_{f2l} \ \cos \delta_2, \\
 R_{2d} &= R_{f2d} \ \cos \delta_2.
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Otpore vazduha i kotrljanja definišu izrazi [7,12,18]:

$$\begin{aligned} R_{\alpha} &= m g \sin \alpha \\ R_v &= k A v^2 \end{aligned} \quad (10)$$

gde su:

- m , [kg], – masa vozila,
- g , [m/s²], – ubrzanje Zemljine teže,
- k , [Ns²/m⁴], – koeficijent otpora vazduha,
- A , [m²], – čeona površina vozila,
- v , [m/s], – brzina vozila,
- α , [rad], – ugao podužnog nagiba puta.

Na osnovu izraza (6-10) možemo napisati rezultira projekciju svih otpora na pravac kretanja vozila:

$$\sum R = R_{\alpha} + R_v + R'' \quad (11)$$

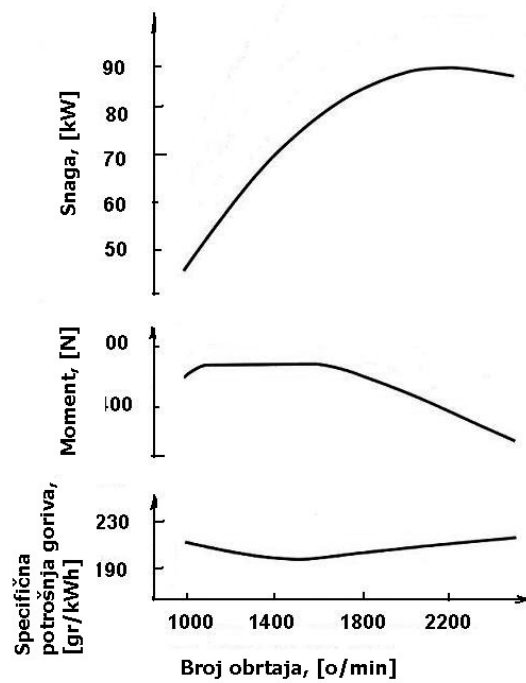
Imajući u vidu izraze (4–11), možemo zaključiti da iskošenost osovine utiče na potrošnju goriva pri ravnomernom kretanju vozila, jer u izrazima figuriraju uglovi iskošenosti prednje i zadnje osovine.

Da bismo ilustrovali ovaj fenomen, posmatraće se vozilo iz proizvodnog programa FAP [22], čije su brzinske karakteristike motora date na Slici 3, a neki parametri u tabeli 1.

Radi analize uticaja iskošenosti osovine na potrošnju goriva, realizovan je program u Paskalu. Pri tome su varirani uglovi iskošenosti u granicama -1,5 do 1,5 stepeni.

Da bi se uzeo u obzir uticaj brzine vozila, ugla podužnog nagiba puta, i stepena prenosa, uvedena je pretpostavka da se vozilo kreće u oblasti brojeva obrtaja minimalne potrošnje goriva, tako da su na osnovu spoljašnje brzinske karakteristike prikazan na slici 3. izračunate brzina i odgovarajući uspon u uslovima rada motora u oblasti ekonomične potrošnje goriva.

Pri ovoj analizi nameće se još jedan fenomen, jer je poznato da se zbog bolje upravljivosti, upravljački točkovi oslanjaju tako da imaju svoju definisanu prostornu geometriju. Jedan od uglova koji može da ima sličan efekat na potrošnju goriva kao i iskošenost osovine jeste ugao konvergencije. Na osnovu izraza (4–11) se vidi da ugao konvergencije utiče na potrošnju goriva, ali se on zbog uticaja na upravljivost prednjih točkova ne može anulirati. Zbog toga je neophodno da se prilikom izbora parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova uzme u obzir, pored opterećenja delova sistema za upravljanje, i potrošnja goriva, o čemu će biti reči.



Slika 3 – Spoljašnje brzinske karakteristike motora
Figure 3 – Engine performance over its operating range

Tabela 1
Table 1

Neki podaci o vozilu
Some vehicle specifications

Mase po osovinama (prednja/zadnja), [kg/kg]	5200/8200
Prenosni odnosi u menjaču, [/]	7,52;4,32;2,62;1,61;1,0;0,82
Prenosni odnos u glavnom prenosniku, [/]	5,714
Dinamički poluprečnik točka, [m]	0,577
Koeficijent otpora vazduha, [Ns/m ³]	0,02
Čeona površina, [m ²]	3,5
Ukupni stepen iskorišćenja transmisije, [/]	0,95
Koeficijenti otpora kotrljanja napred/pozadi, -	0,01/0,01
Koeficijent bočne proporcionalnosti pneumatika, prednji/zadnji, [rad ⁻¹]	110,64/130,00

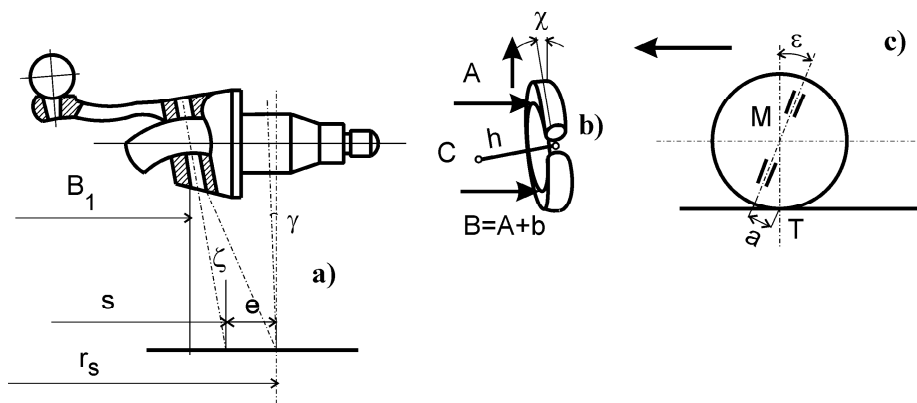
Geometrija oslanjanja upravljačkih točkova pokazuje značajan uticaj na opterećenje sistema za upravljanje, vibracije i stabilnost upravljačkih točkova, habanje pneumatika, moment otpora zaokretanju u mestu, moment na točku upravljača (u vezi sa zamorom vozača) itd. Bliža definicija i objašnjenja pomenutih pojmova dati su u [6, 7, 9–15, 17, 19, 20], pa 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 vozila.

Kao što je poznato, u fazi izrade idejnog projekta vozila mnogi nje-govi parametri nisu poznati. Zbog toga se geometrija oslanjanja upra-vljačkih točkova najčešće, u ovoj fazi razvoja projekta, definiše po analo-giji sa sličnim već izvedenim rešenjima. Međutim, pored analognih teh-ničkih 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) [6].

Da bi se u ovim istraživanjima stvorili uslovi za analizu uticaja para-metara geometrije oslanjanja na potrošnju goriva i opterećenje delova si-stema za upravljanje, neophodno je pored izraza za potrošnju goriva de-finisati i izraz koji omogućava izračunavanje sile u poprečnoj sponi trape-za upravljanja [6, 7].

Radi lakšeg praćenja daljeg teksta, na slici 4 šematski su prikazani parametri geometrije u vertikalnoj (a), horizontalnoj (b) i bočnoj ravni (c), gde su korišćene sledeće oznake:

- γ , [rad], bočni nagib točka,
- ζ , [rad], bočni nagib osovinice rukavca,
- κ , [rad], ugao konvergencije,
- ε , [rad], ugao zatura osovinice rukavca.



Slika 4 – Šematski prikaz parametara geometrije oslanjanja desnog prednjeg točka
 Figure 4 – Schematic view of the suspension geometry parameters of the right front wheel

Na osnovu slike 4, veličina e data je izrazom:

$$e = SP = PQ - SQ = h \cos \kappa (\cos \gamma - \sin \gamma \operatorname{tg} \zeta) - r_s \sin \gamma + \cos \gamma g \zeta \quad (12)$$

Veličina d data je izrazom:

$$d = CS \operatorname{tg} \varepsilon = \frac{OC}{\cos \delta} \operatorname{tg} \varepsilon = (r_s \cos \gamma + h \sin \gamma \cos \kappa) \frac{\operatorname{tg} \varepsilon}{\cos \zeta} \quad (13)$$

Poluprečnik zaokretanja definiše izraz:

$$r_0 = \sqrt{e^2 + d^2} \quad (14)$$

Sa slike 4 očigledna je i sledeća relacija:

$$a = MT \sin \varepsilon = r_s \cos \gamma \sin \varepsilon \quad (15)$$

Otpor kotrljanja na prednjoj osovini dat je izrazom (7), a bočna sila, usled konvergencije točkova, pri ravnomernom kretanju vozila može se odrediti izrazom (6), pri čemu umesto uglova iskošenosti prednjih točkova treba koristiti ugao konvergencije χ .

Radi lakšeg izlaganja, na slici 5 šematski je prikazano delovanje pomenutih sila na desni upravljački točak. Sa slike 5 se vidi da bočna sila usled konvergencije točka $Y_{\chi/2}$ teži da istegne poprečnu sponu, a otpor kotrljanja R_f da je sabije.

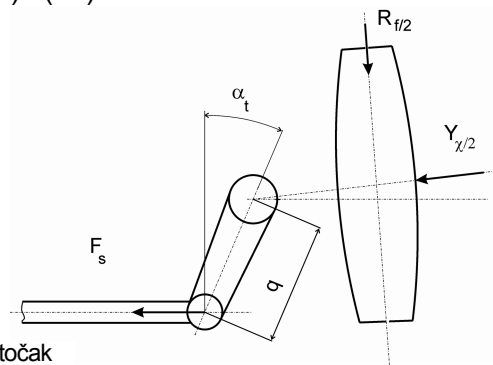
Na osnovu izraza (12–15) i slike 2, sila u sponi trapeza upravljačke osovine može se odrediti korišćenjem formule:

$$F_s = \frac{m_1 g (f r_0 - k_{\kappa} a)}{q \cos \alpha_T} \quad (16)$$

Kao što smo već napomenuli, cilj ovih istraživanja bio je da se ugao konvergencije upravljačkih točkova izračuna iz uslova istovremene minimizacije potrošnje goriva vozila i sile u sponi trapeza upravljača. Zbog toga je funkcija cilja definisana u obliku:

$$\Phi = Q + F_s \quad (17)$$

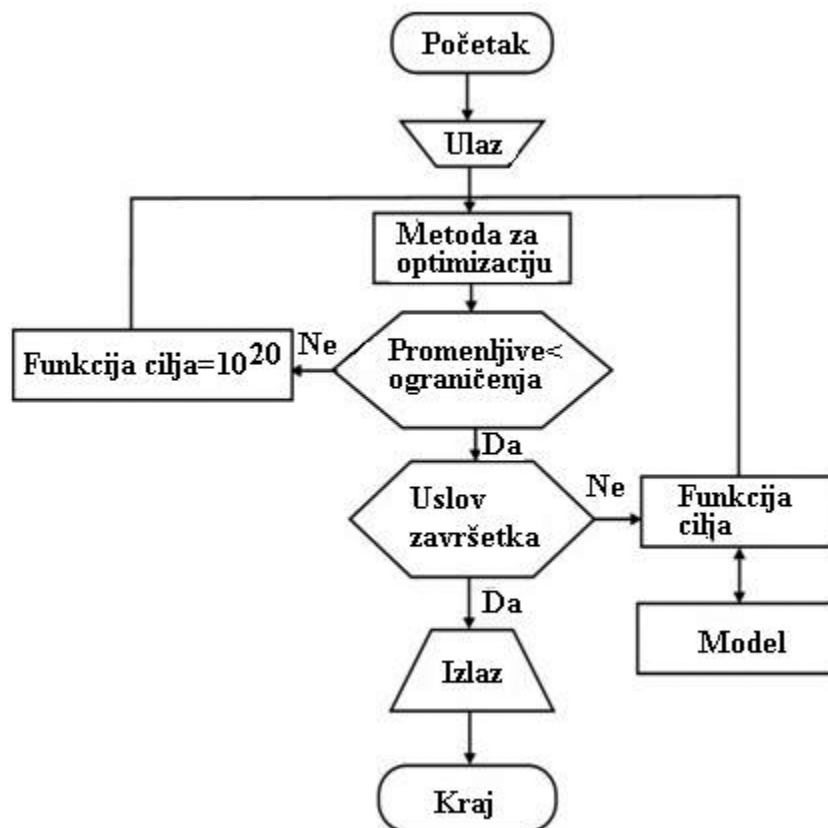
gde su Q i F_s definisani izrazima (4) i (16).



Slika 5 – Sile koje deluju na desni upravljački točak
Figure 5 – The forces acting on the right steer wheel

U [6, 7, 9–15, 17, 19] ukazano je na složenost problema optimizacije parametara motornih vozila klasičnim metodama. Takođe je ukazano i na neminovnost primene numeričkih metoda nelinearnog programiranja, a time i elektronskih računara. Imajući u vidu složenost problema, autor je u [2, 3, 4, 5] razvio opšti postupak za rešavanje problema optimizacije i odgovarajući program, čiji je blok dijagram prikazan na slici 6.

U slučaju optimizacije parametara oslanjanja upravljačkih točkova, postupak se sastoji u tome da se matematički opiše problem (izrazi 1–16) i izračuna vrednost funkcije cilja (izraz 17). Problem izračunavanja minimuma funkcije cilja date izrazom (17) rešen je metodom Hooke-Jeevesa [1], a uključivanje u proces konstruktivnih ograničenja, datih u tabeli 2, metodom spoljašnjih kaznenih funkcija. Iterativni proces je završen kada je razlika dveju susednih vrednosti funkcije cilja bila $1e^{-20}$. Program optimizacije napisan je u programskom jeziku Paskal.



Slika 6 – Blok-dijagram programa optimizacije
Figure 6 – Block diagram of the optimization program

Tabela 2
Table 2Granične vrednosti parametara oslanjanja upravljačkih točkova
Limit values of the suspension parameters of steer wheels

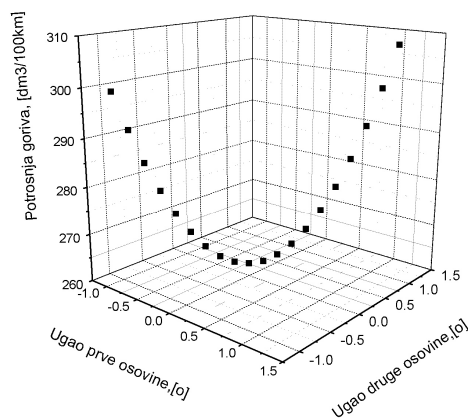
Bočni nagib točka, [°]	Bočni nagib osovinnice rukavca, [°]	Ugao konvergencije, [°]	Ugao zatura osovinnice rukavca, [°]
$-1 \leq \gamma \leq 5$	$-2 \leq \zeta \leq 15$	$-0,5 \leq \chi \leq 0,5$	$0 \leq \varepsilon \leq 10$

Parametri trapeza posmatranog vozila su: $h = 0,161\text{m}$, $q = 0,230\text{m}$, $\alpha_T = 12^\circ$, $b_1 = 1,75\text{m}$, α , $\beta = 33^\circ/40^\circ$.

Analiza rezultata i diskusija

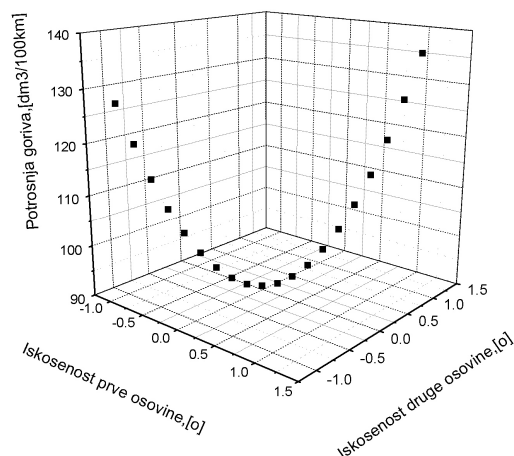
Da bismo ukazali na uticaj iskošenosti osovina na ekonomičnost potrošnje goriva, na slikama 7–9 dati su ilustrativni primeri za prvi, treći i peti stepen prenosa u menjaču.

Analizom delimično prikazanih podataka sa slika 7–9 možemo uočiti poznate činjenice da brzina vozila, podužni nagib puta i prenosni odnos u menjaču utiču na potrošnju goriva pri pravolinijskoj ravnomernoj vožnji, što je poznato i u saglasnosti je sa [7, 12, 21]. Preciznije rečeno, niži stepeni prenosa dovode do veće potrošnje goriva u posmatranim uslovima kretanja vozila. Ono što je značajno da se uoči na pomenutim slikama jeste da iskošenost osovina utiče na potrošnju goriva i da je potrošnja goriva minimalna kada su osovine upravne na podužnu osu simetrije vozila, tj. kada je iskošenost jednaka nuli. Očigledno je da sa porastom iskošenosti raste i potrošnja goriva. To govori o tome da se tokom održavanja vozila mora posvetiti značajna pažnja i iskošenosti osovina.



Slika 7 – Uticaj uglova iskošenosti osovina na potrošnju goriva pri brzini od 7,59 km/h i usponu od 9,03% (prvi stepen prenosa)

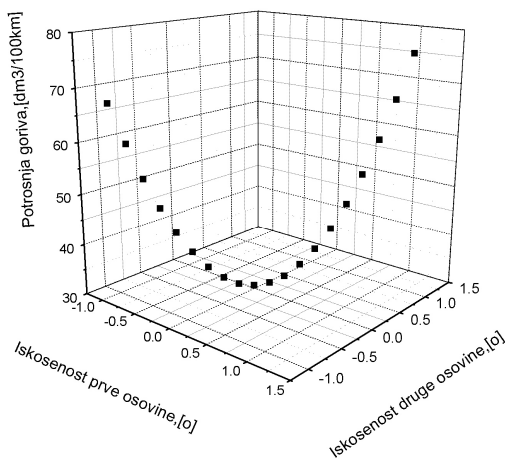
Figure 7 – Influence of axle inclination angles on fuel consumption at a speed of 7.59 km/h, and on the climb of 9.03% (first gear)



Slika 8 – Uticaj uglova iskošenosti osovina na potrošnju goriva pri brzini od 21,79 km/h i usponu od 2,45% (treći stepen prenosa)

Figure 8 – Influence of axle inclination angles on fuel consumption at a speed of 21.79 km/h, and on a gradient of 2.45% (third gear)

Kao što smo pomenuli, cilj istraživanja bio je da se parametri oslanjanja upravljačkih točkova izračunaju iz uslova istovremene minimizacije sile u poprečnoj sponi trapeza upravljanja i potrošnje goriva. Pri tome je postupak optimizacije sproveden sa više grupa početnih parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova, ali to nije imalo uticaja na njihove optimalne vrednosti. Tokom optimizacije korišćene su vrednosti za brzine vozila: 20, 40, 60 i 80 km/h, a izračunate optimalne vrednosti date su u tabeli 3.



Slika 9 – Uticaj uglova iskošenosti osovina na potrošnju goriva pri brzini od 57,10 km/h i usponu od 0,15% (peti stepen prenosa)

Figure 9 – Influence of axle inclination angles on fuel consumption at a speed of 57.10 km/h, and on a gradient of 0.15% (fifth gear)

Analizom podataka iz tabele 3 može se utvrditi da brzina vozila utiče na veličinu minimalne vrednosti funkcije cilja. To je razumljivo jer sila u poprečnoj sponi trapeza i potrošnja goriva zavise od brzine kretanja vozila, a kod nižih stepena prenosa veća je i potrošnja goriva. Međutim, optimalni parametri geometrije oslanjanja upravljačkih točkova ne zavise od brzine kretanja vozila.

Ova činjenica je i veoma logična, jer su u praksi, kod vozila, ovi parametri definisani još u procesu projektovanja vozila, a tokom eksploatacije vozila moraju se održavati u dopuštenim granicama. Treba uočiti da se izračunate vrednosti parametara koji definišu geometriju oslanjanja upravljačkih točkova nalaze u granicama postojećih na već izvedenim vozilima [7], pa se ovaj postupak može koristiti u početnim fazama razvoja teretnih motornih vozila.

Tabela 3
Table 3

Optimalne vrednosti parametara geometrije oslanjanja upravljačkih točkova
Optimal values of the parameters of the suspension geometry of steer wheels

Brzina, [km/h]	20	40	60	80
Bočni nagib točka, [°]	6.490E-0001	6.490E-0001	6.490E-0001	6.490E-0001
Bočni nagib osovnicе rukavca, [°]	1.825E+0000	1.825E+0000	1.825E+0000	1.825E+0000
Ugao konvergen- cije, [°]	6.502E-0002	6.502E-0002	6.502E-0002	6.502E-0002
Ugao zatura osovnicе rukavca, [°]	1.079E+0000	1.079E+0000	1.079E+0000	1.079E+0000
Minimum funkcije cilja, [l]	3.131E+001	3.067E+001	2.662E+001	2.899E+001

Zaključak

Na osnovu izvršenih analiza, može se zaključiti sledeće:

1. iskošenost osovina pogoršava ekonomičnost potrošnje goriva tokom ravnomerne vožnje posmatranog teretnog motornog vozila;
2. parametri geometrije oslanjanja upravljačkih točkova optimizirani iz uslova istovremene minimizacije potrošnje goriva i sile u poprečnoj sponi trapeza upravljanja ne zavise od brzine kretanja vozila. Međutim, njih treba održavanjem vozila dovesti u optimalne granice jer, pored uticaja na stabilizaciju upravljačkih točkova, ugao konvergen-
cije utiče i na potrošnju goriva.

Literatura

- [1] Bunday, B., *Basic Optimization Methods*, Edward Arnold Ltd, 1984.
- [2] Demić, M., *Optimization of Vehicles Elasto-Damping Elements Characteristics from the Aspect of Ride Comfort*, *Vehicle System Dynamics*, 23 (1994), pp. 351–377.
- [3] Demić, M., *Analysis of influence of design parameters on steered wheels shimmy of heavy vehicles* (1996) *Vehicle System Dynamics* 26 (5), pp. 343–379
- [4] Demić, M., *Optimization of characteristics of elasto-damping elements from aspect of oscillatory comfort and vehicle handling* (1996) *International Journal of Vehicle Design* 17 (1), pp. 76–91
- [5] Demić, M., *The definition of the tires limit of admissible nonuniformity by using the vehicle vibratory model* (1999) *Vehicle System Dynamics* 31 (3), pp. 183–211.
- [6] Demić, M., Minić, M., Savić, R., *Analitičko definisanje parametara GUT u fazi projektovanja teretnih vozila, SIS – FAP*, Priboj, 1993, str 1–15.
- [7] Demić, M., *Teorija kretanja motornih vozila*, Tehnički fakultet u Čačku, 1999.
- [8] Furunžijev, R., *Avtomatizirovanoe proektirovanie kolebatel'nyh sistem*, "Višaja škola", Minsk, 1977.
- [9] Genta, A., *Motor Vehicle Dynamics*, Politecnico di Torino, 2003.
- [10] Gillespie, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE, 1992.
- [11] Hačaturov, A.i dr., *Dinamika slstemi: doroga-šina-avtomobilj-voditelj*, Mašinostroenie, Moskva, 1975.
- [12] Janković, D., Todorović, J., *Teorija kretanja motornih vozila*, Mašinski fakultet, Beograd, 1990.
- [13] Milidrag, S., Časnji, F., Muzikravić, V., Poznanović, N., *Sistemi upravljanja motornih vozila*, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 1996.
- [14] Minić, M., *Sistemi za upravljanje teretnih vozila*, ABC glasnik, Beograd, 1992.
- [15] Mitschke, M., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer Verlag, 1983.
- [16] Petrić, J., Zlobec, S., *Nelinearno programiranje*, Naučna knjiga, Beograd, 1983.
- [17] Popović, Z., Milidrag, S., Lazarević, D., *Izbor optimalne periodičnosti preventivne aktivnosti održavanja motornih vozila tokom skladištenja* (1996), *Vojnotehnički glasnik*, 6, str. 653–662.
- [18] Simić, D., *Dinamika motornih vozila-stabilnost upravljanja*, Mašinski fakultet, Kragujevac, 1974.
- [19] Simić, D., *Motorna vozila*, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- [20] Vesić, M., Muždeka, S., *Analiza uticaja kinematske šeme sistema za zaokret brzohodih guseničnih vozila na bilans snage pri zaokretu*, *Vojnotehnički glasnik/Military Technical Courier*, Vol. 55, No. 2, pp. 149–160, Ministarstvo odbrane Republike Srbije, Beograd, 2007.
- [21] *Cummins MPG Guide*, 2003.
- [22] *FAP: Informacije*, 2011.

CONTRIBUTION TO RESEARCH OF THE INFLUENCE OF AXLE OBLIQUE ALIGNMENT ON MOTOR VEHICLE FUEL CONSUMPTION

FIELD: Engines and Motor Vehicles

ARTICLE TYPE: Review Paper

Summary:

Fuel consumption is of great importance for a vehicle performance evaluation, starting from the development design stage. Later, in service conditions, considerable efforts are made to keep consumption parameters within acceptable limits. Periodical vehicle servicing is mostly focused on the control of engine parameters, although there are some other influential parameters that may produce a considerable impact on fuel consumption.

Introduction

It is well known that low fuel consumption is related to the characteristics determined by fuel consumption during normal vehicle exploitation. In addition, the low fuel consumption is mainly characterized by engine properties, in particular the fuel consumption per hour and the specific fuel consumption. In practice, for the evaluation of fuel consumption, the consumption at every 100 km is usually used, while in some countries its reciprocal value is considered.

This paper will analyze a phenomenon that influences fuel consumption. In particular, during vehicle exploitation, many reasons cause the axles of the vehicle to be inclined with respect to the transversal symmetry axes. This phenomenon is very harmful because it can influence vehicle safety and other exploitation parameters. It is, therefore, important to analyze this problem from the aspect of fuel consumption.

The method

The influence of inclined vehicle axles on fuel consumption during the steady vehicle motion is analyzed. Namely, when a vehicle axle is inclined, the wheels are also inclined, and in that case there are projections of lateral forces onto a total drag motion due to wheel elasticity. In the equation of fuel consumption during the steady vehicle motion, a lateral force component appears as resistance, due to the convergence of steer wheels. In order to analyze the influence of the axle inclination on fuel consumption, a program in Pascal is realized, and during the dynamic simulation the inclination angles are changed from -1.5 to 1.5 degrees. Since there is an influence of wheel convergence angles on fuel consumption, it is necessary to include fuel consumption into the optimization of the steer wheels geometry (in references sometimes referred to as the suspension of the steered wheels geometry, wheels lateral inclination angle and convergence, lateral and longitudinal caster angle of the king pin). A parameter optimization method is thus developed, based on simultaneous minimization of fuel consumption and forces in the transversal steering trapezoid rod. The optimization is based on the implementation of the Hooke-Jeeves method and external penalty functions.

Results analysis and discussion

The analysis of the fuel consumption data obtained by dynamic simulation shows that vehicle velocity, longitudinal road inclination and gear ratio have a significant influence on fuel consumption during the steady vehicle motion. It is of particular importance that the analysis has shown that the axle inclination influences fuel consumption and the fuel consumption is at the minimum level when the axles are normal to the longitudinal vehicle symmetry axis, i.e. when the inclination is equal to zero. It is obvious that by increasing the axle inclination, the fuel consumption also increases. Therefore, during the vehicle service, it is important to take into account the axle inclination as well.

As mentioned before, the main scope of the research is that steer wheels geometry parameters are calculated during a simultaneous minimisation of the force in the steering trapezoid rod and the vehicle fuel consumption. The process of optimization is carried out with several groups of initial geometry parameters of the steer wheels geometry, but that did not have any influence on their optimal values. During the optimization, different vehicle velocity values are used: 20, 40, 60 and 80 km/h.

The final data analysis has shown that the vehicle velocity has the influence on a minimum value of the objective function. It is understandable, since the force in the steering trapezoid rod and fuel consumption are dependent on vehicle velocity, and the lower gear ratio is, the bigger fuel consumption is. But, the optimal parameters of the steer wheels geometry are not dependent on the vehicle velocity. This fact is logical, since in the practice these parameters are defined for a vehicle in the phase of vehicle development, and during the vehicle exploitation they have to be carried out at their limit values. It is possible to notice that the calculated parameter values defining the steer wheels geometry are within the limits of existing vehicles and that is why this method can be used at the initial stage of vehicle development, i.e. when the steer wheels geometry is not defined yet.

Conclusion

On the basis of the analysis, it is possible to draw the following conclusions:

The inclination of the axle increases the fuel consumption during the steady motion of the considered vehicle.

The parameters of the steer wheels geometry, optimised by a simultaneous minimization of the vehicle fuel consumption and the force in steering trapezoid rod, are independent of vehicle motion velocity. However, it is important to get their optimal values by service conditions, because besides influencing the steer vehicle stability, the convergence angle has the influence on fuel consumption as well.

Key words: vehicle, axle inclination, fuel consumption

Datum prijema članka: 31. 01. 2011.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa: 23. 05. 2011.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje: 24. 05. 2011.