

ROBUSTNO UPRAVLJANJE SISTEMOM AKTIVNOG OSLANJANJA VOZILA

Doc. dr Milan Matijević, Mašinski fakultet u Kragujevcu, E-mail: mmatijevic@ptt.yu

Vladimir Milašinović, dipl.ing. Mašinski fakultet u Kragujevcu, E-mail: vladra@ptt.yu

Doc. dr Vesna Ranković, Mašinski fakultet u Kragujevcu, E-mail: vesnar@kg.ac.yu

Doc. dr Dobrivoje Čatić, Mašinski fakultet u Kragujevcu, E-mail: caticd@kg.ac.yu

Sadržaj - U radu je razmotrena mogućnost projektovanja sistema aktivnog oslanjanja vozila korišćenjem IMC (Internal Model Control) strukture sa ubrzanjem oslonjene mase kao direktno upravljanoj promenljivoj. Objasnjeno je projektovanje robustnog i kontinualnog i digitalnog IMC kontrolera. Pokazano je da predloženi upravljački metod daje dobre rezultate. U odnosu na konvencionalne metode sinteze sistema aktivnog oslanjanja, predloženi postupak je jednostavniji i obezbeđuje visok nivo robustnosti. Zbog zahteva na konkretnoj aplikaciji, predložene su izvesne modifikacije konvencionalne IMC strukture.

ROBUST CONTROL OF ACTIVE VEHICLE SUSPENSION SYSTEM

Abstract – Design of both digital and continuous robust control algorithm for active vehicle suspension system based on Internal Model Control (IMC) structure is presented. Sprung mass acceleration is used as controlled variable. It is shown that suggested control method gives satisfactory results. Compared to conventional control algorithms for suspension systems, presented method is simpler and ensures high degree of robustness. Because of specific demands, some modifications of IMC structure are also suggested.

1. UVOD

Automobil predstavlja vrlo složen oscilatorni sistem sa velikim brojem stepeni slobode. Pri proučavanju oscilacija složenih sistema obično se polazi od uprošćenih apstraktnih modela. Takvi modeli treba da obuhvataju samo najbitnije parametre, dok se manje bitni zanemaruju. Kod automobila kao oscilatornih sistema tokom eksploatacije vrednost većine oscilatornih parametara se menja, što dovodi i do promene oscilatornog ponašanja. Zadatak sistema elastičnog oslanjanja je da zadovolji nekoliko protivurečnih zahteva:

- oscilatorna udobnost treba da bude što je moguće veća, što znači da sistem oslanjanja automobila treba da obezbedi maksimalnu izolaciju oscilacija,
- promene dinamičkih reakcija tla treba da budu što manje
- ugib sistema oslanjanja tj. relativno pomeranje oslonjene mase (karoserije) u odnosu na neoslonjenu masu (točkove) treba da ostane u određenim granicama.

Sistem elastičnog oslanjanja je složen mehanički sistem vozila kojim se ostvaruje veza između točka i karoserije ili šasije vozila. Samim tim, sve reaktivne sile koje se javljaju u zoni kontakta pneumatika i tla, prenose se preko elemenata ovog sistema na karoseriju i dalje na putnički prostor. Ove reaktivne sile su dinamičke. One potiču od neravnina puta, ređe od neuravnoteženosti ili ekscentričnosti točka [1].

Sistem elastičnog oslanjanja prenosi reaktivne sile koje se javljaju između točka i tla na karoseriju i pri tome apsorbira i prigušuje one komponente koje bi mogle da izazovu neželjene efekte u smislu veka vozila, oscilatorne udobnosti putnika, kao i narušavanja nekih geometrijskih odnosa koji bi se negativno odrazili na stabilnost i bezbednost vozila.

Aktivni sistem oslanjanja predstavlja automatizovani sistem vozila namenjen ostvarivanju boljih dinamičkih

performansi automobila u ravni kretanja upravnoj na ravan puta. Primenom aktivnog sistema oslanjanja se postiže ravnomernije opterećenje pneumatika i zglobova oslanjanja i manje amplitude odgovarajućih pomeranja karoserije vozila. To direktno utiče na kvalitet i komfor vožnje ali i na stabilnost i upravljivost vozila. Aktivni sistemi oslanjanja predstavljaju prve aktivne sisteme koji su počeli da se ugrađuju na konvencionalna vozila [2].

2. OSCILATORNI MODEL VOZILA

Pri proučavanju oscilacija uvek je preporučljivo početi od uprošćenih modela koji treba da budu takvi da omogućavaju proučavanje problema u okviru postavljenog zadatka.

Modele vozila je moguće sistematizovati na sledeći način:

- 1) Prostorni (trodimenzionalni) koji su najsloženiji i pružaju najviše mogućnosti,
- 2) Ravanski (dvodimenzionalni, model polovine vozila) koji između ostalog omogućavaju proučavanje vertikalnih oscilacija, ugaonih oscilacija (galopiranje-ugaono zaokretanje oko poprečne težišne ose, klačenje-ugaono zaokretanje oko podužne težišne ose, itd.),
- 3) Linijski (jednodimenzionalni, model četvrtine vozila) koji su najjednostavniji, a jedan od takvih modela (sl. 1) korišćemo u ovom radu.

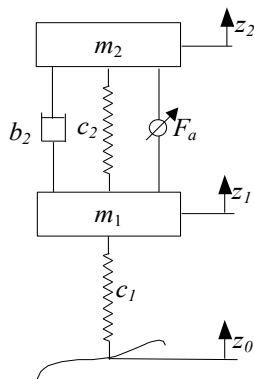
Pri razmatranju oscilacija vozila čine se sledeće pretpostavke:

- Automobil se kreće pravolinijski i konstantnom brzinom,
- Oscilacije oslonjene i neoslonjene mase su male,
- Točkovi su neprekidno u kontaktu sa podlogom,
- Težišne ose su istovremeno i glavne ose inercije,
- Kontakt vozila i podloge je u jednoj tački.

Postoje i dodatne pretpostavke koje se uvode prilikom prelaska sa složenijih modela na jednostavnije:

- Prilikom prelaska sa prostornog na ravanski model smatramo da su neravnine puta jednake na levom i desnom točku jedne osovine i da je automobil simetričan u odnosu na podužnu težišnu osu,
- Prilikom prelaska sa ravanskog modela na linijski smatramo da je koeficijent raspodele masa približno jednak jedinici. Tako možemo nezavisno razmatrati oscilacije prednjeg i zadnjeg kraja vozila.

Na ovaj način smo došli do modela (Slika 1) kojim razmatramo vertikalne oscilacije vozila sa aktivnim sistemom oslanjanja.



Slika 1 Oscilatorni model vozila

Iako su realne karakteristike sistema oslanjanja (c_2 , b_2) nelinearne, u ovom radu su za njih usvojene konstantne vrednosti koje bez neke veće greške omogućavaju linearizaciju modela. Amortizeri su dvostranog dejstva i imaju isti koeficijent prigušenja pri razvlačenju i pri sabijanju. Usvojena je i konstantna vrednost krutosti pneumatika (iako ona to zaista nije). Zanemareno je prigušenje pneumatika jer se može pokazati [7] da je njegov uticaj na oscilatorno ponašanje vozila vrlo mali. Diferencijalne jednačine kretanja aktivnog sistema oslanjanja prikazanog na slici 1 su:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + c_1(z_1 - z_0) + \\ + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_2(z_1 - z_2) + F_a = 0, \\ m_2 \ddot{z}_2 + b_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) - F_a = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

i na osnovu njih se, za poznate parametre modela, mogu odrediti pomeranja oslonjene i neoslonjene mase.

3. AKTIVNI SISTEM OSLANJANJA

Sistemi oslanjanja mogu se realizovati na tri načina: kao pasivni, poluaktivni ili aktivni.

Pasivni sistem oslanjanja predstavlja neupravljiv sistem i poseduje, pored opruge, viskozni amortizer čije dejstvo ne zahteva dovodenje spoljne energije u cilju menjanja pritiska u cilindru. Njegova funkcija se zasniva na reaktivnom dejstvu viskoznog cilindra koji prigušuje brzinu kretanja klipnjače koja je vezana za zglob sistema oslanjanja [2].

Poluaktivni sistem oslanjanja funkcioniše tako što ostvaruje promene koeficijenta prigušenja sistema viskozne prigušnice na razne načine. Pri tome pritisak radnog fluida (hidrauličnog ulja) je i dalje konstantan jer mu se ne dovodi dodatna energija od strane upravljačkog sistema. Osnovna karakteristika poluaktivnog sistema oslanjanja je da se aktivira samo u vremenskim intervalima kada su relativna brzina klipa u prigušnici i

željena sila istog znaka, jer tada koristi energiju inercijalnog kretanja i vrši njenu disipaciju.

Aktivni sistem oslanjanja zahteva utrošak energije dovedene spolja radi menjanja pritiska u hidro-cilindru (aktuatoru). Cilindri su obično dvostranog dejstva jer se pritisak može menjati sa obe strane klipa u zavisnosti od željenog kretanja sistema oslanjanja. Aktivni sistemi oslanjanja ostvaruju upravljačko dejstvo kad god je prisutno kretanje sistema oslanjanja.

Prisustvo aktuatora koji generiše promenljivu silu F_a jeste ono što razlikuje aktivne sisteme oslanjanja od pasivnih. Ova promenljiva sila u nekoj meri kompenzuje neravnine puta z_0 koje deluju kao poremećaj na sistem. Zakon promene ove sile može se odrediti na više načina, a najčešće se koristi [2, 4] povratna sprega po stanju:

$$F_{a_{des}} = g_1(z_2 - z_1) + g_2 \dot{z}_2 + g_3(z_1 - z_0) + g_4 \dot{z}_1 \quad (2)$$

Pojačanja g_1 , g_2 , g_3 i g_4 se mogu izabrati korišćenjem optimalne teorije upravljanja i minimizacijom indeksa performanse:

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left[\int_0^T (\dot{z}_2^2 + r_1(z_2 - z_1)^2 + r_2 \dot{z}_2^2 + r_3(z_1 - z_0)^2 + r_4 \dot{z}_1^2) dt \right] \quad (3)$$

Težinski faktori r_1 , r_2 , r_3 i r_4 određuju relativnu važnost promenljivih stanja pri minimizaciji indeksa performanse i mogu se izabrati tako da ističu poboljšanje udobnosti ili pak da ističu smanjenje varijacije opterećenja pneumatika.

Osim zakona (2) za unapređenje oscilatorne udobnosti često se primenjuje jednostavno, ali efikasno upravljanje

$$F_{a_{des}} = g_{opt} \dot{z}_2 \quad (4)$$

Ovaj zakon je poznat kao "sky-hook" prigušenje. Kada je udobnost u pitanju, ovaj zakon upravljanja obezbeđuje približno isti kvalitet kao i potpuna povratna sprega po stanju.

Na sličan način, dinamičko opterećenje pneumatika (ugib pneumatika) se može smanjiti korišćenjem jednostavne povratne sprege po ugibu pneumatika, tj:

$$F_{a_{des}} = g_{opt}(z_1 - z_0) \quad (5)$$

Naravno, ovaj zakon upravljanja je (kada je u pitanju redukcija dinamičkog opterećenja pneumatika) bolji od "sky-hook" prigušenja, naročito pri visokim frekvencijama.

Međutim, primena ovih zakona upravljanja zahteva poznavanje promenljivih stanja od kojih neke mogu biti teško dostupne. Na primer ugib pneumatika je vrlo teško meriti; neke promenljive, kao što je sila aktuatora F_a , zahtevaju vrlo skupe senzore. Sve ovo je uslovalo razvoj opservera za estimaciju teško dostupnih promenljivih stanja [4, 5, 8], a kao merene veličine najčešće se javljaju ubrzanje oslonjene i neoslonjene mase (koja se lako mogu meriti jeftinim akcelerometrima), kao i ugib, tj. hod sistema oslanjanja $z_2 - z_1$.

U poslednje vreme za sintezu upravljačkih struktura sistema aktivnog oslanjanja primenjuju se i savremene tehnike upravljanja zasnovane na veštačkoj inteligenciji, kao npr. fuzzy logika [6] i neuronske mreže [2].

U ovom radu se, zbog dominantnog uticaja, kao mera oscilatorne udobnosti uzima ubrzanje oslonjene mase \ddot{z}_2 , pri čemu se, naravno, mora voditi računa o stabilnosti, upravljivosti, radnom prostoru sistema oslanjanja i

varijaciji dinamičkog opterećenja pneumatika, tj. o ostalim promenljivim stanja definisanim u indeksu performanse (3).

Stoga je kao izlazna tj. upravljana veličina usvojeno ubrzanje oslonjene mase, sila aktuatora F_a je upravljачka veličina, a neravnine puta z_0 deluju kao poremećaj na sistem. Na osnovu sistema jednačina (1) može se odrediti kompleksni lik ubrzanja oslonjene mase kao funkcije sile aktuatora F_a i neravnina puta z_0

$$Y(s) = A_2(s) = \frac{s^2(m_1s^2 + c_1)}{\Delta(s)} F_a(s) + \frac{c_1s^2(b_2s + c_2)}{\Delta(s)} Z_0(s) = P^o(s) * U(s) + W(s), \text{ gde je} \quad (6)$$

$$\Delta(s) = m_1m_2s^4 + (m_1 + m_2)b_2s^3 + (m_1c_2 + m_2c_1 + m_2c_2)s^2 + b_2c_1s + c_1c_2,$$

$$P^o(s) = \frac{s^2(m_1s^2 + c_1)}{\Delta(s)}, U(s) \equiv F_a(s), W(s) = \frac{c_1s^2(b_2s + c_2)}{\Delta(s)} Z_0(s).$$

tj. $w(t)$ predstavlja uticaj poremećaja sveden na ubrzanje.

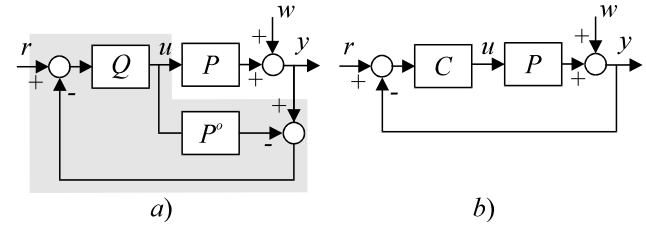
4. ROBUSTNO UPRAVLJANJE I SINTEZA IMC KONTROLERA

Robustno upravljanje podrazumeva takvu strukturnu i parametarsku sintezu sistema upravljanja koja treba da omogući ispravno funkcionisanje sistema u okvirima dopustivo velikih odstupanja njegovih parametara od nominalnih vrednosti. Upravljačke strukture sistema sa unutrašnjim modelima su prepoznatljive po svojim robustnim osobinama, i poslednjih godina sve više dobijaju na svojoj aktuelnosti.

Koncept sistema sa unutrašnjim modelom podrazumeva sintezu upravljачke strukture sistema u koju se eksplicitno unose model poremećaja i/ili model objekta upravljanja sa ciljem potiskivanja dejstva poznate klase spoljnih poremećaja na upravljanu promenljivu i minimizacije uticaja varijacija parametara objekta upravljanja na kvalitet ponašanja sistema [9-12]. Korišćenje unutrašnjih modela može biti tumačeno i kao poseban vid parametrizacije upravljачke strukture sistema u cilju postizanja jednostavnijeg postupka sinteze, estimacije nemejljivih signala, on-line adaptacije kao i kombinovanja prednosti već proverenih algoritama upravljanja.

Jedan od osnovna tri koncepta sinteze sistema sa unutrašnjim modelom je baziran na strukturi koja je prikazana na slici 2a) [9, 11]. Zbog svoje karakteristike da u svom upravljачkom delu, u paraleli sa realnim objektom, eksplicitno uključuje model objekta upravljanja, struktura je dobila naziv Internal Model Control (IMC). Upravljački deo strukture, koji može biti implementiran kroz upravljачki softver ili analogni hardver, osenčen je na sl. 2a i uključuje IMC kontroler (Q) i nominalni model upravljalog procesa (P^o). Blok P predstavlja realni objekat upravljanja. IMC struktura je uvedena kao alternativa klasičnoj strukturi sa povratnom spregom i predstavlja specijalan slučaj njene parametrizacije. U slučaju IMC strukture kada relacije između relevantnih signala postaju afine, projektovanje IMC kontrolera postaje analogno sintezi feedforward kontrolera, a projektovanje interne i robustne stabilnosti se značajno pojednostavljuje [9, 11]. Bez bojazni da će stabilnost sistema biti narušena, moguća je promena

parametara IMC kontrolera u smislu postizanja željenih dinamičkih performansi sistema i u slučaju nelinearnih objekata [9]. Podešavajući parametri IMC kontrolera imaju konkretno fizičko značenje što omogućava lako on-line prepodešavanje sistema u cilju postizanja adekvatnog kompromisa između robustnosti i kvaliteta prelaznog procesa.



Slika 2 a) IMC struktura b) Ekvivalentna klasična struktura sistema sa povratnom spregom

U osnovi, sinteza IMC strukture se sastoji iz dva koraka [9]:

- (1) Projektuje se nominalna performansa sistema. Ne vodeći računa o zahtevanim ograničenjima upravljачke promenljive i neodređenostima parametara objekta ($P \equiv P^o$) projektuje se kontroler \hat{Q} prema željenom kvalitetu ponašanja sistema. U ovom koraku se obično koristi H^2/H^∞ optimizaciona procedura.
- (2) Projektuje se robustna stabilnost i robustna performansa sistema. IMC kontroler se proširuje niskofrekventnim filtrom F_{LP} ($Q = \hat{Q}F_{LP}$), odnosno propusni opseg sistema se smanjuje sve više i više, dok uslov robustne stabilnosti i performanse ne bude zadovoljen. Implementirani filter obično poseduje parametre čijom promenom se jednostavno, bilo u off-line ili on-line proceduri, smanjuju amplitude upravljачke promenljive do prihvatljivih vrednosti i istovremeno utiče ne proširenje oblasti robustne stabilnosti. Izbor filtra ne sme da naruši već postignuti red astatizma sistema. Za sistem koji treba da ostvari red astatizma m , NF filter mora biti izabran u skladu sa sledećim uslovom:

$$\lim_{s \rightarrow 0} \frac{d^k}{ds^k} (1 - F_{LP}(s)) = 0, \quad 0 \leq k < m \quad (7)$$

Širenje oblasti robustne stabilnosti i postizanje visokog kvaliteta dinamičkog ponašanja sistema jesu međusobno oprečni zahtevi. Projektovanjem robustne performanse sistema i "razdešavanjem" kontrolera \hat{Q} , postupak sinteze IMC kontrolera je završen. Principijelno, ideja sinteze robustnog IMC kontrolera je ista i u digitalnom i u analognom slučaju.

Za ilustraciju digitalnog slučaja (Slika 2a)) možemo koristiti polinomni prilaz i princip apsorpcije [12]. Naime, neka se za eliminaciju signala greške (Slika 2a))

$$E(z^{-1}) = \frac{1 - P^o(z^{-1})Q(z^{-1})}{1 + Q(z^{-1})(P(z^{-1}) - P^o(z^{-1}))} (R(z^{-1}) - W(z^{-1}))$$

koristi se princip apsorpcije, pretpostavljajući istu dinamiku promene zadate vrednosti i poremećaja. Saglasno ovom principu [12], polinom apsorpcije $E(z^{-1})$, koji se projektuje za poznatu klasu poremećaja, mora biti faktor unutar izraza $1 - P^o(z^{-1})Q(z^{-1})$. U slučaju digitalnog

sistema, sinteza IMC kontrolera se izvodi u tri koraka tako da $Q(z^{-1})$ bude

$$Q(z^{-1}) = \hat{Q}(z^{-1})Q_{db}(z^{-1})F_{LP}(z^{-1})$$

U prvom koraku se inverzijom objekta ostvaruje željeno dinamičko ponašanje sistema. Nominalni diskretni model objekta se faktorizuje: $P^o(z^{-1}) = P_A(z^{-1})P_M(z^{-1})$. Faktor $P_A(z^{-1})$ sadrži neminimalno fazne nule i transportno kašnjenje objekta, a faktor $P_M(z^{-1})$ opisuje ostatak objekta koji je minimalne faze i otuda invertibilan. Rezultat prvog koraka je \square , gde se $Q_w(z^{-1})$ bira saglasno principu apsorpcije, tako da polinom apsorpcije \square bude faktor unutar izraza $1 - P^o(z^{-1})\hat{Q}(z^{-1})$. U drugom koraku se modifikuje rezultat prethodnog koraka sa ciljem da se željeni dead-beat odziv sistema učini fizički ostvarljivim. Funkcija prenosa \square se bira tako da skрати polove u $\hat{Q}(z^{-1})$ koji imaju negativne realne delove, čime se sprečavaju veliki skokovi upravljačke promenljive (ringing). Istovremeno, $Q_{db}(z^{-1})$ treba da ispuni uslov principa apsorpcije, tj. da polinom apsorpcije $\Phi(z^{-1})$ bude faktor unutar izraza $1 - P^o(z^{-1})\hat{Q}(z^{-1})Q_{db}(z^{-1})$. Pošto je

$$1 - P^o(z^{-1})\hat{Q}(z^{-1})Q_{db}(z^{-1}) = (1 - P^o(z^{-1})\hat{Q}(z^{-1}))Q_{db}(z^{-1}) + (1 - Q_{db}(z^{-1}))$$

i kako je \square već faktor izraza $1 - P^o(z^{-1})\hat{Q}(z^{-1})$, dovoljno je da $\Phi(z^{-1})$ bude faktor izraza $1 - Q_{db}(z^{-1})$. U trećem koraku se unosi NF filter $F_{LP}(z^{-1})$ tako da uslov robustne stabilnosti bude zadovoljen.

Odabrani filter ne sme narušavati uslov apsorpcije, tako da polinom apsorpcije $\Phi(z^{-1})$ mora biti faktor izraza $1 - P^o(z^{-1})\hat{Q}(z^{-1})Q_{db}(z^{-1})F_{LP}(z^{-1})$, tj. dovoljno je zahtevati da $\Phi(z^{-1})$ bude faktor izraza $1 - F_{LP}(z^{-1})$. Postupak izbora $F_{LP}(z^{-1})$ saglasno principu apsorpcije, a da istovremeno bude zadovoljen i uslov robustne stabilnosti, u opštem slučaju nije jednoznačno određen [11]. Jednostavni slučajevi su analizirani u [9], gde su predložene formule za određivanje $F_{LP}(z^{-1})$, u slučaju otklanjanja poremećaja tipa odskočne ili nagibne funkcije. Primenom ovih formula dolazi se do filtera veoma visokog reda [11].

5. SINTEZA KONTROLERA

U konkretnom slučaju sinteze upravljačke strukture sistema aktivnog oslanjanja (sl. 2a), izlazna promenljiva y je ubrzanje oslonjene mase, w je uticaj profila puta na izlaznu promenljivu, a $r \equiv 0$. Kontroler \hat{Q} se projektuje da obezbedi minimalni integral kvadrata

greške, odnosno, dobija se kao rešenje H^2 - optimalnog upravljačkog problema [9]:

$$\hat{Q}(s) = P^{o-1}(s) \quad (8)$$

pri čemu dobijeno rešenje (8) nije generalno rešenje optimizacionog problema koji se postavlja u ovom koraku sinteze, već samo njegov specijalan slučaj koji važi za nominalni objekat upravljanja (6). Izabrani niskofrekventni filter:

$$F_{LP}(s) = \frac{2\lambda s + 1}{(\lambda s + 1)^2} \quad (9)$$

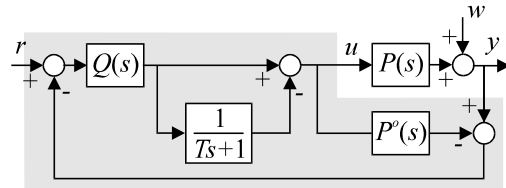
omogućava sistemu da zadrži drugi red astatizma, pri čemu parametar λ predstavlja vremensku konstantu sistema koja treba da bude manja od dominantne vremenske konstante pasivnog sistema oslanjanja. Mala vrednost parametra λ obebeđuje da kvalitet dinamičkog ponašanja sistema bude blizak H^2 - optimalnom sistemu. S druge strane, povećavanjem λ , sistem se usporava i isto-vremeno postiže veća oblast robustne stabilnosti sistema.

Ovako sintetizovan IMC kontroler ($Q(s) = \hat{Q}(s)F_{LP}(s)$) prouzrokuje izrazito oscilatorno ponašanje upravljačke promenljive. Ustaljena procedura sinteze IMC strukture kontinualnih sistema [9] nema odgovor na ovo pitanje. Zato se predlaže transformacija karakterističnog polinoma IMC kontrolera $f_Q(s) = s^2(s^2 + c_1/m_1)$ u

$$f_Q(s) = s^2(s^2 + 2\zeta\sqrt{c_1/m_1}s + c_1/m_1), \quad \zeta > 0 \quad (10)$$

Predložena modifikacija ima zanemarljiv uticaj po druge performanse sistema jer relativno velike vrednosti neprigušene prirodne učestanosti $\sqrt{c_1/m_1}$ omogućavaju varijacije relativnog koeficijenta prigušenja bez bitne promene u brzini odziva.

Međutim, upravljački cilj praćenja profila puta ne mora biti ostvaren minimizacijom ubrzanja oslonjene mase vozila. Ukoliko upravljačka sila dobije neku nenultu stacionarnu vrednost, to će značiti da je ubrzanje oslonjene mase svedeno na nulu, ali i da je pozicija oslonjene mase nezavisno od tekuće pobude puta ušla u novo stacionarno stanje. Zato se struktura modifikuje kako je to pokazano na sl. 3.



Slika 3 Modifikovana IMC struktura

Upravljačka sila koja minimizira uticaj pobude puta na ubrzanje oslonjene mase mora u stacionarnom stanju biti jednaka nuli. Praktično, uvedenim filtrom kontrolišemo dinamiku povratka upravljačke sile na nultu stacionarnu vrednost posle njenog delovanja u cilju kompenzacije pobude puta. Vremenska konstanta T utiče na dinamičko ponašanje oslonjene mase vozila u pogledu praćenja profila puta. Parametar T ne sme da ima manju vrednost od vremena smirenja sistema prikazanog na sl. 2a ($T \geq (3+5)\lambda$). Dakle, cilj je da oslonjena masa vozila ima prigušen odziv na visokofrekventne pobude puta, ali da prati niskofrekventne promene sa što manjim ubrzanjem.

Dobijena struktura ima tri podešljiva parametra: λ , ζ i T . Parametri ζ i T mogu biti izabrani simulacijom. Parametar λ ima konkretno fizičko značenje i pogodan je i za on-line podešavanje robustne performanse sistema. Struktura pruža mogućnost daljih modifikacija u smislu on-line identifikacije parametara objekta i adaptacije upravljačkog algoritma. Slična metodologija može biti razvijena i u digitalnom slučaju.

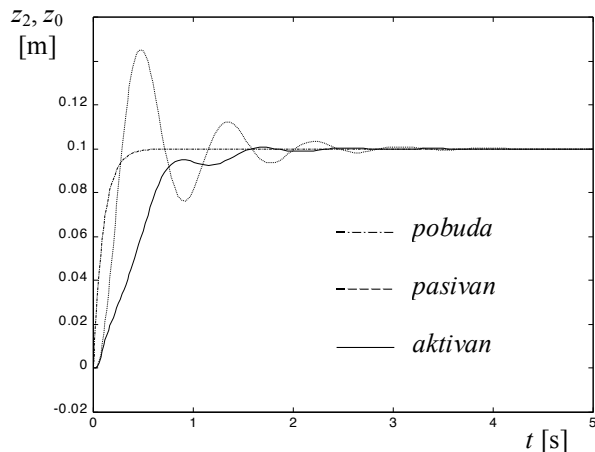
6. REZULTATI SIMULACIJE

Efikasnost predloženog upravljačkog metoda ilustriramo rezultatima simulacije rada sistema sa i bez aktivnog oslanjanja. Nominalni parametri četvrtinskog modela vozila (slika 1) dati su u tabeli 1, [5].

Tabela 1. Nominalni parametri modela

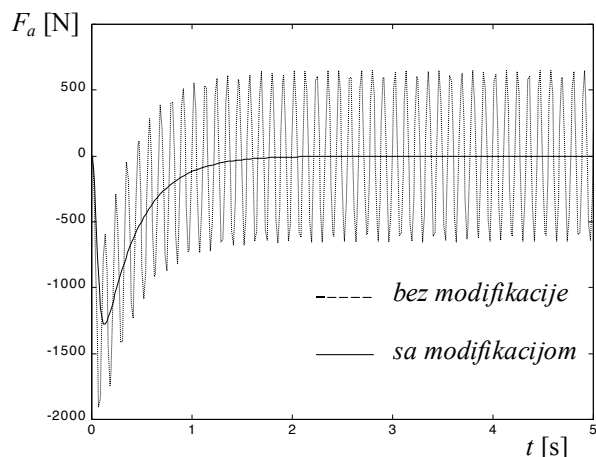
oslonjena masa m_2	285,3 kg
krutost opruge c_2	16812 N/m
prigušenje amortizera b_2	1000 Ns/m
neoslonjena masa m_1	59,5 kg
krutost pneumatika c_1	190000 N/m

Prema predloženoj proceduri izvršena je sinteza IMC regulatora, pri čemu su parametri λ , ζ i T izabrani prema datim preporukama. Usvojene su vrednosti: $\lambda = 0,05$ s, $\zeta = 0,75$ i $T = 0,35$ s. Pobuda puta z_0 i odgovarajući odzivi pasivnog i aktivnog sistema oslanjanja, odnosno pomeranja oslonjene mase z_2 , prikazani su na slici 4.



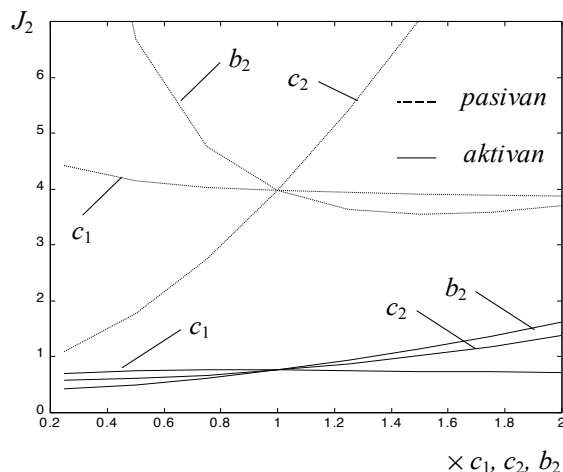
Slika 4. Pobuda puta i pomeranje oslonjene mase

Izborom vremenske konstante T može da se utiče na oblik i brzinu odziva. Klasičan pristup sintezi IMC regulatora dovodio je do velikih fluktuacija upravljačke promenljive, tj. sile aktuatora F_a , pa je zbog toga uvedena modifikacija (10) i za datu pobudu dobijeni su rezultati prikazani na slici 5.



Slika 5. Upravljačka promenljiva (sila aktuatora F_a)

Usvojena modifikacija ima zanemarljiv uticaj na odzive drugih promenljivih stanja u sistemu. Na slici 6 su date H^2 norme ubrzanja oslonjene mase u funkciji promenljivih parametara modela (c_1 , c_2 i b_2) za pobudu sa slike 4. Posmatrani indeksi performanse ($J_2 = \int_0^{\infty} (r - y)^2 dt = \int_0^{\infty} \ddot{z}_2^2 dt$) imaju manje vrednosti i manji gradijent promene u slučaju aktivnog sistema oslanjanja.



Slika 6. Kvadratni indeks performanse ubrzanja oslonjene mase

Isti zaključak za usvojenu upravljačku strukturu važi i kada su argumenti posmatranog indeksa performanse brzina oslonjene mase \dot{z}_2 i ugib pneumatika $z_1 - z_0$. S druge strane, indeks performanse je neznatno narušen za slučaj kada je njegov argument brzina neoslonjene mase \dot{z}_1 i hod sistema oslanjanja $z_2 - z_1$. Dakle, aktivni sistem oslanjanja obezbeđuje bolje performanse sistema u smislu oscilatorne udobnosti i robustnosti sistema.

7. ZAKLJUČAK

U radu je data sinteza robustnog IMC kontrolera i u digitalnom i u kontinualnom slučaju. Predložene su modifikacije IMC strukture u cilju uspešne sinteze i implementacije upravljačkog algoritma aktivnog sistema oslanjanja vozila. Kao upravljana promenljiva je korišćeno ubrzanje oslonjene mase vozila, koje predstavlja meru

oscilatorne udobnosti. Predložene modifikacije omogućavaju prihvatljivu dinamiku upravljačke promenljive i zadovoljavajuće performanse indirektno upravljanih promenljivih stanja. Predloženi sistem upravljanja je veoma robustan u odnosu na promene parametara sistema oslanjanja.

LITERATURA

- /1/ Janković A., Lalović D., Đukić M.: **Oslanjanje putničkih vozila: kvazistatički proračun nezavisnog oslanjanja**, Institut za automobile, Zastava automobili, Kragujevac, 1998.
- /2/ Rodić A., Vukobratović M.: **Dynamics, Integrated Control and Stability of Automated Road Vehicles**, Verlag, Stuttgart, 2002.
- /3/ Simić D.: **Dinamika motornih vozila**, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- /4/ Hedrick J.K., Rajamani R., Yi K.: **Observer Design for Electronic Suspension Applications**, Vehicle System Dynamics 6, 1994.
- /5/ Rajamani R., Hedrick J.K.: **Adaptive Observers for Active Automotive Suspensions: Theory and Experiment**, IEEE Transactions on Control Systems Technology 1, 1995.
- /6/ Yoshimura T., Nakaminami K., Hino J.: **A Semi-active Suspension with Dynamic Absorbers of Ground Vehicles Using Fuzzy Reasoning**, International Journal of Vehicle Design 1, 1997.
- /7/ Petronijević Ž., Kalinić Z., Miličić B., Matijević M.: **Determining the Rank of Influence of Certain Parameters on the Oscillatory Vehicle Motion by the Application of Sensitivity Theory on a Three-dimensional Vehicle Model**, Mobility & Vehicle Mechanics 1, 1999.
- /8/ Jovanović S., Petrović T.: **State Estimators Design for Vehicle Active Suspension System**, Zbornik XLIII Konferencije za ETRAN, Zlatibor, 1999.
- /9/ Morari M. and Zafiriou E.: **Robust Process Control**, Englewood Cliffs, New Jersey, U.S.A.: Prentice Hall, 1989.
- /10/ Matijević M., Radonjić R.: **Vehicle Handling Control**, Proc. of XIII International Scientific Meeting Motor Vehicles&Engines–MVM04, Kragujevac, 2004
- /11/ Stojić M., Draganović Lj., Matijević M.: **Pregled i svojstva upravljačkih struktura sa unutrašnjim modelima**, Zbornik XLIII Konferencije za ETRAN, Zlatibor, 1999.
- /12/ Matijević M., Jakupović G., Car J.: **Računarski podržano merenje i upravljanje**, Mašinski fakultet u Kragujevcu, 2005.