

Razvoj i analiza matematičkog modela kretanja kolica dizalice u cilju smanjenja njihanja tereta

Jovan Radaković
ATB Sever, (in retirement)
Subotica, Serbia
radakovic_jovan@yahoo.com
ORCID: 0009-0005-7671-3175

Marko Rosić
University of Kragujevac,
Faculty of Technical Sciences Čačak
Čačak, Serbia
marko.rosic@ftn.kg.ac.rs
ORCID: 0000-0001-7846-7004

Milosav Georgijević
University of Novi Sad
Faculty of Mechanical Engineering
Novi Sad, Serbia
georgije@uns.ac.rs
ORCID: n/a

Abstract—Pogon kolica mosne dizalice sa pripadajućim teretom pripada grupi elastičnih veza između vratila el.motora i „radne mašine“. Zbog toga, kao i dejstva inercijalnih sila, tokom kretanja kolica pojavljuje se njihanje tereta. U cilju minimiziranja njihanja radi tačnog pozicioniranja, kao i u cilju minimiziranja vremenskog trajanja vožnje, primenjuju se indirektno metode za kontrolu njihanja tereta. Ovaj rad prikazuje razvoj matematičkog modela kretanja kolica dizalice u programskom paketu Mathcad i njegovu analizu u cilju smanjenja njihanja tereta pri kretanju. Primenom prikazanog pristupa za rešavanje matematičkog modela i simulacija rada za dva izabrana primera vožnje kolica sa pripadajućim teretom, ukazuju na to da su dobijeni rezultati zadovoljavajući, te da se ovaj model preporučuje za primenu u praksi.

Keywords—pogon kolica dizalice, njihanje, anti-sway, frekventni pretvarač, profil brzine, Mathcad.

I. UVOD

Mosne dizalice su ključna komponenta u različitim industrijskim granama, naročito u logistici, brodogradnji i građevinarstvu, gde se zahtevaju precizno pozicioniranje i bezbedan transport tereta. Jedan od ključnih izazova u upravljanju ovim sistemima jeste smanjenje njihanja tereta koje nastaje usled naglih promena brzine ili pravca kretanja kolica dizalice. Ovo njihanje, osim što smanjuje preciznost pozicioniranja, predstavlja i ozbiljan bezbednosni rizik, kako za teret, tako i za okolinu.

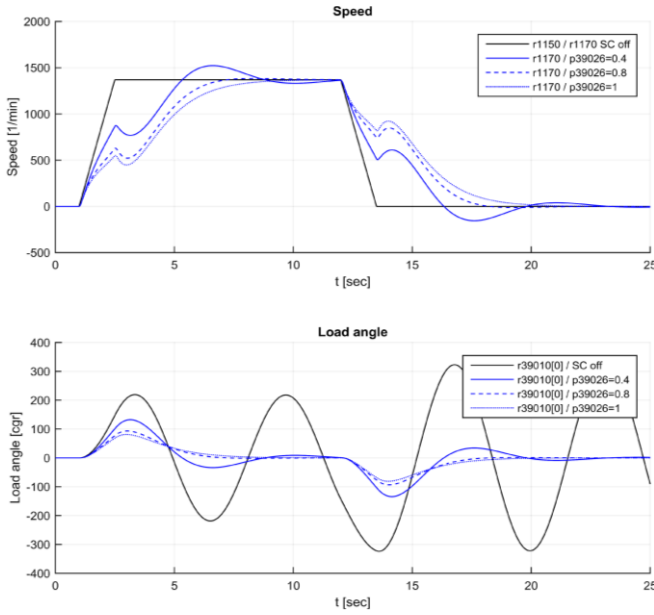
Tradicionalne metode upravljanja pogonom dizalice oslanjaju se na iskustvo operatera i upotrebu konzervativnih profila ubrzanja kako bi se minimiziralo njihanje. Međutim, sa razvojem savremenih metoda automatizacije i digitalnih sistema upravljanja, otvorene su nove mogućnosti za implementaciju tzv. *anti-sway* metoda kontrole, čiji je cilj da aktivno suzbijaju oscilacije tereta tokom kretanja. Jedan od pristupa koji je privukao značajnu pažnju u naučnoj zajednici jeste optimizacija brzinskog profila kolica dizalice. Korišćenjem unapred definisanih profila (npr. trapezoidalni, sinusoidalni, S-oblik profili) moguće je oblikovati kretanje kolica tako da se minimizira prenos energije na sistem njihanja tereta. Savremeni pristupi uključuju i primenu optimalne kontrole, teorije filtriranja ulaza (*input shaping*), kao i prediktivnih modela baziranih na dinamici sistema [1]. Uprkos značajnim pomacima u ovoj oblasti, ostaju brojni izazovi. Jedan od njih je nelinearna priroda sistema dizalice, posebno kada su u pitanju promene mase tereta i dužine užeta. Dodatno, u realnim industrijskim uslovima prisutni su različiti poremećaji, kao što su spoljašnje vibracije, vetar i kašnjenja u izvršavanju sistema, što otežava dizajn robusnih i prilagodljivih rešenja.

U ovom radu biće analizirana problematika određivanja odgovarajućih parametara regulatora brzine elektromotornog pogona kolica dizalice sa ciljem smanjenja njihanja tereta. Poseban fokus biće na implementaciji i analizi matematičkog modela sistema i njegovih dinamičkih karakteristika, kao i razmatranju različitih profila brzine kretanja u cilju eliminacije oscilacija na kraju perioda ubrzanja pogona. Model pogona je razvijen u programskom paketu Mathcad [2]. Cilj istraživanja je doprineti razvoju algoritama koji su pogodni za implementaciju u realnim industrijskim uslovima i kompatibilni sa savremenim sistemima automatizacije.

II. KONTROLA NJIHANJA TERETA – ANTI-SWAY

Zadatak tipa dizalice koji se analizira u ovom radu je prevoženje tereta iz tačke „A“ i tačku „B“ u radnom prostoru, što pored dizanja tereta podrazumeva i horizontalna kretanja. Kako po pravilu teret slobodno visi na užadima, tokom horizontalnih kretanja kolica mora doći do njihanja tereta sa periodom oscilovanja koji zavisi od dužine užeta, ako isto posmatramo kao matematičko klatno. Sa korisničke pozicije njihanja, a posebno zaostala njihanja tereta tokom pozicioniranja, predstavljaju gubitak vremena i učinka, pa se od sistema upravljanja zahtevaju horizontalna kretanja sa najbržim mogućim prigušenjem zaostalih njihanja pri polasku i pozicioniranju. Eksperimentalno se da potvrditi da na njihanje najviše utiče brzina kretanja kolica dok varijacije ostalih parametara (dužina užeta, težina tereta, itd.) nemaju toliko uticaj [3], pa se njihanje tereta pri pozicioniranju može uspešno redukovati odgovarajućim profilom brzine kolica.

Da bi se pri horizontalnim kretanjima dizalice njihanje tereta brže smirivalo i prigušilo zaostalo oscilovanje pri pozicioniranju, jedan od načina je primena senzora za merenje ugla njihanja u realnom vremenu, te da se ovaj signal uvede u formiranu regulacionu petlju po uglu njihanja. Međutim, kako je pri radu dizalice problematično merenje ovih veličina, što je potvrđeno u praksi još pre više od 30 godina, pogodno je primenjivati indirektno metode. Jedan od primera indirektno metode modifikacijom trapeznog oblika profila brzine dizaličnih kolica u cilju redukcije njihanja tereta prikazan je na slici 1. Na gornjem delu slike je referentni profil brzine bez i sa uključenom kontrolom njihanja za više različitih koeficijenata prigušenja oscilacija njihanja. U donjem delu slike prikazani su odgovarajući uglovi njihanja koje uže koje nosi teret ostvaruje sa vertikalnom osom u toku transporta. Dobijeni modifikovani profil brzine dobija se sabiranjem originalnog trapeznog profila sa proračunatom referencom usled poremećaja koja uzima u obzir više mehaničkih parametara sistema uključujući dužinu užeta, težinu kolica i tereta kao i pređeni put.



Sl. 1 - Modifikacija trapeznog profila zadate brzine i uticaj na rezultantni ugao njihanja tereta kod Siemens-ovog pretvarača [4]

Za sprovođenje istraživanja u ovom radu formiran je matematički model koji uvažava: jednačinu kretanja (jednačina kretanja u horizontalnoj ravni i jednačina kretanja u vertikalnoj ravni), jednačinu prenosne funkcije PI regulatora brzine kolica i prikaz funkcije zadate vrednosti brzine vožnje kolica za izabrani ciklus kretanja kolica. Na definisanje oblika funkcije zadate vrednosti brzine vožnje kolica utiče i zadata vrednost puta koji kolica treba da pređu i parametri PI regulatora i to za svaki novi ciklus. Važno je naglasiti da je za ovu vrstu pogona, kao i za neke druge pogone, poželjno da dijagrami ubrzanja/brzine budu glatke, a ne „izlomljene“ funkcije. U nekim slučajevima je poželjno, da u cilju povećanja proizvodnog kapaciteta, prevoz tereta bude obavljen većim brzinama. Pri tome bi se prevoz tereta manjih masa obavljali većim brzinama od brzina kojima bi se obavljali prevozi tereta većih masa, a sve iz okvira zadatih parametara - nosivosti dizalične konstrukcije.

U radu je izveden matematički model kolica dizalice i implementiran u programskom paketu Mathcad. Razvijeni model omogućava analizu upravljanja sistemom a u cilju obezbeđenja eliminacije njihanja tereta na kraju vremena ubrzanja pogona, odnosno njegovog usporenja (zaustavljanja). Cilj ovog rada je simulaciona analiza i definisanje parametara za rad upravljačkog sistema elektromotornog pogona kretanja kolica dizalice modifikacijom parametara pogonskog frekventnog pretvarača. Na kraju rada je data adekvatna analiza i zaključci izvedeni iz dobijenih simulacionih rezultata.

Takođe treba naglasiti da je u slučajevima kretanja kolica dizalice sa manjim teretima i manjim dužinama užadi proces uspostavljenih njihanja izražajniiji (veće vrednosti otklona, tj. ugla njihanja θ). Iz tog razloga je opravdano da se definišu dve grupe funkcija zadate brzine vožnje kolica:

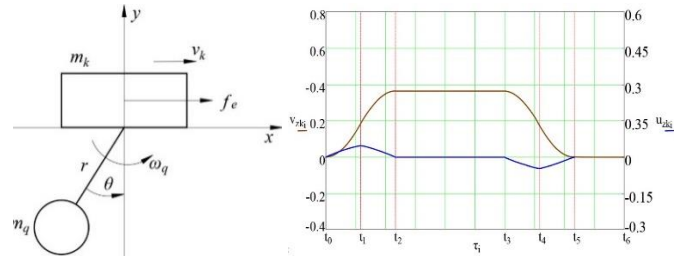
a) dijagrami brzine koji pored vremena ubrzanja/usporenja u ciklusu rada imaju i stacionarni deo – za veće mase tereta i veće dužine užeta,

b) dijagrami brzine koji za ceo ciklus kretanja sadrže samo ubrzanja i usporenja – za manje mase tereta i manje dužine užeta.

III. MATEMATIČKI MODEL KOLICA DIZALICE

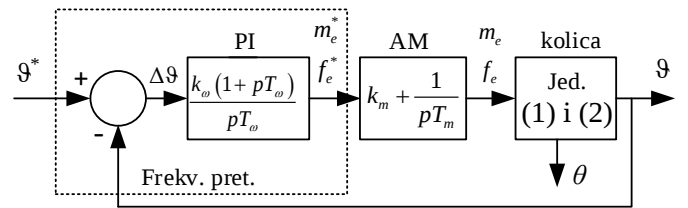
Za simulacione analize najčešće se koriste prosti matematički modeli mehaničkog sistema tereta kao klatna, uz adekvatne pokretne mase. Pri tome je bitna analiza vremena trajanja prirodne periode oscilovanja tereta kao klatna sa vremenom trajanja ciklusa transporta, radi odluke o koncepciji rada upravljačkog sistema [5]. Ovaj rad je objedinio mehanički model kolica sa električnim modelom elektromotora napajanim iz frekventnog pretvarača, radi simulacionih analiza i iznalaženja parametara PI regulatora brzine vožnje kolica koji je u sastavu frekventnog pretvarača za realne uslove rada.

Kolica mosne dizalice mogu se predstaviti kao pokretna masa m_k sa visećim teretom kao klatnom koja se kreću horizontalno brzinom $\mathcal{G}_k$. Na kraju užeta dužine r okačen je teret mase m_q . U uslovima kad kolica i teret miruju, uže i teret se nalaze u vertikalnoj osi ($\theta=0$), a u toku kretanja kolica, teret će zbog dejstva inercijalne sile zauzimati drugačiji položaj u odnosu na vertikalnu i imaće otklon od vertikalne za ugao njihanja θ . Na slici 2 su dati simbolički prikaz kolica u pokretu i jedan od mogućih oblika signala zadate vrednosti brzine kolica i pripadajućeg izvoda iste tj. ubrzanja.



Sl. 2 - Simbolički prikaz kolica u pokretu i jedan od mogućih oblika signala zadate brzine kolica i pripadajućeg izvoda iste

Treba navesti i prisustvo koeficijenata u sistemu: trenje pri horizontalnom kretanju (k_h), trenje po osnovu njihanja mase m_q (k_k), konstante pogona (k_m i T_m), i gravitaciona konstanta (g). Ugaona brzina njihanja tereta mase m_q je ω_q . Za pokretanje kolica neophodna je pogonska sila (f_e) koja je srazmerna obrtnom momentu pogonskog elektromotora (m_e). Blok šema principa upravljanja pogonom može se prikazati slikom 3.



Sl. 3 - Blok šema sistema upravljanja

Diferencijalne jednačine koje definišu matematički model ovog pogona su:

- jednačine ravnoteže od kojih prva (1) opisuje kretanje u horizontalnoj ravni, a druga (2) i treća (3) koje opisuju kretanje tereta mase m_q [6].

$$\begin{aligned} (m_k + m_q \sin^2 \theta) \frac{dv_k}{dt} &= f_e + m_k \cdot r \cdot \omega_q^2 \sin^2 \theta + \\ &+ q \cdot m_q \sin \theta \cos \theta - k_h \mathcal{G}_k + \frac{k_k}{r} \cos \theta \end{aligned} \quad (1)$$

$$r \cdot (m_k + m_q \sin^2 \theta) \frac{d\omega_k}{dt} = -f_e \cos \theta - m_q \cdot r \cdot \omega_q^2 \sin \theta \cos \theta -$$

$$-q \cdot (m_k + m_q) \sin \theta - k_h \mathcal{G}_k \cos \theta +$$

$$+ \left(1 + \frac{m_k}{m_q}\right) \frac{k_k}{r} \omega_q$$

$$\omega_q = \frac{d\theta}{dt} \quad (3)$$

- jednačina prenosne funkcije PI regulatora brzine u sastavu frekventnog pretvarača, čiji su parametri k_ω - pojačanje i T_ω - vremenska konstanta. Za formiranje ove jednačine mora se definisati funkcija zadate brzine vožnje kolica ($\mathcal{G}_{zk}$) uvažavajući funkciju pogonske mašine prvog reda definisanu konstantama k_m i T_m [7].

$$\frac{m_e}{(\mathcal{G}_{zk} - \mathcal{G}_k)} = \left[\frac{k_\omega (1 + p \cdot T_\omega)}{p \cdot T_\omega} \right] \cdot \left[\frac{k_m}{1 + p \cdot T_m} \right] \quad (4)$$

Na osnovu jednačine (4) dobija se:

$$T_\omega T_m \frac{d^2 f_e}{dt^2} + T_\omega \frac{df_e}{dt} = k_\omega k_m T_\omega \left(\frac{d\mathcal{G}_{zk}}{dt} - \frac{d\mathcal{G}_k}{dt} \right) + k_\omega k_m (\mathcal{G}_{zk} - \mathcal{G}_k) \quad (5)$$

Kako je u primeni Mathcad alata potrebno formirati sistem diferencijalnih jednačina prvog reda [8], sledi i jednačina (6):

$$\frac{df_e}{dt} = x_1 \quad (6)$$

IV. SIMULACIONI REZULTATI

U cilju analize rezultata relanog primera pogona razmatrani su podaci za dva slučaja od kojih je jedan za velike mase tereta i velike dužine užeta, dok je drugi za male mase tereta i male dužine užeta. Karakteristični zajednički podaci pogona prikazani su u Tabeli I.

TABLE I. PODACI POGONA KOLICA

m_k	k_h	k_k	k_m	T_m	g
1000 kg	0,1	0,1	80	0,2 s	9,81m/s ²

U simulaciji su analizirana dva karakteristična slučaja za profil brzine kolica $\mathcal{G}_{zk}(t)$ i to za „trapezni“ i za „trougaoni“ oblik sa podacima datim u Tabeli II. U Tabeli II je dato ukupno vreme trajanja simulacije t_6 kao i ukupno vreme vožnje kolica t_u zajedno sa karakterističnim vremenima ubrzanja, stacionarnog rada i usporenja kolica. Brzina $\mathcal{G}_{st}$ označava stacionarnu brzinu vožnje kolica za „trapezni“ oblik. Ostali definisani parametri u Tabeli II su i period zadate oscilacije T_z i koeficijent faznog stava za $\mathcal{G}_{zk}(t)$ ξ . Period T_z se izračunava iz jednačine: $0,5/\mathcal{G}_{zm} = -\mathcal{G}_{zm} \cdot \cos(2\pi t_i/T_z)$, za $t_i=7$ s $\rightarrow T_z=42$ s dok je za $t_i=8,75$ s $\rightarrow T_z=52,5$ s. Koristeći Mathcad, koeficijent ξ se određuje grafoanalitički (iterativno) u par koraka sa ciljem da se dobije glatki deo funkcije brzine u delu usporenja do zaustavljanja ($\xi=0,836$ i $\xi=0,834$).

Isti parametri definisani su i za „trougaoni“ oblik zadate brzine kolica, a koji su dati u Tabeli III. Trougaoni profil brzine karakteriše odustvo stacionarne brzine koji se kao

karakterističan slučaj javlja za kratka rastojanja vožnje kolica. Brzina $\mathcal{G}_{zm}$ predstavlja amplitudnu brzinu koja se ima pri „trougaonom“ profilu brzine vožnje kolica.

TABLE II. PODACI KRETANJA ZA TRAPEZNI PROFIL BRZINE

m_q	r	T_z	ξ	$\mathcal{G}_{st}$	t_{st}	t_u
6000 kg	6 m	42 s	0,836	0,363 m/s	22 s	50 s
t_0	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6
0 s	7 s	14 s	36 s	43 s	50 s	60 s

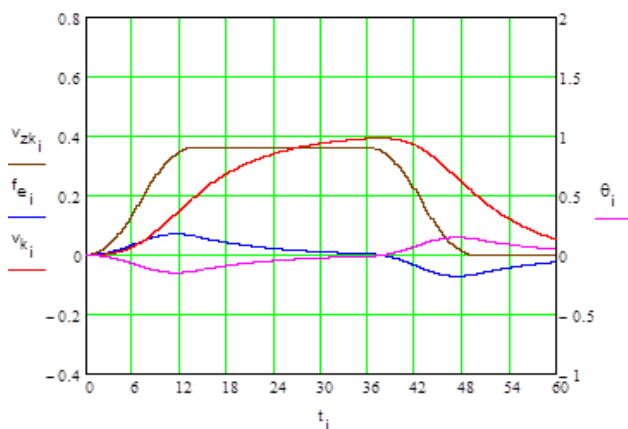
TABLE III. PODACI KRETANJA ZA TROUGANI PROFIL BRZINE

m_q	r	T_z	ξ	$\mathcal{G}_{zm}$	t_{st}	t_u
600 kg	2 m	52,5 s	0,834	0,744 m/s	0 s	35 s
t_0	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6
0 s	8,75s	17,5 s	17,5 s	26,5 s	35 s	60 s

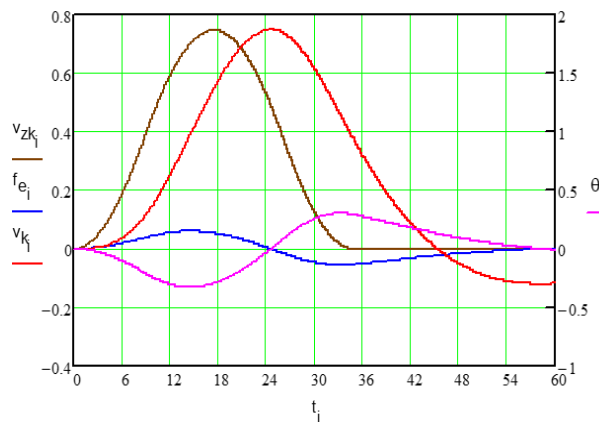
U programskom paketu Mathcad struktura zadatog profila brzine, u zavisnosti od definisanih vremena za trapezni oblik, definisana je jednačinom (7), dok je struktura za trougaoni profil brzine definisana jednačinom (8). Dobijeni rezultati prikazani su na slikama 4-7. Potrebno je naglasiti da su simulacioni rezultati u prvom koraku dobijeni za definisane vrednosti parametara PI regulatora brzine $k_\omega=10$ i $T_\omega=50$ s, za „trapezni“ profil brzine sa rezultatima prikazanim na slici 4, a u konačnom obliku su $k_\omega=120$ i $T_\omega=90$ s sa rezultatima prikazanim na slici 5. Za „trougaoni“ oblik brzine vrednosti parametara PI regulatora, u prvom koraku su $k_\omega=2,2$ i $T_\omega=14$ s sa rezultatima prikazanim na slici 6, a u konačnom obliku su $k_\omega=80$ i $T_\omega=20$ s sa rezultatima prikazanim na slici 7. Jedinice svih promenljivih prikazanih na graficima slika 4-7 odgovaraju osnovnim jedinicama SI sistema.

$$\mathcal{G}_{zk}(t) := \begin{cases} -\mathcal{G}_{st} \cos\left(\frac{2\pi}{T_z} t\right) + \mathcal{G}_{st} & \text{if } t_0 \leq t \leq t_1 \\ -\mathcal{G}_{st} \sin\left(\frac{2\pi}{T_z} t + \xi\pi\right) & \text{if } t_1 \leq t \leq t_2 \\ \mathcal{G}_{st} & \text{if } t_2 \leq t \leq t_3 \\ \mathcal{G}_{st} \sin\left(\frac{2\pi}{T_z} t + 0,95\xi\pi\right) & \text{if } t_3 \leq t \leq t_4 \\ -\mathcal{G}_{st} \sin\left(\frac{2\pi}{T_z} t + 1,95\xi\pi\right) + \mathcal{G}_{st} & \text{if } t_4 \leq t \leq t_5 \\ 0 & \text{if } t_5 \leq t \leq t_6 \end{cases} \quad (7)$$

$$\mathcal{G}_{zki}(t) := \begin{cases} -\mathcal{G}_{zm} \cos\left(\frac{2\pi}{T_z} t_i\right) + \mathcal{G}_{zm} & \text{if } t_0 \leq t_i \leq t_1 \\ -\mathcal{G}_{zm} \sin\left(\frac{2\pi}{T_z} t_i + \xi\pi\right) & \text{if } t_1 \leq t_i \leq t_2 \\ \mathcal{G}_{st} & \text{if } t_2 \leq t_i \leq t_3 \\ -\mathcal{G}_{zm} \sin\left(\frac{2\pi}{T_z} t_i + \xi\pi\right) & \text{if } t_3 \leq t_i \leq t_4 \\ \mathcal{G}_{zm} \cos\left(\frac{2\pi}{T_z} t_i + 2\xi\pi\right) + \mathcal{G}_{zm} & \text{if } t_4 \leq t_i \leq t_5 \\ 0 & \text{if } t_5 \leq t_i \leq t_6 \end{cases} \quad (8)$$



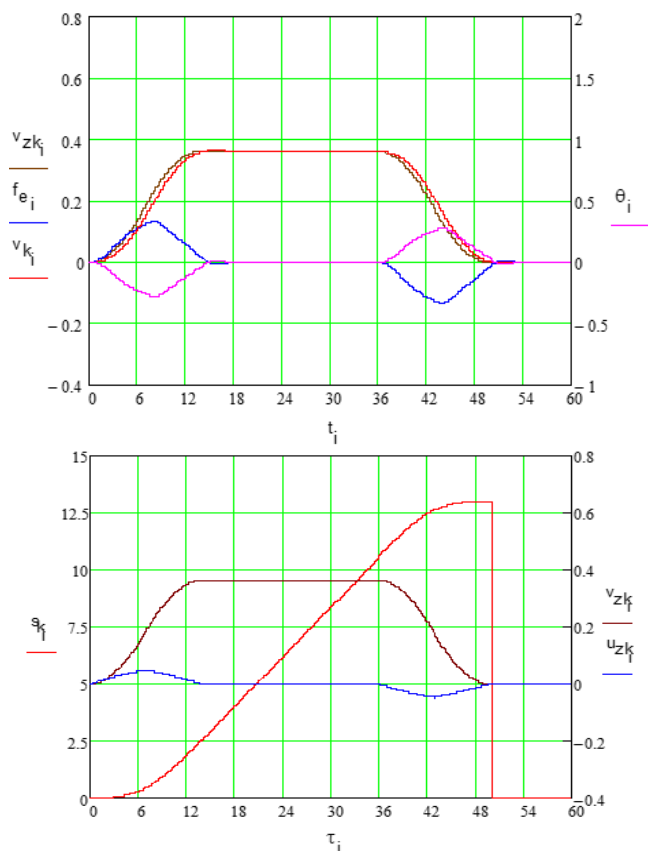
Sl. 4 – Trapezni profil brzine, sila, ostvarena brzina i ugao njihanja za inicijalno podešenje parametara regulatora



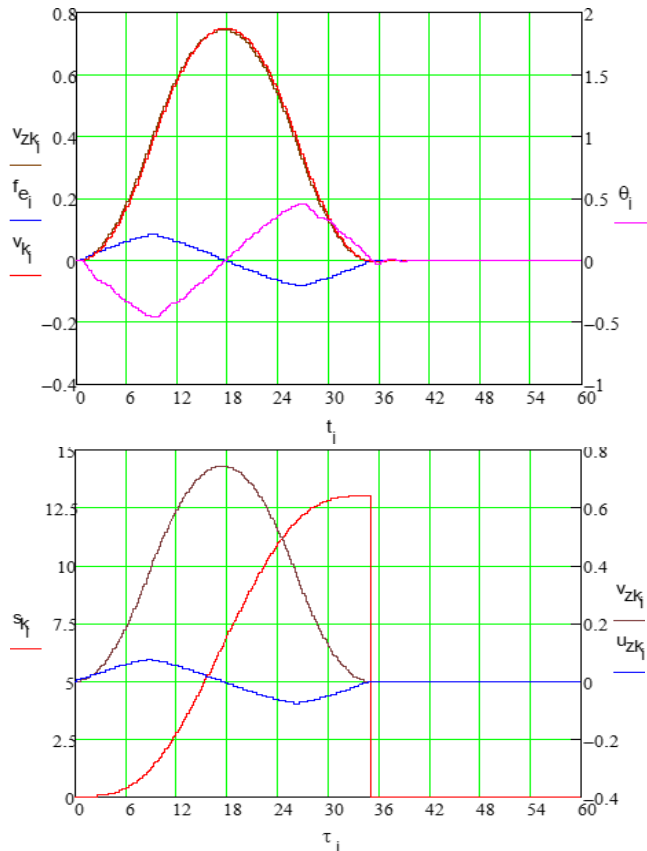
Sl. 6 – Trougaoni profil brzine, sila, ostvarena brzina i ugao njihanja za inicijalno podešenje parametara regulatora

Treba naglasiti da nakon formiranja talasnog oblika signala zadate brzine vožnje kolica, stacionarna vrednost brzine ϑ_{st} („trapezni“ oblik) ili ϑ_{zm} („trougao“ oblik) u prvoj iteraciji treba da imaju neku proizvoljnu (početnu) vrednost. Pošto je cilj da kolica pređu zadati put (u ovom slučaju je to 13 m), taj cilj će se postići iterativnim podešavanjem vrednosti za ϑ_{st} (u ovom slučaju $\vartheta_{st}=0,363$ m/s), odnosno za ϑ_{zm} (u ovom slučaju $\vartheta_{zm}=0,744$ m/s). Ovde treba istaći da je stvarna vrednost zadatog puta izračunavana integraljenjem signala zadate vrednosti brzine, a ne stvarne brzine (Mathcad ne prihvata integraljenje izračunate funkcije). Međutim, pošto je u okviru dobijenih rezultata postignuto značajno „poklapanje“ $\vartheta_{zk}(t)$ i $\vartheta_k(t)$ (sl. 5 i 7), može se u ovim slučajevima smatrati da je ovaj pristup određivanja pređenog puta prihvatljiv.

Na osnovu napred opisanog matematičkog modela, na slikama 4-7 prikazani su rezultati, odnosno dobijene funkcije stvarnih veličina: stvarna brzina kolica $\vartheta_k(t)$ pogonska sila $f_e(t)$ i ugao njihanja $\theta(t)$. Takođe, za navedene primere, uz navedene zajedničke pripadajuće podatke, na donjem delu slika 5 i 7 (sa konačno usvojenim parametrima regulatora) prikazane su karakteristike zadatih veličina: zadata brzina kolica $\vartheta_{zk}(t)$, prvi izvod te funkcije $U_{zk}(t)$ (ubrzanje) i funkcija zadatog pređenog puta $s_k(t)$ ($s_s=s_z=13$ m za oba tipa profila brzine). Drugim rečima izračunavanje pređenog puta, koji bi se mogao verifikovati, se može pristupiti tek nakon usvojenog talasnog oblika za $\vartheta_{zk}(t)$ sa usvojenim parametrima za k_ω i T_ω (parametri koji daju oblik $\vartheta_{zk}(t)$ koji se može verifikovati), a vrednosti za ϑ_{st} , odnosno za ϑ_{zm} , treba da proiziađu iz zadate vrednosti s_z (u ovom slučaju $s_z=13$ m).



Sl. 5 – Trapezni profil brzine, sila, ostvarena brzina i ugao njihanja (gore) i ubrzanje i pređeni put kolica (dole), za finalno podešenje regulatora



Sl. 7 – Trougaoni profil brzine, sila, ostvarena brzina i ugao njihanja (gore) i ubrzanje i pređeni put kolica (dole), za finalno podešenje regulatora

V. DISKUSIJA DOBIJENIH REZULTATA

Pogon vožnje kolica mosne dizalice i u uslovima kad su pogoni dizanja i vožnja mosta u stanju početnog mirovanja, neminovno je praćen njihovim teretima. Cilj je da se odgovarajućim upravljanjem to njihanje minimizuje, jer se time postižu dva željena rezultata: jedan od njih je skraćanje vremenskog trajanja ciklusa prevoza tereta na zadatom putu, a drugi je povećanje tačnosti pozicioniranja, što smanjuje verovatnoću mogućih i neželjenih sudara između voženog tereta i drugih predmeta. Analizirajući dobijene simulacione rezultate, iznete u prethodnom delu, može se zaključiti:

a) Iz domena automatskog upravljanja ova vrsta pogona spada u grupu adaptivnog upravljanja, što znači da je za svaki novi zadatak vožnje kolica neophodno novo podešavanje prethodno utvrđenih vrednosti parametara regulatora k_{ω} i T_{ω} ;

b) Dominantni kriterijum prihvatljivosti dobijenog rešenja je po osnovu promene ugla njihanja (θ), ali je u nekim slučajevima potrebno da kolica (teret m_q) treba da pređu zadati put za što kraće vreme. Ako nije imperativ na najkraćem mogućem trajanju vožnje kolica (t_u), kao što je u prikazanim primerima ovog rada i u slučaju pogona sa „malim“ teretom i „malom“ dužinom užeta i u slučaju pogona sa „velikim“ teretom i „velikom“ dužinom užeta, dobijeni signali i za $\theta_k(t)$ i pogotovo za signal ugla njihanja $\theta(t)$ su u celosti zadovoljavajući. Iako se poređenjem (za oba slučaja) može primetiti da je kod finalno podešenog regulatora ugao njihanja nešto veći nego u slučaju kada je regulator inicijalno podešen, kompletno njihanje tereta se završava u periodima zaleta odnosno usporenja kod podešenog regulatora za razliku od inicijalnog slučaja gde njihanje traje i posle završetka referentnog profila brzine.

c) Ako bi se potenciralo na skraćanju vremenskog trajanja vožnje (u ovom radu je prikazano: $t_u < 35$ s za trougaoni i $t_u < 50$ s za „trapezni“ način upravljanja) za svaki slučaj bi trebalo istražiti do koje bi se vrednosti to skraćanje vremena t_u moglo tolerisati, a da pri tom ne nastupe veća kašnjenja signala stvarne vrednosti brzine kolica (θ_k) i veća njihanja tereta (θ) od prihvatljivih. Napred pomenuta istraživanja nisu bila predmet ovog rada;

d) Navedeni primer upravljanja kretanjima kolica na mosnoj dizalici ukazuje da bi u odnosu na klasičnu strukturu pogona, ovaj pogon bi primenom opisane indirektno metode potraživao u hardverskom smislu sledeće:

- ✓ pored napajanje elektromotora iz frekventnog pretvarača, isti treba opremiti senzorom za merenje brzine obrtanja (enkoder) iz kojeg bi se formirao i signal za stvarnu vrednost brzine kretanja kolica $\theta_k(t)$,
- ✓ kolica moraju imati: senzor (elektronska vaga) za merenje mase tereta (m_q), senzor za merenje dužine užeta (r), npr. enkoder na dobošu pogona dizanja i senzor za merenje puta/rastojanja koji teret treba da pređe (s_z),
- ✓ opremu sa odgovarajućom strukturom PLC uređaja i operatorskog panela za:
 - prihvatanje signala za: $\theta_k(t)$, m_q , r i s_z ,
 - memorisanje u bazu matičnih podataka za: s_z (x-tačaka) r (y-tačaka), m_q (z-tačaka). Pored toga u memorijskoj bazi PLC-a treba do bude omogućeno prihvatanje i fiksnih parametara (m_k ; k_h ; k_k ; k_m ; T_m ; i g) i parametara neophodnih za generisanje signala

$\theta_{zk}(t)$ za izabrani put (θ_{st} , θ_{zm} ; T_z ; g ; k_{ω} ; T_{ω} ; t_0 ; t_1 ; t_2 ; t_3 ; t_4 ; t_5 i t_6) za svaki ciklus iz x, y, z prostora, koji bi se dobijali iz unapred obavljenih izračunavanja korišćenjem napred opisanog modela i matematičkog alata,

- operatorski panel bi trebao da ima displej na kojem bi bilo moguće prikazati stvarne i zadate veličine, a pored displeja panel bi trebao da poseduje tastere za: start, stop, nužni stop i zadato rastojanje/put za kolica.

e) U slučaju u kojem bi se dobijeni rezultati sa realnog pogonskog sistema unekoliko razlikovali od rezultata dobijenih iz modelovanog pogonskog sistema, trebalo bi pristupiti korekciji parametarskih vrednosti za m_k , k_h , k_k , k_m i T_m .

VI. ZAKLJUČAK

Jedna od indirektnih metoda za upravljanje pogonima vožnje kolica u sastavu mosnih dizalica, koja je predstavljena u ovom radu i koja daje zadovoljavajuće rezultate, podrazumeva poznavanje podataka: teret koji treba prevoziti, tj. poznavanje mase tereta (m_q), dužinu užeta (r) i zadati put (s_z). Naravno, podrazumeva se i poznavanje baznih parametara mosne dizalice, tj. pripadajućih kolica. Za ove poznate veličine definiše se funkcionalna zavisnost zadate brzine vožnje kolica od vremena ($\theta_{zk}(t)$) i simulacioni model. Primenom prezentovanog modela i matematičkog alata Mathcad, utvrđuju se parametarske vrednosti PI regulatora (k_{ω} i T_{ω}) za brzine vožnje kolica i to za svaki novi ciklus posebno.

Navedena dva primera, primenom simulacionih matematičkih modela i Mathcad-a, upućuju na sledeće zaključke:

- ovaj indirektni način upravljanja vožnje kolica zadovoljava kriterijum prihvatljivosti po osnovu tačnosti pozicioniranja, po osnovu kriterijuma njihanja tereta i po osnovu ukupnog vremenskog trajanja vožnje ($t_u=t_5$),
- ovaj pogonski sistem spada u grupu adaptivnih regulisanih pogona i za svaki novi zadatak potražuju se novi parametri PI regulatora k_{ω} i T_{ω} , za odabrane brzine vožnje kolica,
- za navedene primere sa pripadajućim vrednostima parametara i izabranim podacima za k_{ω} i T_{ω} zaključuje se da oba rešenja zaslužuju prihvatljive ocene, uz napomenu da su za te primere vremena trajanja vožnje 50 s za „trapezni“ i 35 s za „trougao“ oblik profila brzine.
- pokazuje se da je za „velike“ terete i „velike“ dužine užadi opravdano primenjivati „trapezni“ oblik zadate brzine kolica, tim pre ako se ne postavlja zahtev za minimiziranje vremenskog trajanja vožnje,
- za pogone kolica sa „malim“ teretom i „malom“ dužinom užeta moguće je postavljati zahteve za minimiziranjem vremenskog trajanja vožnje (do izvesnih vrednosti), a da zahtevane vrednosti brzina θ_{zm} ostanu u prihvatljivim granicama i pri tome da se ne naruše kvalitativni zahtevi prihvatljivosti za $\theta_k(t)$ i $\theta(t)$,
- ova dva primera pokazuju da bi za bilo koji primer iz ukupno raspoloživih opsega promenljivih x,y,z, uz poznate parametre dizalice i optimalno određene podatke za PI regulatora brzine (k_{ω} i T_{ω}) pogon vožnje

kolica u indirektnom modu mogao svaki put da obezbediti kvalitativno prihvatljiva rešenja,

- prezentovani primeri upućuju na opravdanost primene ovog modela u sastav realnih pogonskih istema kolica.
- razvijeni simulacioni model kolica dizalice predstavlja osnovu za dalje istraživanje u pravcu modifikacije profila zadate brzine kolica za različite parametre tereta i fiksne vrednosti parametara PI regulatora.

Uticaj pogona dizanja i pogona vožnje mosta na njihanje tereta, okačenog na kolica, ovde nije razmatran.

Ovim radom takođe nije razmatran slučaj velikih mosnih ili portalnih dizalica sa velikim kolicima koja bi mogla imati za njihov pogon dva ili više elektromotora, niti su razmatrana prevetivna delovanja protiv zakošenja kolica.

ZAHVALNICA

Istraživanja prezentovana u ovom radu su delimično finansirana sredstvima Ministarstva nauke, tehnološkog razvoja i inovacija Republike Srbije, ugovor br. 451-03-136/2025-03/200132 čiji je realizator Fakultet tehničkih nauka u Čačku – Univerziteta u Kragujevcu.

REFERENCES

- [1] Singhose, W. E. (2009). "Command shaping for flexible systems: A review of the first 50 years." *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 10(4), 153–168.
- [2] M. Rosić, J. Radaković, "Mathcad PTC Software Towards IM Static/Dynamics Characteristic Simulation", 10th International Scientific Conference Technics, Informatics and Education - TIE2024, pp. 267-273, doi: [10.46793/TIE24.267R](https://doi.org/10.46793/TIE24.267R), 20-22. september 2024, Čačak, Serbia
- [3] Suvorov, V.A., Bahrami, M.R., Akchurin, E.E. *et al.* Anti sway tuned control of gantry cranes. *SN Appl. Sci.* 3, 729 (2021). <https://doi.org/10.1007/s42452-021-04719-w>
- [4] Siemens, SIMOCRANE, Drive-Based Sway Control – operating instructions, version 1.0., June 2015
- [5] Georgijevic M., Milisavljevic B.: Pendeln des Containers bei der Katzenbewegung der Portalkranhfh - deutsche hebe und forderertechnik, 1994, Frankfurt, Nr.9, str. 41-47
- [6] E. Neumann (2004, My Physics Lab – Pendulum and Cart. Available: www.myphysicslab.com/pendulum),
- [7] B.Jeftenić, M. Bebić i S. Štatkić, Višemotorni električni pogoni, Akademska misao Beograd, 2011. god.
- [8] D. Letić i drugi, Mathcad 13, Kompjuter biblioteka Beograd, 2007. god.

ABSTRACT

The trolley drive of an overhead crane with the corresponding load belongs to the group of elastic couplings between the shaft of the electric motor and the "working machine." Due to this, as well as the action of inertial forces, load swinging occurs during the movement of the trolley. In order to minimize the swinging for precise positioning, as well as to reduce travel time, indirect methods are used to control the load swing (anti-sway control). This paper presents the development of a mathematical model of the crane trolley movement in the Mathcad software package and its analysis with the aim of reducing load swing during movement. The application of the presented approach to solving the mathematical model and the simulation of operation for two selected examples of trolley movement with the corresponding load indicate that the obtained results are satisfactory and that this model is recommended for practical use.

Development and Analysis of a Mathematical Model of Crane Trolley Motion Towards Anti-Sway Control

Jovan Radaković, Marko Rosić and Milosav Georgijević