

OPTIMIZACIJA KUTIJASTOG POPREČNOG PRESEKA GLAVNOG NOSAČA MOSNE DIZALICE PREMA KRITERIJUMU BOČNE STABILNOSTI

Goran Pavlović¹⁾, Mile Savković²⁾, Nebojša Zdravković²⁾

Kategorija rada: ORIGINALNI NAUČNI RAD

ADRESA:

1) Kneginje Milice 26/27, Trstenik

2) Mašinski fakultet Kraljevo

Rezime: U radu se razmatra problem optimizacije kutijastog poprečnog preseka glavnog nosača mosne dizalice. Smanjenje mase nosača postavljeno je kao funkcija cilja. Kao metodologija za približno određivanje optimalnih zavisnosti geometrijskih parametara kutijastog preseka korišćena je metoda Lagranževog množitelja. Kriterijum bočne stabilnosti upotrebljen je kao funkcija ograničenja. Prikazani su dobijeni rezultati za karakteristične nosivosti i raspone na dvogrednoj mosnoj dizalici.

Ključne reči: Kutijasti poprečni presek, mosna dizalica, Lagranžev množitelj, optimizacija, bočna stabilnost.

1. UVODNA RAZMATRANJA

Glavni zadatak u procesu projektovanja noseće konstrukcije mosne dizalice jeste određivanje optimalnih dimenzija kutijastog poprečnog preseka glavnog nosača. Udeo mase glavnog nosača u ukupnoj masi mosne dizalice je najveći, pa je stoga vrlo važno izvršiti njegovu optimizaciju kako bi se smanjila ukupna cena koštanja izrade cele noseće konstrukcije. Izbor optimalnog oblika i geometrijskih parametara koji utiču na smanjenje mase i troškove izrade je predmet istraživanja mogih autora bez obzira dali se radi konkretno o dizalicama ili nosećim konstrukcijama uopšte ([1], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [11], [12], [13], [17], [18], [23] i [24]).

Optimizacija zavarenog kutijastog nosača, [12], pokazala je da se pravilnim postavljanjem podužnog ukrućenja može doći do uštede u iznosu (18-21)%.

Optimizacija kutijastog poprečnog presega glavnog nosača mosne dizalice izvršena je i u radu [21], pri čemu je u toku optimizacije usvojena konstatntna visina nosača h a menjani su ostali geometrijski parametri poprečnog preseka. Na ovaj način pokazano je da se masa može smanjiti i do 20,6%, odnosno 8,46% bez opasnosti od prekoračenja graničnog napona.

Može se uočiti da se optimizacija vrši analitičkim putem ili metodom konačnih elemenata. Metod konačnih elemenata je pogodan jer se varira veliki broj promenljivih. Prednost analitičkih metoda jeste u tome da daju funkcionalne zavisnosti rezultata optimizacije tako da se analizom može definisati uticaj pojedinih parametara na smanjenje mase.

Većina autora kao funkciju ograničenja zadaje granični napon ili dve funkcije ograničenja: granični napon i graničnu deformaciju. U zadnje vreme i kriterijum bočne stabilnosti se sve više primenjuje kao funkcija ograničenja ([7], [12], [13], [17] i [25]). Imajući u vidu napred navedene rezultate i zaključke, cilj ovog rada jeste da se definišu optimalne vrednosti parametara geometrije poprečnog preseka sandučastog nosača koje će dovesti do smanjenja njegove mase. Takođe potrebno je da se bliže definišu odnosi glavnih parametara poprečnog preseka koji predstavljaju polaznu osnovu za konstruktore prilikom projektovanja sandučastih nosača.

2. MATEMATIČKA FORMULACIJA OPTIMIZACIONOG PROBLEMA

Zadatak optimizacije je definisanje geometrijskih parametara poprečnog preseka nosača, kao i njihovog međusobnog odnosa, koji daju njegovu minimalnu površinu. Minimizacija mase odgovara minimizaciji zapremine, odnosno površine poprečnog preseka nosača, pri čemu moraju biti zadovoljeni zadati granični uslovi. Površina poprečnog preseka prvenstveno zavisi od: visine i širine nosača, debljina limova kao i njihovih međusobnih odnosa.

Ovako definisanom optimizacionom problemu može se dati sledeća opšta matematička formulacija:

$$\text{minimizacija } f(\mathbf{X}) \quad (1)$$

$$\text{u odnosu na: } g(\mathbf{X}) \leq 0, \quad (2)$$

gde je:

$f(\mathbf{X})$ funkcija cilja,

$g(\mathbf{X}) \leq 0$ funkcija ograničenja

$\mathbf{X} = \{x_1, \dots, x_D\}^T$ predstavlja projektni vektor koga čine D projektnih promenljivih. Projektno promenljive su veličine koje treba odrediti tokom optimizacionog postupka. Svaka projektna promenljiva je definisana svojom donjom i gornjom granicom.

U radu je izvršena optimizacija za ograničenje prema kriterijumu bočne stabilnosti:

$$g = \sigma_r - \sigma_k \leq 0; -, \quad (3)$$

gde je:

σ_r, σ_k - računski i kritični napon pri bočnom izvijanju nosača.

Lagranžova funkcija definiše se sada na sledeći način :

$$\Phi(\mathbf{X}) = f(\mathbf{X}) + \lambda \cdot g(\mathbf{X}), \quad (4)$$

gde je λ poznati Lagranžov množitelj.

Da bi funkcija cilja imala minimum moraju biti zadovoljene sledeće jednačine:

$$\frac{\partial \Phi(\mathbf{X})}{\partial x} = \frac{\partial f(\mathbf{X})}{\partial x} + \lambda \frac{\partial g(\mathbf{X})}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{\partial \Phi(\mathbf{X})}{\partial \lambda} = g(\mathbf{X}) = 0$$

Eliminacijom množitelja λ dobija se kriterijum bočne stabilnosti:

$$\frac{\partial A}{\partial b} \cdot \frac{\partial g}{\partial h} = \frac{\partial A}{\partial h} \cdot \frac{\partial g}{\partial b} \wedge g = 0 \quad (5)$$

3. FUNKCIJE CILJA I OGRANIČENJA

3.1 FUNKCIJA CILJA

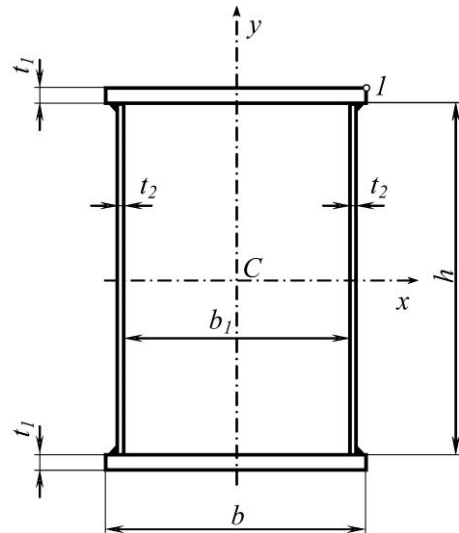
Funkciju cilja predstavlja površina poprečnog preseka sandučastog nosača. U radu su tretirana dva parametra optimizacije (h, b). Debljine zidova t_1 i t_2 (Sl. 1), nisu tretirane kao parametri optimizacije u cilju pojednostavljenja postupka. Njihove vrednosti su usvojene saglasno preporukama proizvođača dizalica [2].

Vektor zadatih parametara je:

$$\vec{x} = (M_{cv}, M_{ch}, Q, L, \sigma_o, G_k, E, k_a, \dots) \quad (6)$$

gde su:

- M_{cv} i M_{ch} momenti savijanja u vertikalnoj i horizontalnoj ravni,
- Q - nosivost dizalice,
- L - raspon dizalice,
- G_k - masa kabine dizalice,
- E - modul elastičnosti glavnog nosača dizalice,
- k_a - dinamički koeficijent opterećenja u horizontalnoj ravni, [14].



Slika. 1 Sandučasti poprečni presek glavnog nosača mosne dizalice

Površina poprečnog preseka, odnosno funkcija cilja, glasi:

$$A(h, b) = f(h, b) = \frac{2}{s} \cdot (e \cdot b \cdot h + h^2), \quad (7)$$

gde je:

$$e = \frac{t_1}{t_2} \text{ - odnos debljine limova na pojasu i rebru,}$$

$$s = \frac{h}{t_2} \text{ - odnos visine i debljine lima na rebru,}$$

$$k = \frac{h}{b} \text{ - odnos visine i širine nosača.}$$

Poznavanje optimalne vrednosti odnosa visine i širine nosača k , je od posebnog značaja za konstruktora a naročito u početnoj fazi projektovanja pa je njegovo određivanje predmet istraživanja u većem broju radova ([5], [9], [10], [22], [23] i [24])

Izrazi za momente inercije oko x i y ose glase:

$$I_x = \frac{1}{6} \cdot \frac{h^4}{s} + \frac{1}{2} \cdot e \cdot b \cdot \frac{(s+e)^2}{s^3} \cdot h^3, \quad (8)$$

$$I_y = \frac{1}{6} \cdot e \cdot \frac{h}{s} \cdot b^3 + \frac{1}{2} \cdot \frac{h^2}{s} \cdot \frac{(f \cdot b \cdot s + h)^2}{s^2}, \quad (9)$$

gde je:

$$f = \frac{b_1}{b} < 1 \text{ - odnos rastojanja vertikalnih limova i širine pojasnih limova kutijastog nosača.}$$

Pošto su izrazi za momente inercije (I_x, I_y) i otporne momente (W_x, W_y) složeni, uobičajeno je da se uzimaju približne vrednosti izraza, zanemarivanjem članova nižeg reda ([9], [10], [17], [22], [23] i [24]):

$$I_x = \beta_x^2 \cdot h^2 \cdot A, \quad W_x = \alpha_x \cdot h \cdot A, \quad (10)$$

$$I_y = \beta_y^2 \cdot b^2 \cdot A; \quad W_y = \alpha_y \cdot b \cdot A, \quad (11)$$

$$S_{px} = \gamma_x \cdot h \cdot A, \quad (12)$$

gde su:

β_x, β_y - bezdimenzioni koeficijent momenta inercije za x i y - osu,

α_x, α_y - bezdimenzioni koeficijent otpornog momenta inercije za x i y - osu,

γ_x - bezdimenzioni koeficijent statičkog momenta inercije za x - osu.

Iz uslova jednakosti jednačine (8) i izraza (10) dobijaju se koeficijenti β_x i α_x :

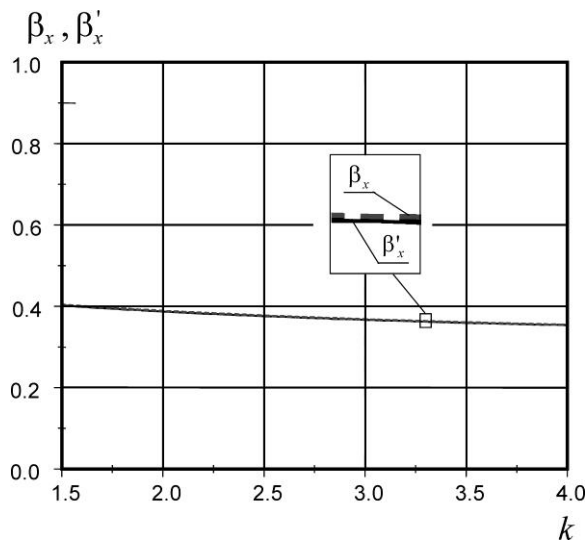
$$\beta_x = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot \sqrt{\frac{k \cdot s^2 + 3 \cdot e \cdot (s+e)^2}{3 \cdot (e+k)}},$$

$$\alpha_x = \frac{2 \cdot s}{s + 2 \cdot e} \cdot \beta_x^2 \quad (13)$$

Koristeći činjenicu da je $s \ll e, k$ koeficijenti oblika β_x i α_x mogu se uprostiti:

$$\beta_x \cong \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{k+3 \cdot e}{3 \cdot (e+k)}}, \quad \alpha_x \cong \frac{k+3 \cdot e}{6 \cdot (e+k)}. \quad (13.1)$$

Ova aproksimacija se može prikazati grafički (Sl. 2), gde se vidi da su odstupanja zanemarljiva u razmatranom opsegu parametra k .



Slika. 2 Aproksimacija koeficijenta momenta inercije oko x -ose

Ponavljajući proceduru za moment inercije i otporni moment za y - osu, dobijaju se vrednosti koeficijenata:

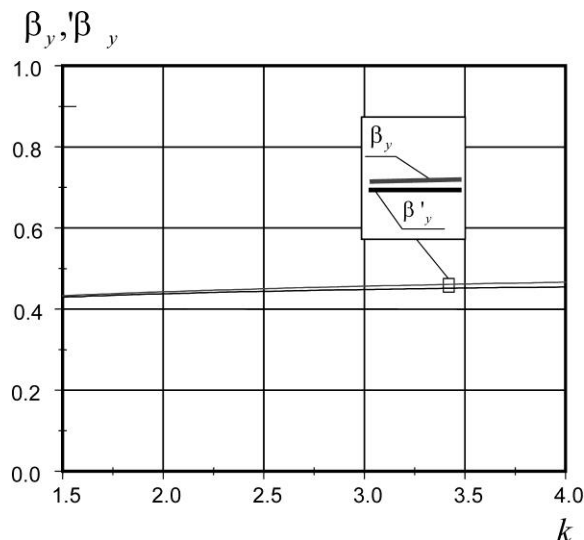
$$\beta_y = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot \sqrt{\frac{e \cdot s^2 + 3 \cdot k \cdot (f \cdot s + k)^2}{3 \cdot (e+k)}},$$

$$\alpha_y = 2 \cdot \beta_y^2, \quad (14)$$

odnosno, u jednostavnijem obliku:

$$\beta_y \approx \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot k \cdot f^2 + e}{3 \cdot (e+k)}}, \quad \alpha_y \approx \frac{3 \cdot k \cdot f^2 + e}{6 \cdot (e+k)}. \quad (14.1)$$

Aproksimacija se može prikazati grafički (Sl. 3).



Slika. 3 Aproksimacija koeficijenta momenta inercije oko y -ose

Slično se dobija i za γ_x :

$$\gamma_x = \frac{k \cdot s + 2 \cdot e \cdot (s+e)}{8 \cdot s \cdot (e+k)}, \quad \gamma_x \approx \frac{k+2 \cdot e}{8 \cdot (e+k)} \quad (15)$$

3.2 FUNKCIJA OGRANIČENJA

Provera stabilnosti kutijastog nosača na bočno izvijanje izvršena je saglasno srpskim standardima grupe [15]. Saglasno standardima ([15], pritiskuta zona kutijastog nosača posmatra se kao samostalno štap koji se kontroliše na izvijanje usled ekvivalentne sile koja potiče od momenta savijanja nosača (Sl. 4). Sila pritiska D zamišljenog štapa, deluje u tački "o" čiji je presek šrafirana kontura (A_p).

Sila pritiska duž nosača je promenljiva, a definisana Dužina izvijanja iznosi ([15], [19]): $l_i = 0,63 \cdot L$, dok ekvivalentna sila pritiska duž nosača glasi:

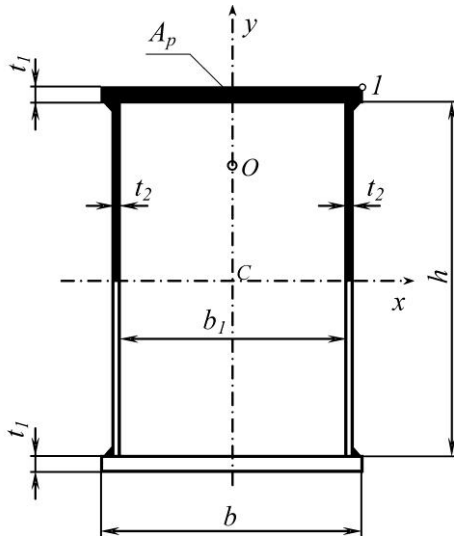
$$D = \int_{A_p} \sigma_x \cdot dA = \frac{M_{cv} \cdot S_{px}}{I_x} \quad (16)$$

Ovaj kriterijum je ispunjen ako je zadovoljen uslov bočne stabilnosti:

$$g = \sigma_r - \sigma_k = \frac{D}{A_p} \cdot \frac{1}{\chi} + 0,9 \cdot \frac{M_{ch}}{W_y} - \sigma_k \leq 0, \quad (17)$$

gde je:

χ - koeficijent izvijanja nosača.



Slika. 4 Prikaz pritisnute zone kutijastog nosača

Koeficijent izvijanja χ , ima vrednosti [15]:

$\chi = 1$, ako je relativna vitkost štapa $\bar{\lambda} \leq 0,2$, odnosno:

$$\chi = \frac{2}{\beta + \sqrt{\beta^2 - 4 \cdot \bar{\lambda}}}, \quad (18)$$

ako je relativna vitkost štapa $\bar{\lambda} > 0,2$ (prema unapred definisanim preporukama, uvek uzima vrednosti veće od 0,2).

Za kutijasti poprečni presek glavnog nosača dizalice koeficijent β glasi:

$$\beta = 1 + 0,489 \cdot (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2, \quad (19)$$

gde je:

$$\bar{\lambda} = \frac{0,63 \cdot L}{\beta \cdot b \cdot \lambda_y}, \quad (20)$$

Na osnovu izraza (19), sada se χ , može napisati:

$$\chi = \frac{2}{\beta + x_2 \cdot \bar{\lambda}^2 + x_1 \cdot \bar{\lambda} + x_0}, \quad (18.1)$$

pri čemu se koeficijenti iz izraza (18.1) mogu odrediti aproksimacijom:

$$\frac{1}{\chi} = 1,025 \cdot \bar{\lambda}^2 - 0,116 \cdot \bar{\lambda} + 0,981 = a \cdot \bar{\lambda}^2 + g \cdot \bar{\lambda} + d \quad (21)$$

Ovom aproksimacijom napravljena su zanemarljiva odstupanja (Sl. 5).

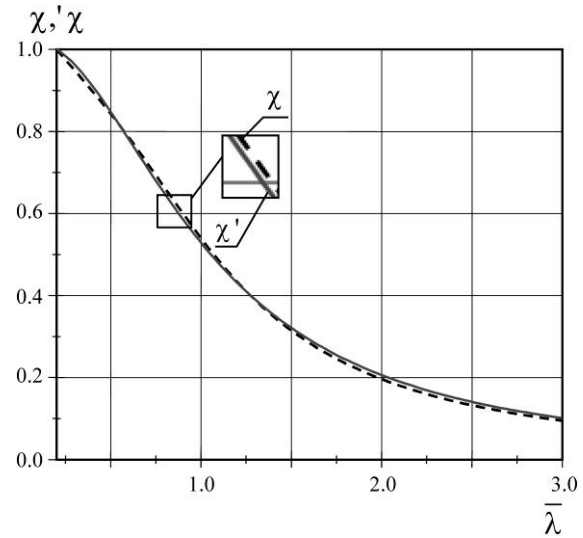
Zamenom relacije (20) u (21), dobija se:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{f(b)}{\beta^2 \cdot b^2}, \quad (22)$$

gde je:

$$f(b) = a \cdot m^2 + g \cdot m \cdot \beta \cdot b + d \cdot \beta^2 \cdot b^2,$$

$$f'(b) = g \cdot m \cdot \beta + 2 \cdot d \cdot \beta^2 \cdot b.$$



Slika. 5 Prikaz aproksimacije koeficijenta izvijanja

Zamenjujući dobijene izraze u (17), odgovarajući članovi ove relacije se transformišu u oblik:

$$\frac{D}{A_p} \cdot \frac{1}{\chi} = \frac{2 \cdot \gamma_x}{\beta_x^2 \cdot h \cdot A} \cdot (M_{cv} + c \cdot A) \cdot \frac{f(b)}{\beta_y^2 \cdot b^2}, \quad (23)$$

$$\frac{M_{ch}}{W_y} = \frac{M_{ch} + k_a \cdot c \cdot A}{\alpha_y \cdot b \cdot A} \quad (24)$$

Funkcija (17) za σ_r se može zapisati na sledeći način:

$$\sigma_r = \sigma_{r1} + \sigma_{r2} \quad (25)$$

Vrednosti komponentnih napona u izrazu (25) glase:

$$\sigma_{r1} = K_1 \cdot (M_{cv} \cdot f_1 + c \cdot f_2),$$

$$\sigma_{r2} = K_2 \cdot (M_{ch} \cdot f_3 + k_a \cdot c \cdot f_4),$$

gde je:

$$K_1 = \frac{2 \cdot \gamma_x}{\beta_x^2 \cdot \beta_y^2}, \quad f_1 = \frac{f(b)}{h \cdot A \cdot b^2}, \quad f_2 = \frac{f(b)}{h \cdot b^2};$$

$$K_2 = \frac{0,9}{\alpha_y}, \quad f_3 = \frac{1}{b \cdot A}, \quad f_4 = \frac{1}{b}.$$

Da bi se primenio metod Lagranževog množitelja, za kriterijum bočne stabilnosti, potrebno je naći odgovarajuće parcijalne izvode (5) uz korišćenje relacije (25):

$$\frac{\partial g_3}{\partial b} = \frac{\partial \sigma_{r1}}{\partial b} + \frac{\partial \sigma_{r2}}{\partial b}, \quad \frac{\partial g_3}{\partial h} = \frac{\partial \sigma_{r1}}{\partial h} + \frac{\partial \sigma_{r2}}{\partial h} \quad (26)$$

Zamenom izraza (26) u (5), nakon sređivanja dobija se:

$$\frac{\partial A}{\partial b} \cdot \frac{\partial \sigma_{r1}}{\partial h} + \frac{\partial A}{\partial b} \cdot \frac{\partial \sigma_{r2}}{\partial h} = \frac{\partial A}{\partial h} \cdot \frac{\partial \sigma_{r1}}{\partial b} + \frac{\partial A}{\partial h} \cdot \frac{\partial \sigma_{r2}}{\partial b} \quad (27)$$

Zamenom parcijalnih izvoda u jednačinu (27) i uvođenjem relacije:

$$K_3 = \frac{K_2}{K_1} = 0,225 \cdot \frac{\beta_x^2}{\gamma_x}, \text{ dobija se reelacija (28):}$$

$$\frac{0,9}{4} \cdot \frac{\beta_x^2}{\gamma_x} \cdot \frac{M_{ch}}{M_{cv}} = \frac{1}{h^2} \cdot (e \cdot a \cdot m^2 + e \cdot g \cdot m \cdot \beta_y \cdot b) + \quad (28)$$

$$\frac{1}{h^2} \cdot (e \cdot d \cdot \beta_y^2 \cdot b^2 - 2 \cdot a \cdot m^2 \cdot k - g \cdot m \cdot \beta_y \cdot h)$$

Ova jednačina se, uz odgovarajuće transformacije i zanemarivanje višestruko manjih članova, svodi na oblik:

$$F(k, e) = \frac{(k+3e)}{(2e+k)} + 0,442 \frac{1}{k} - 10,08 \frac{1}{k^2} - 0,442 = 0 \quad (29)$$

Iz ovog izraza može se dobiti optimalna vrednost parametra k prema kriterijumu bočne stabilnosti u funkciji vrednosti parametra e . Koristeći dobijene zavisnosti iz funkcije oraničenja prema kriterijumu bočne stabilnosti, funkciju cilja može se zapisati u sledećem obliku (30):

$$A(h) \geq \frac{K_1 \cdot M_{cv} \cdot k_b^2 \cdot f(h) + K_2 \cdot M_{ch} \cdot k_b \cdot h^2}{\sigma_k \cdot h^3 - K_1 \cdot c \cdot k_b^2 \cdot f(h) - K_2 \cdot k_a \cdot c \cdot k_b \cdot h^2}, \quad (30)$$

gde je:

$$f(h) = a \cdot m^2 + g \cdot m \cdot \beta_y \cdot \frac{h}{k_b} + d \cdot \beta_y^2 \cdot \frac{h^2}{k_b^2}.$$

4 NUMERIČKI PRIKAZ DOBIJENIH REZULTATA

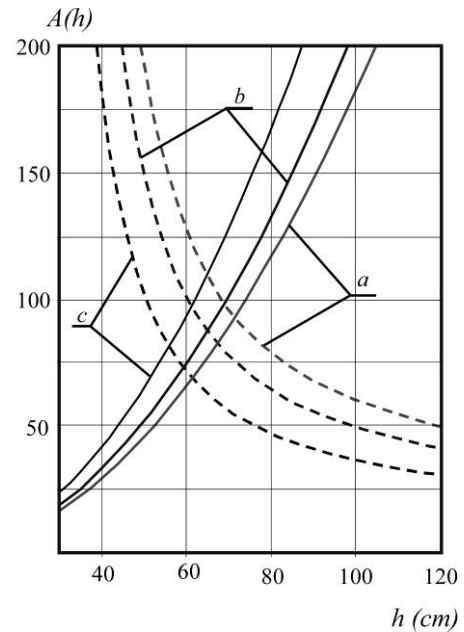
Korišćenjem izraza (29) dobija se optimalna vrednost parametra k_b prema kriterijumu bočne stabilnosti. Optimalne vrednosti parametra k_b u funkciji od člana e prikazane su u tabeli 1.

Tabela 1

e	1,2	1,3	1,4	1,5
k_b	3,35	3,33	3,31	3,30

Izraz (30) predstavlja funkciju cilja dobijenu iz funkcije oraničenja prema kriterijumu bočne stabilnosti i zajedno sa funkcijom cilja (7) može se predstaviti i grafičkim putem. Izraz (30) prikazana je isprekidanom, a izraz (7) punom linijom (Sl. 6). Na slici 6 vidi se kako se menja položaj presečne tačke u zavisnosti od izbora materijala, gde su usvojene vrednosti parametara $L=20\text{ m}$ i $Q=12,5\text{ t}$.

Da bi se izvršila analiza dobijenih rezultata optimizacije, potrebno je definisati polazne parametre dizalica koji se odnose na geometrijske karakteristike, pogonsku klasu i nosivost. Ovo su podaci koje projektant ujedno dobija od investitora kao projektni zadatak.



Slika. 6 Optimalne vrednosti visine nosača i funkcije cilja prema kriterijumu bočne stabilnosti a S235JRG2. b S275JR. c S355JR

Jedan od glavnih parametara koji figuriše u funkciji cilja (7) jeste vitkost s , koja se definiše kao ([19]):

$$160 \cdot \sqrt{\frac{23,5}{R_e}} < s \leq 265 \cdot \sqrt{\frac{23,5}{R_e}}. \quad (31)$$

Za polaznu analizu se mogu usvojiti srednje vrednosti, tako da za S235JRG2 uzima vrednost $s=210$, a za S355JR $s=170$. Ostale veličine parametara, u ovoj fazi, su:

$$e = 1,33, f = 0,85, \psi = 1,15, k_a = 0,1,$$

$$e_k = 2,3\text{ m}, G_k = 15\text{ kN}.$$

Analiza je sprovedena za pogonsku klasu 2, koja je prema srpskom standardu za dizalice [14], najčešće zastupljena u praksi. Za nju važe sledeće vrednosti:

$$\gamma = 1,05, \alpha = 1,20, K = 0,08, m_o = 1,20.$$

Analiza je sprovedena za čelik S235JRG2. Da bi se izvršila analiza potrebno je sagledati preporuke navedene u standardu ali i one koje daju proizvođači dizalca [2]. Preporuka srpskih proizvođača dizalica jeste da minimalna vrednost širine b_1 iznosi $b_1 > 20\text{ cm}$, odakle se dobija:

$$k \leq \frac{f \cdot h}{20}, \quad (32)$$

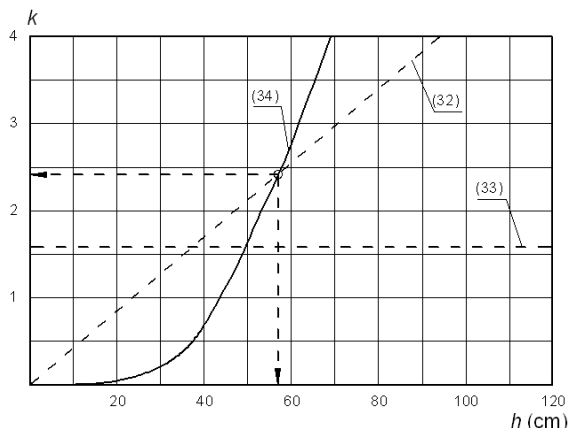
dok je uslov stabilnosti lima gornjeg pojasa, uz odgovarajuće transformacije, definisan kao:

$$k \geq \frac{s \cdot f}{65 \cdot e} \cdot \sqrt{\frac{23,5}{R_{ei}}}. \quad (33)$$

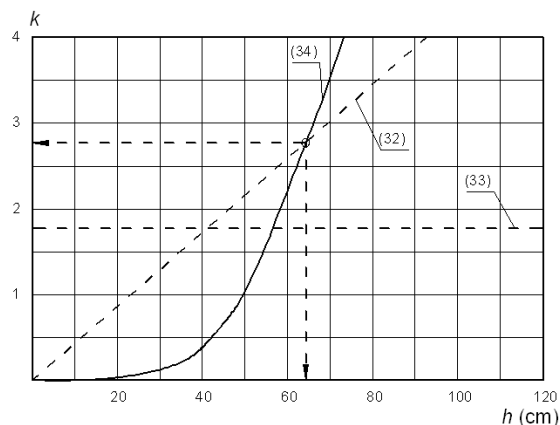
Ako se izjednače izrazi (7) i (30) dobija se zavisnost parametra k_b , prema kriterijumu bočne stabilnosti:

$$k_b = F(s, e, h, K_1, K_2, M_{cv}, M_{ch}, \sigma_k, c, k_a). \quad (34)$$

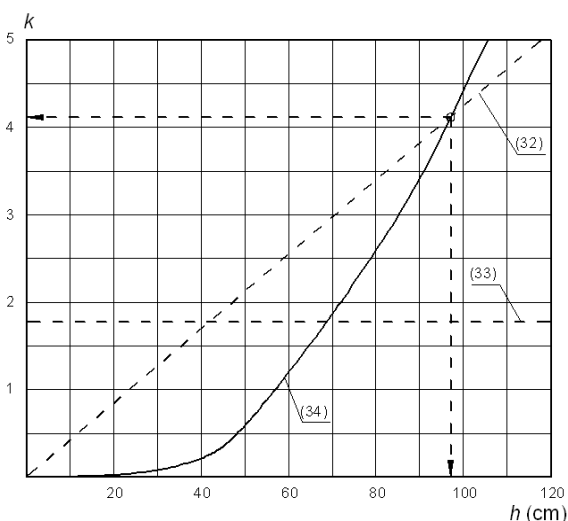
Na sledećim slikama biće prikazani dobijeni optimalni geometrijski parametri za karakteristične nosivosti i raspone dvogrednih mosnih dizalica:



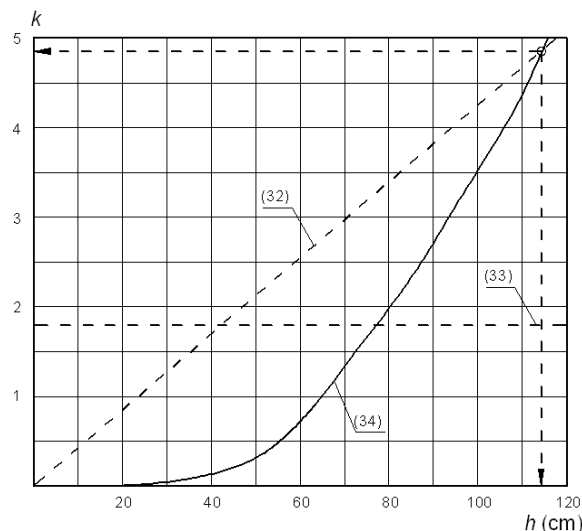
Slika. 7 Višekriterijumsko određivanje optimalne vrednosti parametra k za raspon dizalice $L=10m$, i nosivost $Q=8t$



Slika. 8 Višekriterijumsko određivanje optimalne vrednosti parametra k za raspon dizalice $L=10m$, i nosivost $Q=12,5t$



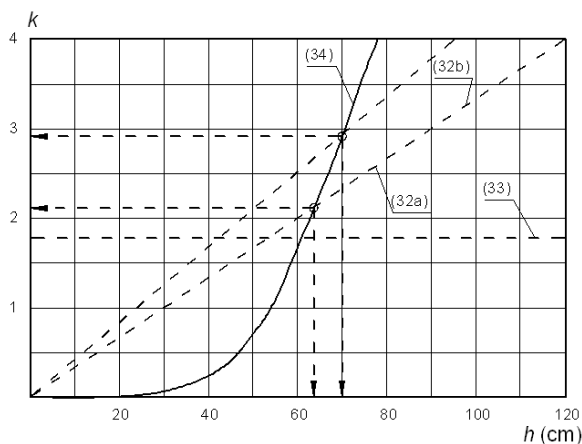
Slika. 9 Višekriterijumsko određivanje optimalne vrednosti parametra k za raspon dizalice $L=18m$, i nosivost $Q=8t$



Slika. 10 Višekriterijumsko određivanje optimalne vrednosti parametra k za raspon dizalice $L=18m$, i nosivost $Q=16t$

Ovako sprovedena procedura omogućava brzo i efikasno određivanje optimalna vrednost parametra k prema kritičnoj funkciji.

Vrednost širine b_1 ne utiče na postupak optimizacije ali utiče na dobijene vrednosti parametra optimizacije k (Sl. 11)



Slika. 11 Višekriterijumsko određivanje optimalne vrednosti parametra k za raspon dizalice $L=10 m$, i nosivost $Q=16t$ a $b_1=20$ cm. b $b_1=25$ cm

4 ZAKLJUČAK

U radu su definisane optimalne dimenzije kutijastog poprečnog preseka glavnog nosača mosne dizalice u analitičkom obliku, korišćenjem metode Lagranžovih množitelja prema kriterijumu bočne stabilnosti. Funkcija cilja je minimalna masa, odnosno minimalna površina poprečnog preseka, pri čemu su zadovoljena zadata ograničenja: bočna stabilnost, kao glavni kriterijum po kome je vršena optimizacija, kao i ograničenje tehnološkosti i uslov stabilnosti lima gornjeg (pritisnutog) pojasa. Dobijeni rezultati mogu biti od velike koristi inženjeru-konstruktoru naročito

u prvoj fazi projektnog postupka kada se definišu osnovne dimenzije glavnog nosača mosne dizalice, kao njenog najodgovornijeg dela.

Takođe pokazana je opravdanost primene metode Lagranžovih množitelja jer su dobijeni rezultati optimizacije u analitičkom obliku, koji omogućavaju donošenje zaključaka o uticaju pojedinih parametara i pravcima daljih istraživanja u smanjenju mase.

Nameće se zaključak da dalja istraživanja treba usmeriti ka višekriterijumskoj analizi gde je potrebno uključiti dodatne funkcije ograničenja, kao što su: čvrstoća, savojna krutost, dinamička krutost, zamor materijala, uticaj tehnologije izrade, optimizacija odnosa debljina limova, vrste ugrađenog materijala, uslovi rada dizalice.

5 LITERATURA

- [1] Andjelić N, Milošević-Mitić V (2007) An approach to the optimization of thin-walled cantilever open section beams. *Theor Appl Mech* 34(4):323–340
- [2] Katalozi i projekti izvedenog stanja Srpskih proizvođača dizalica IMK 14 Oktobar, MIN, ILR
- [3] Farkas J (1984) Optimum design of metal structures. Akademiai KIADO, Budapest
- [4] Farkas J (1986) Economy of Higher-Strength Steels in Overhead Travelling Cranes with Double-Box Girders. *J. Construct. Steel Research* 6: 285-301
- [5] Farkas J, Jármai K (1997) Analysis and optimum design of metal structures. Balkema, Rotterdam
- [6] Farkas J, Simoes LMC, Jarmai K (2005) Minimum cost design of a welded stiffened square plate loaded by biaxial compression. *Struct Multidisc Optim* 29:298–303
- [7] Farkas J (2005) Structural optimization as a harmony of design, fabrication and economy. *Struct Multidisc Optim* 30:66–75
- [8] Farkas J, Jármai K, Snyman JA (2010) Global minimum cost design of a welded square stiffened plate supported at four corners. *Struct Multidisc Optim* 40:477–489
- [9] Gašić M, Savković M, Bulatović R, Petrović R (2011) Optimization of a pentagonal cross section of the truck crane boom using Lagrange's multipliers and differential evolution algorithm. *Meccanica*. 46(2011) 4:845-853
- [10] Gašić M, Savković M, Bulatović R (2011b) Optimization of trapezoidal cross section of the truck crane boom by Lagrange's multipliers and by differential evolution algorithm (DE). *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 57(2011) 4:304-312
- [11] Jarmai K (1990) Decision Support System on IBM PC for Design of Economic Steel Structures Applied to Crane Girders. *Thin-Walled Structures* 10: 143-159
- [12] Jarmai K, Farkas J (2001) Optimum cost design of welded box beams with longitudinal stiffeners using advanced backtrack method. *Struct Multidisc Optim* 21:52–59
- [13] Jarmai K, Snyman JA, Farkas J, Gondos G (2003) Optimal design of a welded I-section frame using four conceptually different optimization algorithms. *Struct Multidisc Optim* 25:54–61
- [14] JUS M.D1.050 (1968) Standardi za dizalice. Jugoslovenski zavod za standardizaciju, Beograd.
- [15] JUS U.E7. (1986) Standardi za proračun nosećih čeličnih konstrukcija. Jugoslovenski zavod za standardizaciju, Beograd
- [16] Kaufmann M, Zenkert D, Wennhage P (2010) Integrated cost/weight optimization of aircraft structures. *Struct Multidisc Optim* 41:325–334
- [17] Mijailović R, Kastratović G (2009) Cross-section optimization of tower crane lattice boom. *Meccanica* 44:599–611
- [18] Mijailović (2010) Optimum design of lattice-columns for buckling. *Struct Multidisc Optim* 42:897–906
- [19] Ostrić D, Tošić S (2005) Cranes (Dizalice). Institut za mehanizaciju Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu (Institut za mehanizaciju Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu), Belgrade
- [20] Pinca BC, Tirian OG, Socalici VA, Ardeleadn DE (2009) Dimensional optimization for the strength structure of a traveling crane. *WSEAS Transactions on Applied and heoretical Mechanics* 4 (4), pp 147:156
- [21] Pinca BC, Tirian OG, Josan A, Chete G (2009) Quantitative and qualitative study on the state of stresses and strains of the strength structure of a crane bridge. *WSEAS Transactions on Applied and heoretical Mechanics* 5 (4), pp 231:241
- [22] Savković M (2005) Optimizacija složenih poprečnih preseka konstrukcija strele autodizalice (Optimizacija složenih poprečnih preseka konstrukcija strele autodizalice). (IMK -14- Istraživanje i razvoj) IMK -14- Istraživanje i razvoj 20-21(1) pp 41:45
- [23] Selmic R, Cvetkovic P, Mijailiovic R, Kastratovic G (2006) Optimum dimensions of triangular cross-section in lattice structures. *Meccanica* 41:391–406
- [24] Selmic R, Cvetkovic R, Mijailovic R (2006) Optimization of crosssection in structures, monograph. The Faculty of Transport and Traffic Engineering, Belgrade
- [25] Zuberi RH, Kai L, Zhengxing Z (2008) Design Optimization of EOT Crane Bridge. *Eng Opt* 2008 - International Conference on Engineering Optimization, Rio de Janeiro, Brazil, pp (192:201)

**OPTIMIZATION OF THE BOX SECTION OF THE MAIN GIRDER OF THE BRIDGE CRANE
ACCORDING TO CRITERION OF LATERAL STABILITY**

Abstract: *The paper considers the problem of optimization of the box section of the main girder of the bridge crane. Reduction of the girder mass is set as the objective function. The method of Lagrange multiplier was used as the methodology for approximate determination of optimum dependences of geometrical parameters of the box section. The criteria of lateral stability were applied as the constraint functions. The analysis of the optimization results and the solutions was the basis for recommendations which are significant for designers during construction of cranes.*

Key words: *Box section, bridge crane, Lagrange multiplier, optimization, lateral stability*
