

PRORAČUN I ODABIR PARAMETARA TRANSPORTNE TRAKE⁴

SAŽETAK

U ovome radu prikazan je proračun transportne trake za kontinuirani prekrcaj robe. Odabran je materijal ugljena prašina, te duljina transportne trake od 300 metara uz promjenu visine od 10°. Zadan je učin od 150 tona satnog kapaciteta, proračunati svi potrebni funkcionalni dijelovi prema standardima te konačan rezultirajući učin. Prikazan je postupak odabira brzine transportne trake, širine trake, proračun pogonske snage, odabir dimenzija pogonskog bubnja i nosivih valjaka. Korišten je standardni model proračuna. Sile koje se javljaju u procesu su proračunate te je korištena metoda kontrole proračuna obilaskom po konturi.

Ključne riječi: transportna traka, ugljena prašina, nosač valjaka, prekrcaj

1. UVOD

Transportne trake svrstavaju se u kontinuirana transportna sredstva. Koriste se za prijenos komadne ili sipke robe (> 10.000 t/h) na različite udaljenosti (do 200 km). Mogu transportirati materijal horizontalno ili pod određenim kutom. Na grafikonu 1 prikazana je shema transportne trake sa svim pripadajućim dijelovima.

U ovome radu prikazat će se proračun transportne trake za ugljenu prašinu, postupak proračuna osnovnih parametara transportne trake, poput brzine, sile koje djeluju na valjcima i pogonskom bubnju, potrebna snaga za pokretanje transportne trake. Kontrola proračuna izvest će se metodom obilaska po konturi. Traka se proračunava prema standardima koji zadovoljavaju potrebe iskrcaja brodova koji prevoze rasuti sipki teret za termoelektrane na ugljen.

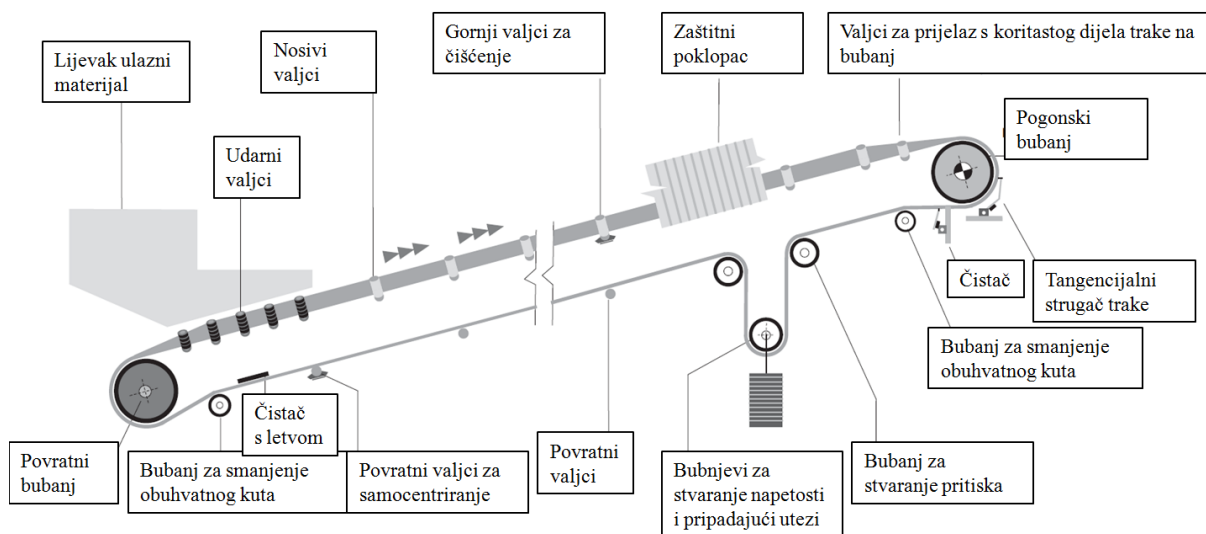
¹ Studentica, Veleučilište u Rijeci, Vukovarska 58, Rijeka, Hrvatska.

² Dipl. ing. strojarstva, predavač, Veleučilište u Rijeci, Vukovarska 58, Rijeka, Hrvatska. E-mail: dbognolo@veleri.hr

³ Dr. sc., dipl. ing. strojarstva, asistent, Veleučilište u Rijeci, Vukovarska 58, Rijeka, Hrvatska. E-mail: mkrsulja@veleri.hr

⁴ Datum primitka rada: 22. 2. 2014.; Datum prihvaćanja rada: 5. 5. 2014.

Grafikon 1. Shematski prikaz transportne trake



Izvor: Rulmeca (2003)

2. PARAMETRI POTREBNI ZA KONSTRUKCIJU TRANSPORTNE TRAKE

Cilj ovoga istraživanja je proračunati i analizirati međusobni utjecaj parametara koji utječu na odabir i dizajn transportne trake. Početni parametri iz kojih se izračunava cjelokupna transportna traka jesu: transportna dužina $L = 300$ m, prosječni nagib trase $\beta = 10$ %, satni kapacitet prekracane robe (učin) $Q = 150$ t/h te odabrani transportirani materijal ugljena prašina.

Dizajn transportne trake počinje s evaluacijom karakteristika materijala koji se transportira. Presjek prenošenog materijala računa se prema sljedećem izrazu:

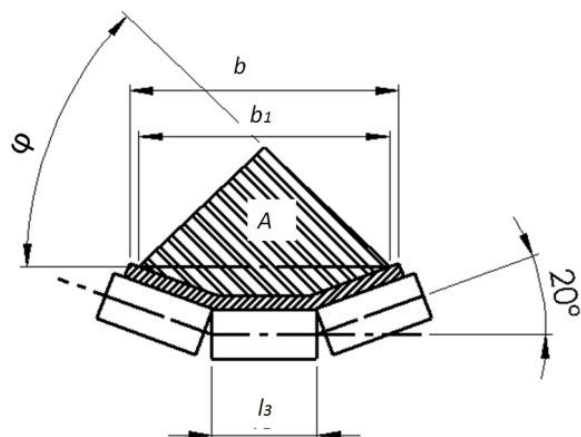
$$A = \frac{1}{k_1 \cdot k_2} \cdot \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v} = 0,0139 \text{ m}^2, \quad (1)$$

gdje je:

- $\rho = 0,4 - 2,4$ t/m³ - ugljena prašina - odabrana srednja vrijednost 1,4 t/m³ (Korman, 2014), $k_1 = 0,9$ - koeficijent smanjenja teoretskog kapaciteta zbog neravnomjernog nasipavanja, $k_2 = 0,95$ - koeficijent smanjenja teoretskog kapaciteta zbog nagiba transporter (Gregorović, 2014:3), $v = 1,70 - 3,35$ m/s => odabrana srednja vrijednost 2,5 m/s - brzina gibanja trake (Mavrin, 1999).

Na grafikonu 2 prikazan je shematski presjek transportne trake odabrane u istraživanju za prijenos ugljene prašine. Prema slici, b je stvarna širina transportne trake, b_1 aktivna širina trake, a l_1 označava potrebnu širinu nosivog valjka.

Grafikon 2. Presjek odabrane transportne trake



Izvor: obrada autora

Aktivna širina trake:

$$b_1 = \sqrt{\frac{A \cdot 3600}{f}} = 0,327 \text{ m}, \quad (2)$$

gdje je $f = 465$ - faktor oblika trake, tj. presjeka materijala odabran je koritasti oblik, $\lambda = 20^\circ$ (Gregorović, 2014:5).

2.1 Snaga za pogon transportera

Snaga se izračunava prema izrazu:

$$P_{bo} = F_{bo} \cdot v \text{ (W)}, \quad (3)$$

gdje je: P_{bo} - snaga na osovini pogonskog bubnja (W), F_{bo} - vučna sila na obodu pogonskog bubnja (N). Vučna sila se izračunava prema:

$$F_{bo} = g \left[c \cdot f \cdot L \cdot \left(G_t + \frac{Q}{3,6 \cdot v} \right) \pm \frac{Q \cdot H}{3,6 \cdot v} \right] \text{ (N)}, \quad (4)$$

gdje je:

- $c = 1,29$ - faktor povećanja vučne sile koji uzima u obzir sporedne otpore u pogonu transportera, odabire se prema ukupnoj dužini L transportera. Zadana je dužina $L = 300$ metara te prema Korman (2014), slijedi $L = 320 \Rightarrow c = 1,29$. Koeficijent trenja u ležajevima bubnjeva i valjaka, odabrano za ugljenu prašinu prema $f = 0,023$ (Rulmecca, 2003). G_t - masa pokretnih dijelova transportera (trake, valjaka) po jednom metru dužine transportera (kg/m), te se izračunava prema sljedećem izrazu:

$$G_t = 2 \cdot q_t + g'_v + g''_v \text{ (kg/m)}, \quad (5)$$

gdje je:

- q_t - masa trake (kg/m), g_v' - masa rotirajućih dijelova nosećih valjaka po jednometru dužine transportera (kg/m), g_v'' - masa rotirajućih dijelova povratnih valjaka po jednometru dužine transportera (kg/m).

Masa trake q_t izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$q_t = b \cdot (q_u + q_0) \text{ (kg/m)}, \quad (6)$$

gdje je:

- q_u - masa svih uložaka u traci (kg/m²), q_0 - masa gumene obloge trake (kg/m²).

2.2 Vrsta tkanine za transportnu traku

Radi potrebe zadatka odabrano platno za koje je pretpostavljeno da će dati dobre rezultate pri transportu odabrane mase. Oznaka platna je RP 250 (R - Rayon, PA - Polyamid) širine $b = 400$ mm iz tablice 1 i 2. Upotrijebljeno je pet platna koja će se spojiti u zajedničku traku (Korman, 2014).

Tablica 1. Prekidna čvrstoća platna

Vrsta platna	Prekidna čvrstoća (N/m)		Težina platna (gr/m ²)	Debljina platna (gr/m ²)
	Uzdužno	Poprečno		
RP - 250	245175	78456	1800	2,3

Izvor: Korman (2014)

Tablica 2. Ukupna debljina uložaka (mm)

Vrsta platna	Broj uložaka						
	2	3	4	5	6	7	8
RP - 250	4,60	6,90	9,20	11,50	13,80	16,10	18,40

Izvor: Korman (2014)

Iz odabranog slijedi da je masa svih uložaka za odabranu traku jednaka $q_u = 1800 \cdot 5 = 9000 \text{ gr/m}^2 = 9 \text{ kg/m}^2$.

Odabrana je kvaliteta obloge M za transportnu traku prema tablici 3, za ugljenu prašinu potrebno je imati traku otpornu prema većim naprezanjima i velikom habanju. Za odabrani M 4/2 (4 mm debljina gornjeg sloja gume i 2 mm debljina donjeg sloja gume) = 6 mm debljine, masa gumene obloge trake je $q_0 = 6,72 \text{ kg/m}^2$.

Masa trake q_t :

$$q_t = b \cdot (q_u + q_0) = 0,4 \cdot (9 + 6,72) = 6,288 \text{ kg/m.}$$

Tablica 3. Masa gumenih obloga (kg/m^2)

Debljina obloge (mm)	Kvaliteta gumene obloge				
	M	N	VM	NZ	G
4/2 = 6	6,72	6,78	7,98	7,74	8,34

Izvor: Korman (2014)

Promjer nosivog valjaka odabran je iz tablice 4, uzimajući u obzir kako odabran $v = 2,5 \text{ m/s}$ i $b = 400 \text{ mm}$ slijedi da je odgovarajući promjer nosivog valjaka \varnothing jednak 65 milimetara.

Tablica 4. Promjer nosivi valjaka u ovisnosti o širini trake i brzini trake

$v \text{ (m/s)}$	Širina trake $b \text{ (mm)}$									
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800
2,09	51	65	90	108	108	100	108	108	133	133
2,62	65	65	90	108	108	108	108	108	133	159

Izvor: Korman (2014)

2.3 Noseći valjci

Izraz pomoću kojega se izračunava masa rotirajućih dijelova valjaka po jednome metru dužine transportera je:

$$g'_v = \frac{q'_v \cdot n'}{L} \text{ (kg/m)}, \quad (7)$$

gdje je: q'_v - masa rotirajućih dijelova nosećih valjaka u jednome slogu, prema tablici 5 za promjer nosivog valjka od 65 milimetara, širinu trake od $b = 400$ milimetara i trodijelne valjke slijedi $q'_v = 4,6 \text{ kg}$, n' - broj nosivih slogova, L - ukupna duljina transportera.

Tablica 5. Približne mase nosećih i povratnih valjaka u kilogramima

Promjer nosećih valjaka (mm)	Tip nosećih valjaka	Širina trake $b \text{ (mm)}$									
		300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800
63	Vodoravan	2,2	2,6	3,0	3,7	4,4	5,4				
	Dvodijelni	3,0	3,4	3,8	4,5	5,2	6,2				
	Trodijelni	3,8	4,6	4,6	5,9	6,0	7,0				

Izvor: Korman (2014)

Broj nosećih slogova valjaka računa se prema:

$$n' = \frac{L-l_v}{l'} + \frac{l_v}{l_1} = \frac{300-8}{1,5} + \frac{8}{0,75} = 401,2 \Rightarrow 402 \text{ komada}, \quad (8)$$

gdje je: $l_v = 8$ m - dužina utovarnog dijela transportera, $l' \Rightarrow$ zbog nasipne gustoće od $1,4$ t/m³ i širine trake od $b = 400$ mm prema tablici 6 slijedi $l' = 1,5$ m, l_1' - slijedi da je $0,5 \cdot l' = 0,5 \cdot 1,5 = 0,75$ metara udaljenost slogova na utovarnome mjestu.

Tablica 6. Razmak slogova nosećih valjaka l'

Širina valjaka	< 1,2 (t/m ³)	1,2 - 2,0 (t/m ³)	> 2,0 (t/m ³)
300, 400, 500, 650	1,65	1,50	1,40
800	1,50	1,35	1,25
1000	1,35	1,20	1,10
1200, 1400, 1600, 1800	1,20	1,00	0,80
2000, 2200	1,00	0,80	0,70

Izvor: Rulmeca (2003)

Slijedi da je masa rotirajućih dijelova nosećih valjaka prema izrazu (7) $g_v' = 6,164$ kg/m. Masu povratnih valjaka može se dobiti prema:

$$g_v'' = \frac{q_v''}{l''} \text{ (kg/m)}, \quad (9)$$

gdje je: g_v'' - masa rotirajućih dijelova povratnih valjaka po jednome metru dužine transportera (kg/m), - q_v'' - masa povratnih valjaka u jednome slogu prema tablici 5 za vodoravne valjke promjera 60 mm slijedi $q_v'' = 2,6$ kg, $l'' - (2 \text{ do } 3) \cdot l' = 2 \cdot 1,5 = 3$ m \Rightarrow razmak slogova povratnih valjaka. Prema Rulmeci (2003) postoji preporuka korištenja udaljenosti od 3 m. Iz dobivenih podataka vrijedi za masu povratnih valjaka $g_v'' = 0,866$ kg/m.

Budući da su izračunati svi dijelovi, izračunavaju se prema izrazu (5) $G_t = 19,606$ kg/m. Konačni satni kapacitet izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \rho = 175 \text{ t/h}, \quad (10)$$

što čini razliku naspram planiranog satnog kapaciteta $Q = 150$ t/h od + 16,76 %. Visina spuštanja ili podizanja tereta (visinska razlika) označava se sa H te slijedi iz izraza:

$$H = L \cdot \sin \beta = 300 \cdot \sin 10^\circ = 52,094 \text{ m}. \quad (11)$$

Vučna sila na obodu pogonskog bubnja se sada može izračunati te slijedi prema izrazu 4 $F_{bo} = 13,346$ kN.

2.4 Snaga na osovini pogonskog bubnja

Slijedi da je snaga na osovini pogonskog bubnja jednaka:

$$P_{bo} = F_{bo} \cdot v = 33,366 \text{ kW.} \quad (12)$$

Dodatna snaga zbog otpora uzrokovanih postavljanjem čistača:

$$P_d = 1,6 \cdot v \cdot b \cdot n'' = 3,2 \text{ kW,} \quad (13)$$

gdje je: n'' broj čistača, odabrano $n'' = 2$. Dodatna snaga zbog otpora uslijed bočnih vodilica:

$$P_v = 0,08 \cdot l_1 = 0,64 \text{ kW,} \quad (14)$$

gdje je: $l_1 = 8$ metara - dužina vodilica. Potrebna snaga motora P_m za pogon transporterata slijedi iz izraza:

$$P_m = \frac{P_{ef}}{\eta} = \frac{37,206}{0,85} = 43,771 \text{ kW,} \quad (15)$$

$$P_{ef} = P_{bo} + P_d + P_v = 37,206 \text{ kW,} \quad (16)$$

gdje je: P_{ef} - efektivna snaga motora za pogon transporterata, $\eta = 0,85$ - koeficijent iskoristivosti mehaničkog prijenosa snage elektromotora na bubnju. Vučna sila u traci na bubnju iznosi:

$$F_b = \frac{P_{ef}}{v} = 14,882 \text{ kN.} \quad (17)$$

Ukupna vučna sila u traci na punoj strani:

$$F_t = F_b \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}\right) = 14882 \cdot (1 + 0,50) = 22323 \text{ N} = 22,323 \text{ kN.} \quad (18)$$

gdje je: $\mu = 0,30$ prema tablici 7, odabran je bubanj koji je glatko brušen, ima suhu površinu i radi u suhoj atmosferi, $\alpha = 210^\circ$ odabrani kut obuhvata trake oko bubnja iz čega slijedi baza prirodnog algoritma $e = 2,718$, tj. iz tablice za odabrano trenje i kut vrijednost izraza $\frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$ jednaka je $m = 0,50$.

Tablica 7. Koeficijenti trenja između bubnja i trake

Koef. trenja μ	Vrijednosti izraza $\frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$ za kuteve α							Svojstva površine bubnja
	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°	
0,10	2,71	2,25	1,92	1,65	1,45	1,28	1,15	Bubanj glatko brušen, mokra površina
0,15	1,66	1,36	1,14	0,97	0,84	0,73	0,64	Bubanj obložen drvetom ili tkaninom, površina klizava-vlažna
0,20	1,15	0,93	0,76	0,64	0,54	0,46	0,40	Bubanj glatko brušen, vlažna površina
0,30	0,64	0,50	0,40	0,32	0,26	0,22	0,18	Bubanj glatko brušen, suha površina i suha atmosfera
0,35	0,50	0,30	0,30	0,24	0,19	0,15	0,12	Bubanj obložen drvetom, suha površina, suha atmosfera
0,40	0,40	0,23	0,23	0,18	0,14	0,11	0,09	Bubanj obložen tkaninom, suha površina, suha atmosfera

Izvor: Rulmeca (2003)

Prema tablici 7 za odabrani kut od 210° te faktor trenja od 0,3 faktor prijenosa snage na bubanj je $m = 0,499$. Rezultirajuća snaga jednaka je:

$$P = F_u \cdot v = 16,64 \text{ kW}, \quad (19)$$

gdje je:

$$F_u = F_{bo} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} = 6,659 \text{ kN}. \quad (20)$$

Potrebni broj uložaka u traci slijedi prema:

$$z = \frac{9,8 \cdot F_t}{b \cdot \sigma_m} + 1 = 3,23; \quad (21)$$

gdje je: σ_m prekidna uzdužna čvrstoća izračunata iz tablice 10 te slijedi $\sigma_m = 245175 \text{ N/m}$, a poprečna čvrstoća iznosi 78456 N/m . Kako je ranije odabran broj uložaka, iz tablice 2 slijedi $z = 5$, a potreban broj je $z = 3$, može se reći da odabrana traka zadovoljava.

2.5 Uređaj protiv kretanja unatrag

Kako bi se osiguralo ravnomjerni tijek materijala, izračunat će se obodna sila kako bi se utvrdilo je li potreban uređaj protiv kretanja mase unatrag. Teoretska masa materijala po metru transportera q_m može se izračunati iz sljedećeg izraza:

$$q_m = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = 19,44 \text{ kg/m}. \quad (22).$$

Obodna sila F_{obv} za slučaj vodoravne trake može se dobiti iz sljedećeg izraza:

$$F_{obv} = g \cdot [c \cdot f \cdot L \cdot (G_t + q_m)] = 3409,45 \text{ N.} \quad (23)$$

Uređaj protiv kretanja unatrag nije potreban ako je obodna sila F_{obv} veća od sile koja je rezultat umnoška gravitacije, visine i teoretske mase materijala na transporteru, slijedi:

$$F_{obv} > g \cdot H \cdot q_m, \Rightarrow 9,934,65 \text{ N} > F_{obv}, \quad (24)$$

obodna sila je manja te je potreban uređaj protiv kretanja unatrag.

2.6 Odabir promjera pogonskog bubnja

Promjer pogonskog bubnja izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$D = \frac{360 \cdot F_b}{p \cdot \pi \cdot \alpha \cdot b} = 0,690 \text{ m,} \quad (25)$$

gdje je: p - tlak koji prijenosi silu s bubnja na traku, α - ranije odabrani obuhvatni kut od 210° . Iz tablice 8 odabrana je vrsta prediva i time moć prenošenja sile slijedi $p_{min} = 29400 \text{ N/m}^2$.

Tablica 8. Tlak koji prenosi silu na pogonski bubanj ovisno o vrsti prediva

Vrsta prediva	Tlak koji prenosi silu (N/m^2).
Pamuk	$p = 15700$ do 19600
Rejon, perlon	$p = 24500$ do 29400
Čelik	$p = 49050$ do 58850

Izvor: Korman (2014)

U ovome radu odabrane su vrijednosti prema Rulmeci (2003). Vrijednosti za promjer D i dužinu L bubnja propisane su standardom, dok vrijednosti l_1 za razmak ležajeva služe samo kao orijentacija te slijedi da je za pogonski bubanj tip A za dobiveni promjer $D = 0,690 \text{ m}$ prema standardu odabrano $D = 800 \text{ mm}$. Kontrolira se postoji li zadovoljavajući odnos između promjera D i broja uložaka za rad u površinskim uvjetima: $D_A = D = 0,8 \text{ m} > (0,125 - 0,18) \cdot z = 0,125 \cdot 5 = 0,625 \text{ m}$. $D_A = 0,8 > 0,625 \text{ m}$ te je vidljivo da odabrani promjer zadovoljava uvjet. Broj okretaja bubnja za pogonski bubanj tip A može se dobiti prema:

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_A} = 59,71 \text{ min}^{-1}. \quad (26)$$

Jedan od glavnih parametara pri određivanju životnog vijeka nosećih valjaka je brzina okretaja koja je u ovome istraživanju 50 min^{-1} , za to je važan dijagram balansiranja (Sandvik,

2014). Iznad 100 min^{-1} potrebno je statičko balansiranje, dok je s brzinama okretaja iznad 200 min^{-1} potrebno i dinamičko balansiranje. Očekivani rok trajanja nosivog valjka je 50 000 sati. Snaga po jednom okretaju bubnja:

$$s = \frac{P_{ef}}{n} = \frac{37,206}{59,71} = 0,623 \text{ kW/(o/min)}. \quad (27)$$

Odabran je bubanj (tip A) sa sljedećim karakteristikama: $D_A = 0,8 \text{ m}$, $L = 1150 \text{ mm}$ je širina bubnja na koju naliježe traka, $l_1 = 1370 \text{ mm}$ je širina bubnja s prirubnicama, $s = 0,942 \text{ kW/(o/min)}$, $F_{maks} = 88290 \text{ N}$ je maksimalna sila koju bubanj može prenijeti. Važno je da sila na osi odabranoga bubnja zadovolji uvjet $F_r < F_{maks}$ kako bi se materijal transportirao.

$$F_r = \sqrt{F_t^2 + F_0^2 - 2 \cdot F_t \cdot F_0 \cdot \cos\alpha} = 16978,12 \text{ N}, \quad (28)$$

gdje je: F_t - maksimalna vučna sila na punoj strani trake $F_t = 22323 \text{ N}$, F_b - vučna sila u traci na bubnju $F_b = 14882 \text{ N}$, F_0 - maksimalna vučna sila na praznoj strani trake $\Rightarrow F_0 = F_t - F_b = 7441 \text{ N}$. $F_r = 16970 \text{ N} < F_{maks} = 88290 \text{ N}$. Sile na osi zadovoljene su odabranim bubnjem.

2.7 Odabir bubnja bez pogona (tip B)

Uvjet koji mora biti zadovoljen je $D_B > (0,1 - 0,125) \cdot z = 0,125 \cdot 5 = 0,65 \Rightarrow D_B > 0,65$. Rezultanta sila za bubanj bez pogona:

$$F_r = F_0 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos\alpha)} = 14374 \text{ N}. \quad (29)$$

Odabire se bubanj (tip B) sa sljedećim karakteristikama: $D_B = 800 \text{ m}$, $L = 950 \text{ mm}$ je širina bubnja na koju naliježe traka, $l_1 = 1160 \text{ mm}$ je širina bubnja s prirubnicama, $F_{maks} = 32373 \text{ N}$ je maksimalna sila koju bubanj može prenijeti.

3. KONTROLA PRORAČUNA METODOM OBILASKA PO KONTURI

Otpori W_t na punoj strani trake (grafikon 4) mogu se izračunati te slijedi:

$$W_t = g \cdot [(q_m + q_t) \cdot L \cdot f \cdot c \cdot \cos\beta + g'_v \cdot L \cdot f \cdot c \pm (q_m + q_t) \cdot L \cdot \sin\beta] = 15925 \text{ N}. \quad (30)$$

Otpori W_0 na praznoj strani trake:

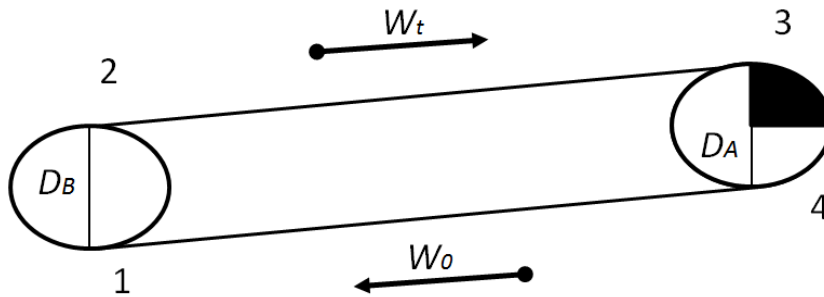
$$W_0 = g \cdot (q_t \cdot L \cdot f \cdot c \cdot \cos\beta + g''_v \cdot L \cdot f \cdot c \mp q_t \cdot L \cdot \sin\beta) = -2597,11 \text{ N}. \quad (31)$$

Napinjanje trake u pojedinim točkama konture:

$$F_1 = \frac{W_t + 1,05 \cdot W_0}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1,05} = 9565,11 \text{ N}, \quad (32)$$

gdje je: $e^{\mu \cdot \alpha} = 2,72^{0,3 \cdot 3,66} = 3$ i $\alpha' = \frac{2\pi}{360} \cdot \alpha = \frac{2 \cdot 3,14}{360} \cdot 210 = 3,66$.

Grafikon 4. Otpori na punoj i praznoj strani trake te sile (1, 2, 3 i 4) napinjanja na bubnjevima



Izvor: obrada autora

Tablica 9 prikazuje konačne sile (grafikon 4) napinjanja na bubnjevima.

Tablica 9. Sile napinjanja na bubnjevima

Točka	Oznaka sile
1	$F_1 = 9565,11 \text{ N.}$
2	$F_2 = F_1 + W_o = 6968 \text{ N.}$
3	$F_3 = 1,05 \cdot F_2 = 7316 \text{ N.}$
4	$F_4 = F_3 + W_t = 23241,4 \text{ N.}$

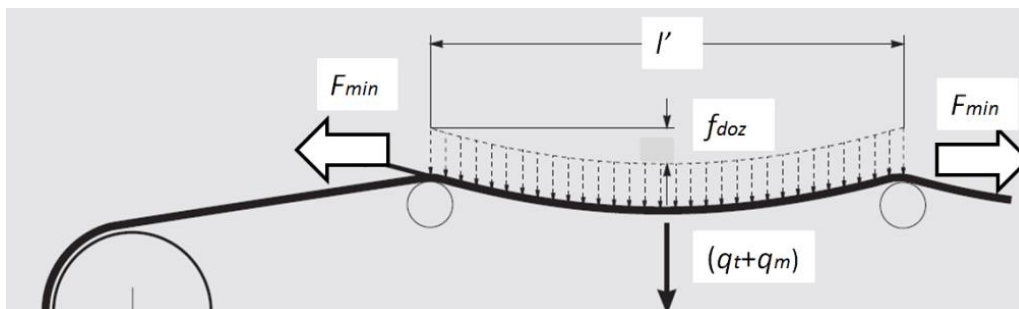
Izvor: obrada autora

Potrebno je odrediti minimalnu silu napinjanja F_{min} kako bi se osigurao dozvoljeni progib trake f_{doz} između dva noseća sloga (grafikon 5). Progib trake f_{doz} između dvaju nosećih slogova računa se prema:

$$f_{doz} = 0,02 \cdot l' = 0,02 \cdot 1,5 = 0,03 \text{ m.} \quad (33)$$

$$F_{min} = g \cdot \frac{(q_t + q_m) \cdot l'^2}{8 \cdot f_{doz}} = 2730,19 \text{ N.} \quad (34)$$

Grafikon 5. Progib trake zbog težine gume i težine materijala na traci



Izvor: Rulmeca (2003)

Između točaka 3 i 4 djeluju sile $F_3 = 7316 \text{ N}$ i $F_4 = 23241,4 \text{ N}$ koje su veće od $F_{min} = 2730,19 \text{ N}$, što znači da napinjanje zadovoljava uvjet. Kontrola sigurnosti trake:

$$K' = \frac{b \cdot \sigma_m \cdot (z-1)}{F_{max}} = 16,87. \quad (35)$$

Uvjet da je $K' > 9,8$ je zadovoljen. Kontrola potrebnog broja uložaka:

$$z = \frac{9,8 \cdot F_{max}}{b \cdot \sigma_m} = 2,322, \quad (36)$$

slijedi da je $z < 5$ te je uvjet zadovoljen. Vučna sila po obodu pogonskog bubnja:

$$F_{b0} = F_4 - F_1 = 13,676 \text{ N.}$$

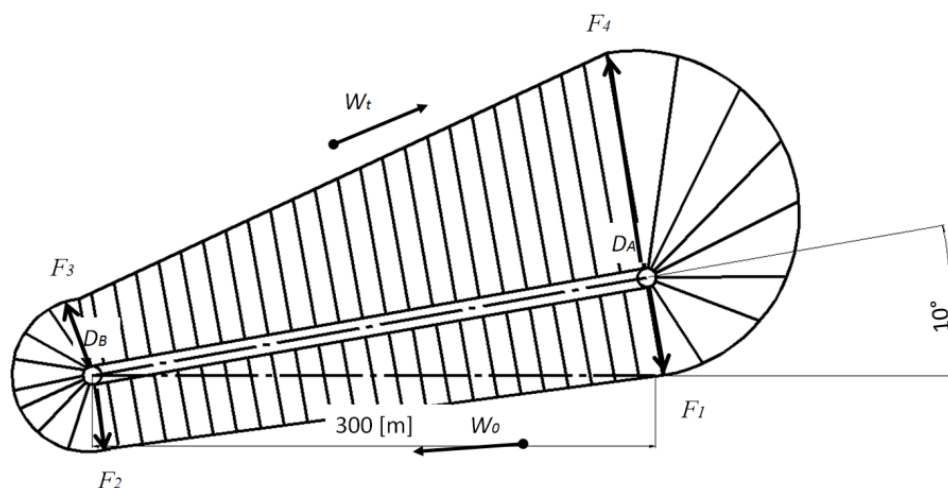
Snaga na obodu bubnja: $P_{b0} = F_{b0} \cdot v = 34,190 \text{ kW.}$

Snaga motora: $P_{ef} = P_{b0} + P_d + P_v = 38,03 \text{ kW.}$

$$P_m = \frac{P_{ef}}{\eta} = 44,74 \text{ kW.}$$

Na grafikonu 6 prikazana je shema rezultirajućih sila na konturi transportne trake.

Grafikon 6. Progib trake zbog težine gume i težine materijala na traci



Izvor: obrada autora

4. ZAKLJUČAK

U radu je prikazan proračun trakastog transportera duljine 300 metara za prijenos minimalno 150 tona na sat ugljene prašine pri usponu od 10° . Proračun je napravljen za teške uvjete

rada i za rad pri suhome zraku. U izradi proračuna koristila se stručna literatura te standardni katalozi. Proračunata je potrebna širina trake, noseći valjci, izračunata je snaga na osovini pogonskog bubnja. Napravljena je kontrola i ustanovljeno je da je potreban uređaj protiv kretanja unatrag. Izračunata je potrebna prijelazna duljina trake te je proračunat i odabran pogonski bubanj te bubanj bez pogona. Na kraju je provedena kontrola proračuna metodom obilaska po konturi, proračunom otpora i sila koje djeluju na traku. Utvrđeno je da je stvarni učin 175 tona po satu, da je potrebna snaga motora 43,74 kWh. Ustanovljeno je da je za odabrane parametre pri napinjanju potrebno zadovoljiti silu od $F_{min} = 2730,19$ N koja nastaje zbog težine trake i materijala. Težina materijala i trake koji zajedno na metar duljine imaju je 25,72 kilograma, tj. djeluju silom od 252 N. Budući da je minimalna sila koja djeluje na obodu 6968 N, taj uvjet je zadovoljen. Najveća sila na kraju transporta koja je potrebna da se povuče traka iznosi $F_4 = 23241$ N. Jedan od glavnih parametara pri određivanju životnog vijeka nosećih valjaka je brzina okretanja koja je u ovome istraživanju 50 min^{-1} . Iznad 100 min^{-1} potrebno je statičko balansiranje, dok je s brzinama okretanja iznad 200 min^{-1} potrebno i dinamičko balansiranje. Očekivani rok trajanja nosivog valjka je 50 000 sati.

LITERATURA

Mavrin, I. (1999) *Transporteri*, Zagreb: Fakultet prometnih znanosti

Korman T. (2014) *Vježbe proračun transportera s beskonačnom trakom*, Zagreb: Sveučilište u Zagrebu, Rudarsko-geološko-naftni fakultet

- Rulmeca (2003) *Rollers and components for bulk handling*, RULLI RULMECA S.p.A. 4o Edition,
http://www.rulmecacorp.com/Conveyor_Idler_Roller_catalog/Complete_Idler_Roller_Catalog.pdf (12. 1. 2014.)
- Sandvik (2014) *Selection of conveyor pulley*, Sandvik, 5/2000.
[http://construction.sandvik.com/sandvik/0120/Internet/Global/S003713.nsf/Alldocs/Products*5CConveyors*and*conveyor*components*5CPulleys*and*take*2Dup*devices*2AMedium*duty*dead*shaft*pulley/\\$file/Pulley-select.pdf](http://construction.sandvik.com/sandvik/0120/Internet/Global/S003713.nsf/Alldocs/Products*5CConveyors*and*conveyor*components*5CPulleys*and*take*2Dup*devices*2AMedium*duty*dead*shaft*pulley/$file/Pulley-select.pdf) (11. 1. 2014.)
- Rulmeca (2014) *Motorized Pulley Design Software*, Rulmecacorp,
http://www.rulmecacorp.com/Motorized_Pulley_Design_Software.htm (14. 1. 2014.)
- Gregorović T. (2014) *Dizajn i odabir parametara transportne trake*, završni rad, 2014, Rijeka: Veleučilište u Rijeci

Tatjana Gregorović¹

Dario Bognolo²

Professional paper

UDC 622.647.2

¹ Student, Polytechnic of Rijeka, Vukovarska 58, Rijeka, Croatia.

CALCULATION AND PARAMETER SELECTION FOR CONVEYOR BELT⁴

ABSTRACT

This paper presents the calculation for conveyor belt for continuous transportation of material. The investigated conveyor is designed for transportation of coal dust, the selected length of the conveyor belt being 300 meters with the rising angle of 10°. The required carrying capacity was 150 tons per hour. All necessary functional components of the conveyor belt were calculated according to the standards, as well as the desired final output. The paper describes the process of selecting conveyor belt speed, belt width, the calculation of operating power, the choice of dimensions of the drive drum and bearing rollers. The standard model for belt conveyor calculation was used. The forces occurring in the process were investigated and the method of force contour calculation was used for control.

Key words: conveyor belt, coal dust, idlers, transportation

² Master of Science in Mechanical engineering, Lecturer, Polytechnic of Rijeka, Vukovarska 58, Rijeka, Croatia. E-mail: dbognolo@veleri.hr

³ PhD, Master of Science in Mechanical engineering, Assistant, Polytechnic of Rijeka, Vukovarska 58, Rijeka, Croatia. E-mail: mkrsulja@veleri.hr

⁴ Received: 22. 2. 2014.; Accepted: 5. 5. 2014.