

NAČIN ODABIRANJA GRABULJASTOG TRANSPORTERA / HOW TO CHOOSE A RAKE CONVEYOR

Autor: Požegić Mirzet (mirzet.pozegic.3t2@gmail.com)

Student: Imatrikulant

Fakultet: Rudarsko geološko građevinski

Odsjek: Rudarstvo

Stručni članak

Sažetak : U toku podzemne eksploatacije mineralnih sirovina pored utovara i dobijanja mineralne sirovine važan tehnološki faktor jeste i transport. Transport u podzemnoj eksploataciji stalni sistemi kao što su grabuljasti transporter, transportna traka i povremeni transport kao što je transport skreperi, a, vitlovima, dizel jamskim lokomotivama itd. U ovome radu bazirat ću se samo na transport grabuljastim transporterom i nastojati pokazati način odabira dvolančanog grabuljastog transportera na osnovu kapaciteta otkopa, s tim da se ugalj na otkopu dobiva upotrebom kombajna. U radu će biti pokazano i način na osnovu kojeg se postavlja pogon grabuljastog transportera. Na kraju će biti slikovito prikazani rezultati zateznih sila lanca u pojedinim tačkama grabuljastog transportera. Pored zateznih sila lanca biti će prikazano i provjera nosivosti lanca kako i proračun količine materijala koji se kreće po koritu transportera

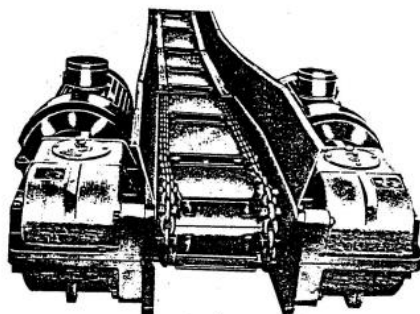
Ključne riječi: podzemna eksploatacija, kopanje, transport, grabuljasti transporter, mineralna sirovina.

Abstract: In the course of underground exploitation of mineral raw materials, in addition to loading and obtaining mineral raw materials, an important technological factor is also transportation. Transport in underground exploitation permanent systems such as rake conveyor, conveyor belt and occasional transport such as transport by scrapers, winches, diesel pit locomotives, etc. In this paper, I will base myself only on transport by rake conveyor and try to show the method of selecting a double-chain rake conveyors based on the excavation capacity, with the fact that coal is obtained from the excavation using a combine harvester. The paper will also show the way in which the drive of the rake conveyor is installed. At the end, the results of the tension forces of the chain at certain points of the rake conveyor will be graphically presented. In addition to the tension forces of the chain, a check of the load capacity of the chain will also be shown, as well as a calculation of the amount of material moving along the conveyor bed.

Keywords: underground exploitation, digging, transport, rake conveyor, mineral raw material.

1. Uvod

U podzemnoj eksploataciji mineralne sirovine za transport rastresitog materijala koristi se grabuljasti transporter. Grabuljasti transporteri se koriste za dužine do 500 m sa kapacitetom od oko 700 t/h. Grabuljasti transporter može da radi sa nagibom od oko 18° pa do 35° sa brzinom transportovanja do 1,5 m/s. Transport rastresitog materijala vrši se tako što su grabulje međusobno povezane lancem, koje klize po metalnom koritu i kupe materijal u smjeru svog kretanja. Ukoliko je potrebno da grabuljasti transporter treba da savlada veće visine potrebno je da ima ugrađene grabulje koje su veće visine i koje su lučno savijene u suprotnom smjeru od kretanja grabulja.



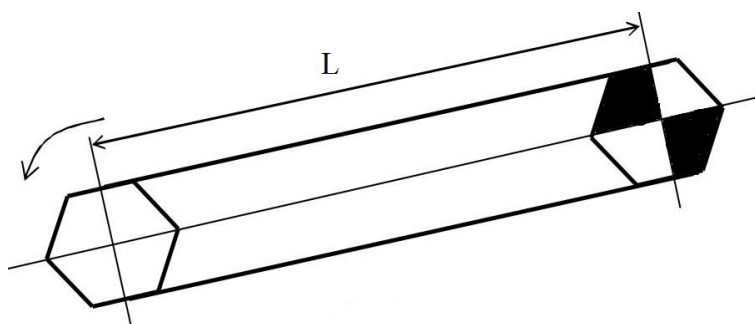
Slika 1. Izgled dvolančanog grabuljastog transportera

Grabuljasti transporter može biti izrađen kako jednolančani ili dvolančani transporter. Metalno korito po kojim se kreću grabulje sa lancima obino je trapeznog ili pravouglog poprečnog presjeka. Grabuljasti transporteri se mogu skraćivati ili produžavati skidajući ili dodavjući metalna korita. Transporteri koji će se koristiti na širokom čelu u čijoj će blizini se vršiti miniranje imaju nista masivna korita od znatno debljih stijeki i ovakva korita su otporna na udare koja su izazvana miniranjem i padom većih komada uglja na transporter. Utovar materijala u transporter moguć na bilo kom mjestu.²⁰³

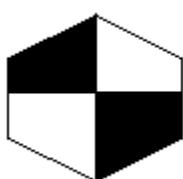
2. Način odabiranja grabuljastog transportera

Na osnovu kapaciteta otkopa odabrati dvolančani grabuljasti transporter. Mrki ugalj se na širokom čeli dobija uz upotrebu kombajna. Dužina čela je $L=100\text{m}$, sa generalnim padom $\beta=8^{\circ}$. Širina rezanja u jednom prolazu je $h_0=0,8\text{m}$. Koeficijent rastresitosti uglja $k_r=1,22$, a zapreminska masa u masivu $\rho_m=1,2\text{t/m}^3$. Koeficijent vremenskog iskorištenja kombajna $k_v=0,6$. Dubina rezanja je 10cm.

²⁰³ Dr.mr Sadudin Hodžić, dip.ing.rudarstva Transport u rudarstvu (1998 godina, Tuzla)



Slika 2. Šematski prikaz grabuljastog transportera sa smjerom kretanja lanca i pretpostavkom da se pogon nalazi na najvećoj tački



Predstavlja mjesto pogona grabuljastog transportera, koje se na početku zadatka postavlja proizvoljno na najveću ili najnižu tačku a kasnije u toku proračuna on može da mijenja svoje mjesto u zavisnosti od dobijenih rezultata.

Za slučaj kontinuiranog otkopavanja, kada grabuljasti transporter radi u sklopu otkopno-utovarno-transportnog kompleksa na "širokom čelu", tehnički kapacitet se određuje prema formuli:

$$Q_h = 3600 \cdot \rho_{rm} \cdot k_r \cdot h_0 \cdot (B_u + B_n) \cdot \frac{V_n - V_u}{V_n + V_u}$$

Q_h -tehnički kapacitet otkopnog grabuljastog transportera (t/h)

ρ_{rm} -zapreminska masa otkopanog uglja (t/m³)

k_r -koeficijent rastresitosti

h_0 -širina kopanja (rezanja) u jednom prolazu (m)

k_v -koeficijent vremenskog iskorištenja otkopnog stroja (kombajna) ($k_v=0.6-0.8$)

B_u -dubina rezanja (kopanja) pri kretanju otkopnog stroja suprotno smjeru transportovanja (m)

B_n -dubina rezanja (kopanja) pri kretanju otkopnog stroja u smjeru transportovanja (m)

v_u -brzina pomijeranja otkopnog stroja pri kretanju suprotno smjeru transportovanja (m/s)

v_n -brzina pomijeranja otkopnog stroja pri kretanju u smjeru transportovanja (m/s)²⁰⁴

Da bih se ispravno odabrale brzine kao i dubina kopanja koristi se Šriverov faktor ravnomjernosti:

$$\varphi_n = \frac{\left(1 - \frac{v_n}{v_u}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_u}{B_n}\right)}{1 + \frac{v_n}{v_u}} \cong 1$$

²⁰⁴ Dr.mr Sadudin Hodžić, dip.ing.rudarstva Transport u rudarstvu (1998 godina, Tuzla)

Orijentaciono usvajamo brzinu transportovanja $v=0.64\text{m/s}$ iz prospektne dokumentacije kao i dubinu kopanja pri kretanju otkopnog stroja suprotno smjeru transportovanja za 50% veću od dubine kopanja pri kretanju otkopnog stroja u smjeru transportovanja: $B_u/B_n=1.5$, te odnos brzina: $v_n/v_u=0.5$.

$$\varphi_h = \frac{\left(1 - \frac{v_n}{0.64}\right) * (1 + 1.5)}{1 + 0.5} = 1$$

$$\varphi_h = \frac{2.5 \left(1 - \frac{v_n}{0.64}\right)}{1.5} = 1$$

$$2.5 \left(1 - \frac{v_n}{0.64}\right) = 1.5 / 2.5$$

$$1 - \frac{v_n}{0.64} = 0.6$$

$$\frac{v_n}{0.64} = 0.4 \rightarrow v_n = 0.256\text{m/s}$$

$$\frac{v_n}{v_u} = 0.5 \rightarrow v_u = 0.5 = v_n \rightarrow v_u = \frac{0.256}{0.5} = 0.512\text{m/s}$$

Dubina kopanja pri kretanju otkopnog stroja suprotno smjeru transportovanja usvojena je $B_u=10\text{cm}$.

$$\frac{B_u}{B_n} = 1.5 \rightarrow B_n * 1.5 = B_u \rightarrow B_n = \frac{B_u}{1.5} = \frac{10}{1.5} = 7\text{cm}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_{\check{m}}}{k_r} = \frac{1.2}{1.22} = 0.96$$

Kapacitet grabuljastog transportera računa se na slijedeći način:

$$Q_h = 3600 * 0.96 * 1.22 * 0.8 * 0.6 * (0.07 + 0.06) * \frac{0.265 * 1.512}{0.256 + 0.512} = 44.72 \text{ (t/h)}$$

Potrebna širina grabuljastog transportera računa se iz formule:

$$B = 0.0235 * \sqrt{\frac{\varepsilon * Q_h}{(2 + \varepsilon * \tan^2 \rho) * v * \rho_m * k_p * \beta_0}}$$

Prije računanja širine grabuljastog transportera potrebno je izračunati β_0 (korekcionni faktor kapaciteta, ovisan o uglu nagiba grabuljastog transportera).

Korekcionni faktor se račina po formuli:

$$\beta_1=0^0 \quad \beta_{01}=1,00$$

$$\beta_{02}=10^0 \quad \beta_{02}=0,85$$

$$\frac{\beta_u - \beta_o}{\beta_2 - \beta_1} = \frac{\beta_{o2} - \beta_{01}}{\beta_2 - \beta_1} = \frac{0,85 - \beta_0}{10 - 8} = \frac{0,85 - 1,00}{10 - 0} = \frac{0,85 - \beta_0}{2} = \frac{-0,15}{10}$$

$$0,85 - \beta_0 = -0,30/10$$

$$-\beta_0 = -0,03 - 0,85$$

$$\beta_0 = 0,88$$

$$B = 0,0235 * \sqrt{\frac{4,5 * 44,72}{(2 + 4,5 * \tan 15^0) * 0,64 * 0,96 * 0,7 * 0,89}}$$

$$B = 0,0235 * \sqrt{\frac{201,24}{1,204}} = 0,303m$$

Iz prospektne dokumentacije odabran je dvolančani grabuljasti transporter slijedećih karakteristika.

- širina korita: $B=440(mm)$
- visina korita: $H=190(mm)$
- dimenzije vučnog lanca: $dxt=16 \times 64(mm)$
- brzina transportera: $v=0.62(m/s)$
- broj i snaga motora: $2 \times 25(kW)$
- težina lanca: $q_{ll1}=6(kg/m)$
- broj obrtaja motora $n_m=1450 \min^{-1}$

$$Q_h = \frac{1800 * B^2 * (2 + \varepsilon * tg \rho_m) * v * \rho_{rm} * k_{p0} * \beta_0}{\varepsilon}$$

$$\varepsilon = \frac{2 * B}{H} = \frac{2 * 0,44}{0,19} = 4,63$$

$$tg 15^0 = 0,26$$

$$Q_h = \frac{1800 * 0,303^2 * (2 + 4,63 * tg 15^0) * 0,62 * 0,96 * 0,07 * 0,89}{4,63} = \frac{217,59}{4,63} = 49,91(t/h)$$

Kada uporedimo Q_h potrebnog kapaciteta grabuljastog transportera i Q_h grabuljastog transportera koji je odabran iz prospektne dokumentacije vidjet ćemo da je kapacitet odabranog transportera veći što znači da izabrani grabuljasti transporter prema kapaciteta zadovoljava.

3. Dužinska opterećenja:

Težina jednog lanaca bez grabulja prema prospektnoj dokumentaciji je:

$$q_{ll1}=6 \text{ (kg/m)}=59 \text{ (N/m)}$$

Težina lanaca sa grabuljama orijentaciono se može usvojiti:

$$q_{l1}=1,7*59=100 \text{ (N/m)}$$

Ako ne postoje tačni podaci proizvođača za dva lanca tada se računa po formuli:

$$q_l=2*q_{ll}=2*100=200 \text{ (N/m)}$$

Dužinsko opterećenje od materijala se računa po formuli:

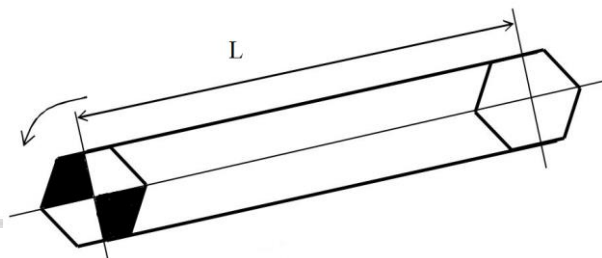
$$q_m = \frac{Qh*g}{3,6*v} = \frac{44,72*9,81}{3,6*0,64} = \frac{438,70}{2,304} = 190,4 \text{ (N/m)}$$

U sljedećem koraku određujemo mjesto postavljanja pogona grabuljastog transportera
 Položaj pogona se može odrediti prema formuli:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\mu_m + \frac{q_l * \mu_l}{q_m}}{1 + \frac{q_l}{q_m}} = \frac{0,8 + \frac{200*0,5}{190}}{1 + \frac{200}{190}} = \frac{0,8+0,5}{1+1} = \frac{1,3}{2} = 0,65$$

$$\operatorname{arctg} \beta' = \beta' = 33^0 > \beta = 8^0$$

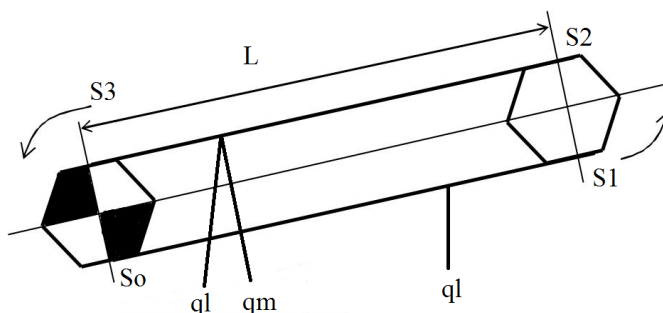
Pošto je proračunom dobijeno da je $\beta'=33^0$ veći od stvarnog ugla nagiba $\beta=8^0$ pogon grabuljastog transportera mora se postaviti na najnižu tačku transportera.



Slika 3. Šematski prikaz grabuljastog transportera sa promjenom položaja pogona

Zatezne i vučne sile na lancima grabuljara metoda analize sila obilaskom konture:

Analiza sila obilaskom kontura znači da se u proračunu uzimaju sve markantne tačke na konturi grabuljastog transportera za koje računamo zatezne sile u lancu. Za početnu tacku računanja se uzima mjesto gdje lanac silazi sa pogonaskog lančanika što je u našem slučaju tačka S_0 , a zatim se na svim drugim djelovima grabuljastog transportera uzimaju druge tačke gdje dolazi do promjene zateznih sila.²⁰⁵



Slika 4. Šematski prikaz grabuljastog transportera sa zateznim i vučnim silama

$$S_0=0$$

$$S_1=S_0+q_l*\mu_l*L*\cos\beta+q_l*L*\sin\beta=0+200*0,5*100*\cos 8^0+200+100*\sin 8^0=$$

$$S_1=10116,59 \text{ (N)}$$

$$S_2=S_1*\epsilon_v=10116,59*1,06=10723,58 \text{ (N)}$$

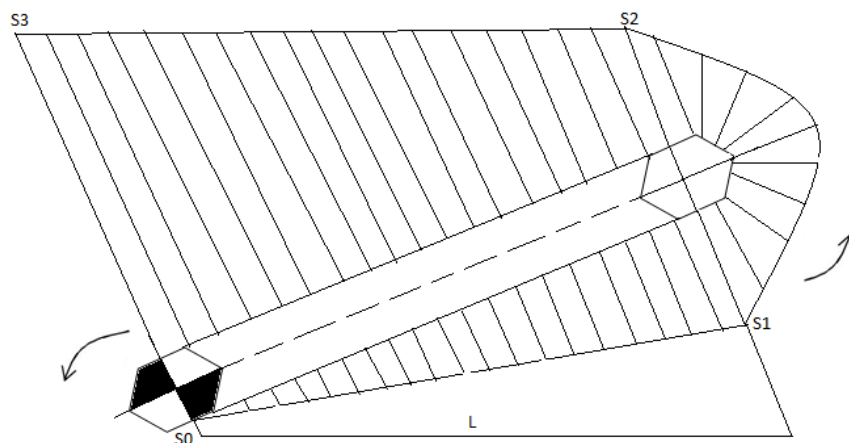
²⁰⁵ Dr.mr Sadudin Hodžić, dip.ing.rudarstva Transport u rudarstvu (1998 godina, Tuzla)

ϵ_l =Koeficijent lokalnog otpora (1,04-1,06)

$$S_3 = S_2 + (q_l \cdot \mu_l + q_m \cdot \mu_m) \cdot l \cdot \cos \beta - (q_l + q_m) \cdot L \cdot \sin \beta$$

$$S_3 = 10723,58 + (200 \cdot 0,5 + 220 \cdot 0,8) 100 \cdot \cos 8^\circ - (200 + 220) \cdot 100 \cdot \sin 8^\circ$$

$$S_3 = 32209,70 \text{ (N)}$$



Slika 5. Šematski prikaz zatezni sila S1, S2, S3

Da bi smo nacrtali šematski prikaz zateznih sila potrebno je da odredimo razmjere. Razmjeru određujemo proizvoljno kao što možemo da vidimo u tabeli ispod prvo N pretvorimo u kN pa tek kasnije određujemo razmjeru.

Razmjera 1:5 1cm = 5kN			
	N	kN	cm
S0	0	0	0
S1	10116.69	10.116 59	2.023
S2	10723.58	10.723 58	2.144
S3	32209,70	32.209 7	6.441

Tabela 1. Određivanje razmjere za zatezne sile

Vučna sila se računa prema izrazu:

$$F_{vs} = S_3 - S_0 = 32209,70 - 0 = 32209,70 \text{ (N) jer je } S_0 = 0$$

Zatezne i vučne sile u lancima grabuljastog transportera računaju se po slijedećoj formuli:

$$F_d = \frac{3}{2} * \omega^2 * t_1 * (2 * Q * k * Q_0)$$

k= koeficijent učešća mase materijala (0,7-0,8)

t₁=64mm korak lančanika

$$Q = q_l * L = \frac{200}{9,81} * 100 = 20,38 * 100 = 2039 kg$$

q_l=linijska masa lanaca sa grabuljama u (kg/m)

q₀=linijska masa materijala (kg/m)

$$q_0 = \frac{Q_t}{3,6 * v} = \frac{44,71}{3,6 * 0,62} = 20,05 kg$$

Q₀=Ukupna masa materija koja se kreće kroz korita transportera.

$$Q_0 = q_0 * L = 20,05 * 9,81 = 2005 kg$$

$$V = \omega * R \Rightarrow \omega = \frac{V}{R} = \frac{0,62}{0,103} = 6,01 s^{-1}$$

$$l = \frac{t_1}{2} = \frac{0,064}{2} = 0,032$$

$$R = \frac{D}{2} = \frac{0,205}{2} = 0,103 (m)$$

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{Z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{Z}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,032}{\sin \frac{90^\circ}{10}}\right)^2 + \left(\frac{0,016}{\cos \frac{90^\circ}{10}}\right)^2} = 0,205 (mm)$$

d=0,016 (m) priječnik okruglog profila od koga je izrađena karika

Z=broj zuba lančanika (5-10)

D= Podioni priječnik pogonskog lančanika (mm)

l= svijetla unutrašnja dužina karike (mm)

$$F_d = \frac{3}{2} * 6,01^2 * 0,064 * (2 * 2039 + 0,7 * 2243) = 19585 (N)$$

Maksimalna zatezna sila u lancu pri ustaljenoj brzini u trenutku nailaska na lančanik iznosi:

$$S_n = S'_{\max} = S_{st} + F_d = S_3 + F_d = 32209,7 + 19584,8 = 51794,5 \text{ (N)}$$

Nailazna maksimalna sila pri ustaljenom radu ($S'_{\max}$) mjerodavna je za dimenzionisanje pogonske grupe.

$$N_m = \frac{S_{\max}' * V}{1000 * \eta_u} = \frac{51794,5 * 0,62}{1000 * 0,85} = \frac{32112,59}{850} = 37,77 \text{ kW}$$

η_u -ukupni stepanj korisnog djelovanja ($\eta_u = 0.8-0.9$)

v-brzina kretanja lanca sa grabuljama, odnosno brzina transportovanja (m/s)

Pošto je iz prospektne dokumentacije izabran grabuljar sa 2 pogonska motora od 2*25kW račun zadovoljava osnovu potrebne snage.

Izbor obrtnog momenta hidrodinamičke spojnice vrši se na bazi obrtnog momenta pogonskog motora prema formuli:

$$M_{os} = (1,5-1,6) * M_o$$

$$M_o = 9554 * \frac{N_m}{n_m} = 9554 * \frac{37,77}{1450} = 9554 * 0,026 = 248,40 \text{ (Nm)}$$

$$M_{os} = 1,5 * 248,40 = 372,6 \text{ (Nm)}$$

M_o -obrti momenat pogonskog motora (Nm)

n_m -broj obrtaja pogonskog motora (min-1)

M_{os} -obrti momenat HDS (Nm), prema prospektnoj dokumentaciji proizvođača HDS.

Za provjeru nosivosti lanaca mjerodavna je najveća zatezna sila u lancu koja može nastupiti kada nastupi klizanje HDS (hidrodinamičke spojnice) zbog preopterećenja ova sila se računa iz formule:

$$S''_{\max} = \frac{2 * \eta_u * M_{os}}{D} = \frac{2 * 0,85 * 372,6}{0,205} = 2533,68 \text{ (N)}$$

Za dvolančane grabuljaste transportere uzima se 60% ukupne zatezne sile za provjeru jednog lanca, jer je eksperimentalno utvrđeno da se zatezna sila ne dijeli ravnomjerno na oba lana zbog različitih otpora grabulja kroz korita.

$$S'''_{\max} = 0,6 * S''_{\max} = 0,6 * 2533,68 = 1520,20 \text{ (N)}$$

4. Provjera nosivosti lanca

Priječnik karike lanca:

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot S'''_{max}}{\pi \cdot \delta_{de}}} = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{S''_{max}}{\delta_{de}}} = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{15202,20}{10000}} = 0,98 \text{ (cm)}$$

$\delta_{de} = 6250 - 10000 \text{ (N/cm}^2\text{)}$ dozvoljeno naprezanje na istezanje

Zadovoljen je uvjet da je proračunati priječnik manji ili jednak priječniku ugrađenog lanca.

Priječnik povratnog lančanika, određuje se prema formuli:

$$D_{vp} = \frac{l}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

$$D_{vp} = \frac{0,032}{\sin \frac{180^\circ}{10}} = \frac{0,032}{0,30} = 0,106$$

Z = broj zuba lančanika (5-10)

D_{vp} = Podioni priječnik povratnog lančanika (mm)

l = svijetla unutrašnja dužina karike (mm)