

ПРОЈЕКТОВАЊЕ ТРАНСПОРТЕРА СА МОДУЛАРНОМ ТРАКОМ ЗА РАД У ИНДУСТРИЈИ

Милутиновић Слађана, Светислав Љ. Марковић

РЕЗИМЕ РАДА:

У овом раду приказан је историјат развоја тракастих транспортера, теоријске основе и поделе данашњих модерних система транспорта. Наведене су основне поделе транспортера и пратећих елемената које са транспортером формирају целину система транспорта. Кроз теоријске основе објашњени су и приказани различити типови тракастих транспортера и могуће шеме траса при одређеним режимима рада. Дефинисани су технички захтеви транспортера и прецизирани функционални параметри који представљају улаз у фазу конструисања. Последњу целину чини прорачун и избор одговарајућих машинских и погонских елемената.

SUMMARY:

This paper presents the history of the development of belt conveyors, the theoretical basis and division of today's modern transport systems. The basic divisions of conveyors and accompanying elements are listed, which together with the conveyor form the complete transport system. Different types of belt conveyors and possible route schemes for certain operating modes are explained and shown through the theoretical foundations. The technical requirements of the conveyor were defined and the functional parameters were specified, which represent the input to the construction phase. The final unit consists of the calculation and selection of appropriate machine and drive elements.

Кључне речи: тракасти транспортер, модуларна трака, конструкција, CAD модел

1. УВОД

У данашњем свету индустријске производње, ефикасност и поузданост транспортних система представљају витални фактор успеха. Тракасти транспортери су постали неизоставни део ове инфраструктуре, омогућавајући континуирану и безбедну манипулацију материјалима широм различитих индустријских сектора, у различитим фазама производње. Овај рад истражује различите аспекте тракастих транспортера, укључујући њихову структуру, функционалност, примене у разним индустријама. Кроз анализу примера из праксе, циљ је увидети улогу тракастих транспортера у индустрији, њихов допринос унапређењу оперативне учинковитости и економичности.

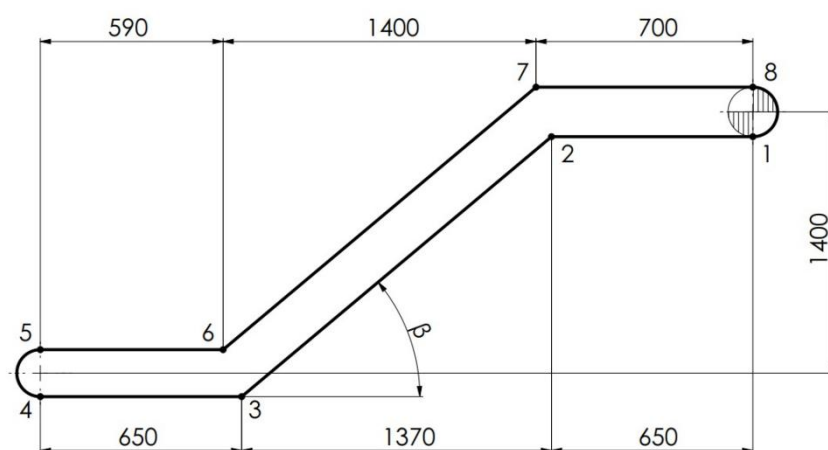
2. ПРОВЕРА ТРАНСПОРТЕРА МЕТОДОМ ОБИЛАСКА ПО КОНТУРИ

- За транспортер приказан на слици 2, који превози рибу, потребно је:

- претходним прорачуном израчунати вучну силу,
- методом обиласка по контури проверити вредности вучне силе и – димензионисати електромотор.

Познате величине су:

- капацитет транспортера,
- дужине деоница,
- нагиб транспортера, – ширина траке и – брзина траке.



Слика 1. Шематски приказ трасе транспортера

1. Димензије и карактеристике траке

Ширина траке: $B=400$

mm Брзина траке:

$v=0,5$ m/s

2. Погонске масе

Погонска маса обртних делова носећих ваљака у радној грани је:

$$q_{rR} = 0 \text{ kg/m}, \quad (1,1)$$

Како нема ваљака и у повратној грани је такође:

$$q_{rN} = 0 \text{ kg/m} \quad (1,2)$$

Погонска маса терета је:

$$q_M = \frac{m}{l} = \frac{1}{0,35} = 2,85 \text{ kg/m} \quad (1,3)$$

Погонска маса траке је:

$$q_{vE} = 7,5 \text{ kg/m} \quad (1,4)$$

3. Метода обиласка по контури

Ако су познати сви техничко-експлоатациони параметри транспортера, одређивање вучне силе се врши методом обиласка по контури транспортера. Састоји се у нумерисању карактеристичних тачака затворене контуре транспортера у правцу кретања вучног елемента, почев од тачке са најмањом силом затезања. Најчешће је то тачка силаска гране вучног елемента са погонског елемента. По овој методи сила затезања у тачки $(i+1)$ једнака је затезној сили у претходној тачки (i) увећаној за величину отпора између тих тачака:

$$F_{(i+1)} = F_i + W_{i \rightarrow (i+1)} \quad (1,5)$$

Нека је минимална сила затезања траке $F_1 = F_s$ у тачки 1, тј. у тачки силаска са погонског добоша.

Од тачке 1 до тачке 2 јавља се отпор на праволинијском нерадном (повратном) делу транспортера који се рачуна на основу израза:

$$W_{1-2} = \omega \cdot g \cdot (q_r^N \cdot L^N + q_{VE} \cdot L_h^N) \quad (1,6)$$

$$W_{1-2} = 0,25 \cdot 9,81 \cdot (0 + 7,5 \cdot 0,65) = 11,95[N]$$

$\omega=0,25$ коефицијент трења из каталога [9]

Сила затезања у тачки 2 је:

$$F_2 = F_1 + W_{1-2} = F_1 + 11,95[N] \quad (1,7)$$

Од тачке 2 до тачке 3 јавља се отпор на праволинијском нерадном (повратном) делу транспортера који се рачуна на основу израза:

$$W_{2-3} = \omega \cdot g \cdot (q_r^N \cdot L^N + q_{VE} \cdot L_h^N) - q_{VE} \cdot g \cdot H_N$$

$$W_{2-3} = 0,25 \cdot 9,81 \cdot (0 + 7,5 \cdot 0,65) - 7,5 \cdot 9,81 \cdot 14 = -115,8[N]$$

Сила затезања у тачки 3 износи:

$$F_3 = F_2 + W_{2-3} = F_2 - 115,8[N]$$

Види се да претпоставка о минималној сили затезања траке за тачку 1 (тачка силаска траке са погонског добоша) није тачна. Минимална сила је у тачки 3, тј:

$$F_3 = F_{min}$$

Од тачке 3 до тачке 4 јавља се отпор на праволинијском нерадном (повратном) делу транспортера који се рачуна на основу израза:

$$W_{3-4} = \omega \cdot g \cdot (q_r^N \cdot L_{3-4}^N + q_{VE} \cdot L_h^{3-4})$$

$$W_{3-4} = 0,25 \cdot 9,81 \cdot (0 + 7,5 \cdot 0,65) = 11,95[N]$$

Сила затезања у тачки 4 износи:

$$F_4 = F_3 + W_{3-4} = F_3 + 11,95[N]$$

Од тачке 4 до тачке 5 јавља се отпор превијања преко отклоног добоша дат изразом:

$$W_{4-5} = F_4 \cdot (k_p - 1) = (F_3 + 11,95) \cdot (1,06 - 1) = 0,06 \cdot F_3 + 0,72[N]$$

У изразу k_p представља коефицијент отпора на превојним местима који зависи од обухватног угла вучног елемента, дат је у табели Т.2.30 и за обухватни угао од $\alpha=180^\circ$, усваја се из интервал $k_p=(1,05 \text{ до } 1,07)$.

$$k_p = 1,05 \text{ до } 1,07 \text{ из табеле 5} \quad (1,8)$$

Табела 5: Коефицијенти отпора у зависности од обухватног угла

Обухватни угао	k_p
$\alpha = 90^\circ$	1,03 до 1,05
$\alpha = 180^\circ$	1,05 до 1,07

Усвојено је да је $k_p=1,06$.

Сила затезања у тачки 5 износи:

$$F_5 = F_4 + W_{4-5} = F_3 + 11,64 + 0,06 \cdot F_3 + 0,72 = 1,06 \cdot F_3 + 12,37[N]$$

Од тачке 5 до тачке 6 јављају се отпори на праволинијском радном (оптерећеном) делу, који се рачуна на основу израза:

$$W_{5-6} = \omega \cdot g \cdot [0,5 \cdot (q_M + q_{VE}) \cdot L^{RO}_h + q_r^R \cdot L^{RO}] + \mu \cdot g \cdot [0,5 \cdot (q_M + q_{VE}) \cdot L^{RO}_h]$$

$$W_{5-6} = 0,25 \cdot 9,81 \cdot [0,5 \cdot (2,85 + 7,5) \cdot 0,59 + 0] + 0,25 \cdot 9,81 \cdot [0,5 \cdot (2,85 + 7,5) \cdot 0,59]$$

$$W_{5-6} = 14,97[N]$$

где је:

$$L^{RO}_h = L^{RO}_{5-6} = 0,59 \text{ m} \quad (1,9)$$

$$\mu = 0,25 \text{ коефицијент трења} \quad (1,10)$$

Сила затезања у тачки 6 износи:

$$F_6 = F_5 + W_{5-6} = 1,06 \cdot F_3 + 12,37 + 14,97$$

$$F_6 = 1,06 \cdot F_3 + 27,34[N]$$

Од тачке 6 до тачке 7 јављају се отпори на праволинијском радном (оптерећеном) делу, који се рачуна на основу израза:

$$W_{6-7} = \omega \cdot g \cdot [0,5 \cdot (q_M + q_{VE}) \cdot L^{RO}_h + q_r^R \cdot L^{RO}] + \mu \cdot g$$

$$\cdot [0,5 \cdot (q_M + q_{VE}) \cdot L^{RO}_h] + (q_M + q_{VE}) \cdot g \cdot H^{RO}$$

$$W_{6-7} = 0,25 \cdot 9,81 \cdot [0,5 \cdot (2,85 + 7,5) \cdot 0,59 + 0] + 0,25 \cdot 9,81 \cdot$$

$$[0,5 \cdot (2,85 + 7,5) \cdot 0,59] + (2,85 + 7,5) \cdot 9,81 \cdot 1,4$$

$$W_{5-6} = 157,1[N]$$

Сила затезања у тачки 7 износи:

$$F_7 = F_6 + W_{6-7} = 1,06 \cdot F_3 + 27,34 + 157,1$$

$$F_7 = 1,06 \cdot F_3 + 184,44[N]$$

Од тачке 7 до тачке 8 јављају се отпори на праволинијском радном (оптерећеном) делу, који се рачуна на основу израза:

$$W_{7-8} = \omega \cdot g \cdot [0,5 \cdot (q_M + q_{VE}) \cdot L^{RO}_h + q_r^R \cdot L^{RO}] + \mu \cdot g$$

$$\cdot [0,5 \cdot (q_M + q_{VE}) \cdot L^{RO}_h]$$

$$W_{7-8} = 0,25 \cdot 9,81 \cdot [0,5 \cdot (2,85 + 7,5) \cdot 0,7 + 0] + 0,25 \cdot 9,81 \cdot [0,5 \cdot$$

$$(2,85 + 7,5) \cdot 0,7]$$

$$W_{7-8} = 17,76[N]$$

Затезна сила у тачки 8 износи:

$$F_8 = F_7 + W_{7-8} = 1,06 \cdot F_3 + 184,44 + 17,76$$

$$F_8 = 1,06 \cdot F_3 + 202,2[N]$$

Одређивање силе затезања у тачки 1, која је последица силе затезања у тачки 2 и отпора на деоницама 1-2 и 2-3 се може извршити методом обиласка по контури у смеру супротном од смера кретања траке.

Коришћењем формула следи:

$$F_2 = F_3 + W_{2-3} = F_3 - \omega \cdot g \cdot (q_{rN} \cdot LN + q_{VE} \cdot LN_h) - q_{VE} \cdot g \cdot HN$$

$$F_2 = F_3 - 0,25 \cdot 9,81 \cdot (0 + 7,5 \cdot 13,7) + 7,5 \cdot 9,81 \cdot 1,4$$

$$F_2 = F_3 - 148,9[N]$$

$$F_1 = F_2 + W_{1-2} = F_2 + \omega \cdot g \cdot (q_{rN} \cdot LN + q_{vE} \cdot LN_h)$$

$$F_1 = F_3 - 148,9 + 0,25 \cdot 9,81 \cdot (0 + 7,5 \cdot 0,65)$$

$$F_1 = F_3 - 148,9 + 11,95$$

$$F_1 = F_3 - 136,9[N]$$

$$F_s = F_1 = F_3 - 136,9[N]$$

Сила затезања у тачки 8 (тачка наиласка траке на погонски добош) са утицајем отпора превијању траке преко погонског добоша износи:

$$F_n = F_{\max} = k_p \cdot F_8 = 1,06 \cdot F_8 \quad (1,11)$$

$$F_n = F_{\max} = 1,06 \cdot (1,06 \cdot F_3 + 202,2) = 1,12 \cdot F_3 + 214,33[N]$$

Сагласно формули:

$$\frac{F_n}{F_s} = e^{\mu \alpha} \rightarrow \frac{1,12 \cdot F_3 + 214,33}{F_3 - 136,9} = e^{50\pi} = 4,81 \quad (1,12)$$

где је:

$$\mu = 50 \text{ из табеле 2.16}$$

$$\frac{1,12 \cdot F_3 + 214,33}{F_3 - 136,9} = 4,81$$

$$1,12 \cdot F_3 + 214,33 = 4,81 \cdot (F_3 - 136,9)$$

$$1,12 \cdot F_3 + 214,33 = 4,81 \cdot F_3 - 658,5$$

$$1,12 \cdot F_3 - 4,81 \cdot F_3 = -214,33 - 658,5$$

$$-3,69 \cdot F_3 = -872,8 / (-1)$$

$$F_3 = \frac{872,8}{3,69}$$

$$F_3 = 236,5[N]$$

Ради лакшег цртања дијаграма промене сила дуж развијене контуре у табели 6. биће табеларно приказане вредности сила у одговарајућим тачкама.

Табела 6: Силе по развијеној контури

Тачка	Једначина силе [N]	Вредност силе [N]
1	$F_1 = F_3 - 136,9$	$F_1 = 99,6$
2	$F_2 = F_3 - 148,9$	$F_2 = 87,6$
3	$F_3 = 236,5$	$F_3 = 236,5$
4	$F_4 = F_3 + 11,95$	$F_4 = 248,45$
5	$F_5 = 1,06 \cdot F_3 + 12,37$	$F_5 = 263,06$
6	$F_6 = 1,06 \cdot F_3 + 27,34$	$F_6 = 278,03$
7	$F_7 = 1,06 \cdot F_3 + 184,44$	$F_7 = 435,89$
8	$F_8 = 1,06 \cdot F_3 + 202,2$	$F_8 = 452,89$

Вучна сила на погонском добошу рачуна се као разлика максималне и минималне силе затезања и износи:

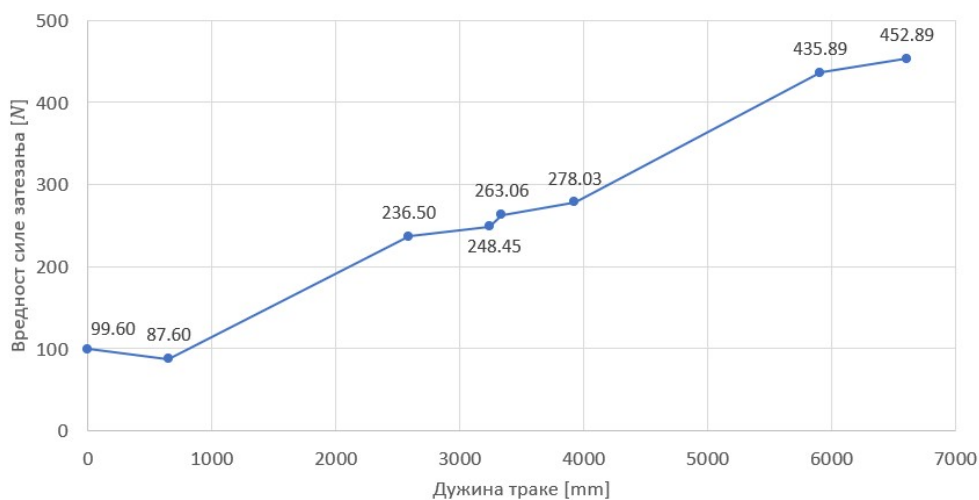
$$F_o = F_n - F_s \quad (1,13)$$

$$F_o = 479,21 - 99,6 = 379,61[N]$$

$$F_n = F_{\max} = 1,12 \cdot F_3 + 214,33 = 1,12 \cdot 236,5 + 214,33 = 479,21[N]$$

$$F_s = F_1 = F_3 - 136,9 = 236,5 - 136,9 = 99,6[N]$$

На слици 2. дијаграмски су приказане вредности сила:



Слика 2. Дијаграмски приказ вредности сила по тачкама на контури

4. Димензионисање електромотора

На основу вредности вучне силе рачуна се снага на вратилу погонског добоша према обрасцу:

$$P_0 = F_0' \cdot v \quad (1,14)$$
$$P_0 = \frac{P_0}{\eta_v}$$

Коефицијент корисног дејства вратила погонског добоша усваја се из интервала $\eta_v = 0,95$ до $0,98$ на основу препоруке [1]. Усвојено је $\eta_v = 0,98$
Потребна снага погонског електромотора дата је изразом:

$$P_{EM} = \frac{P_0}{\eta_{meh}} \quad (1,15)$$

Коефицијент корисног дејства погонског механизма дат је као препорука и износи [1]:

$\eta_{meh} = 0,75$ до $0,85$. Усвојено је $\eta_{meh} = 0,85$

Снага електромотора за погон транспортера износи:

$$P_{EM} = 10 \cdot \frac{10}{\eta_{meh}} = 10 \cdot \frac{10}{meh} = 10 \cdot \frac{10}{0,95 \cdot 0,75} = 0,266$$

Из каталога произвођача електромотора, усваја се електромотор са следећим карактеристикама:

- снага електромотора: $P_{EM} = 0,37 \text{ kW}$
- број обртаја електромотора: $n = 2830 \text{ min}^{-1}$

4. ЗАКЉУЧАК

Тракасти транспортери представљају незамењиву карику у савременим индустријским процесима, пружајући ефикасан, поуздан и економичан начин транспорта материјала. Њихова примена омогућава континуирану производњу, смањење губитака и оптимизацију радних процеса. Иако су тракасти транспортери веома поуздани, њихова имплементација захтева пажљиво планирање и прилагођавање специфичним захтевима сваког индустријског окружења. Изазови попут одржавања, оптимизације енергетске ефикасности и прилагођавања новим технолошким захтевима захтевају константно праћење и унапређење. Ипак, њихова улога као кључног технолошког решења у индустријској логистици је недвосмислена.

5. ЛИТЕРАТУРА:

- [1] М.Гашић, Транспортне машине-извод из теорије са примерима, Машински Факултет: Краљево, 2017.
- [2] М. Гашић, Транспортни уређаји-непрекидни транспорт, Машински факултет: Краљево, 1997.
- [3] Н. Зрнић, Изводи са предавања у електронској форми, 2017.
- [4] С. Тошић, Транспортни уређаји-Механизација транспорта, Машински факултет Институт за механизацију: Београд, 1999.