

Henryk Kostrzewa

OPTIMALIZACJA ODLEGŁOŚCI MIĘDZY ZESTAWAMI KRĄŻNIKOWYMI
ZE WZGLĘDU NA OPORY RUCHU DLA NACHYLONEGO PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

Streszczenie: W artykule omówiono zależność oporów jednostkowych przenośnika taśmowego od odległości zestawów krążnikowych. Wyznaczono zależność matematyczną optymalnej odległości zestawów krążnikowych od parametrów konstrukcyjnych, ruchowych oraz nachylenia trasy przenośnika taśmowego.

1. Wstęp

Jedną z metod obliczania oporów ruchu przenośnika taśmowego jest metoda oporów jednostkowych. W metodzie tej opory ruchu przenośnika taśmowego dzieli się na poszczególne składowe tworzące dwie grupy oporów: a) główne i b) skupione.

Do oporów głównych, które występują na całej długości przenośnika taśmowego zaliczamy:

- opór obracania krążników,
- opór toczenia krążników po taśmie (opór wynikający z odkształcenia taśmy dociskanej do krążników),
- opór zginania taśmy przy przejściu przez krążniki,
- opór falowania nosiwa na taśmie,
- opór poślizgu na zestawach krążnikowych naprowadzających.

W skład oporów skupionych, które występują w określonych punktach przenośnika taśmowego zaliczamy:

- opór przewijania taśmy przez bębny,
- opory w łożyskach bębnowych,
- opory tarcia i przyspieszania materiału w miejscu nadawy,
- opór tarcia materiału na ograniczeniach bocznych w miejscu nadawy.

Określenie ilościowe sumy powyższych oporów pozwala dobrać odpowiednio wytrzymałą taśmę oraz jest podstawą doboru mocy napędu przenośnika taśmowego. Suma oporów przenośnika taśmowego zależy od wielu cech konstrukcyjnych i parametrów pracy przenośnika taśmowego m.in. odległości zestawów krążnikowych.

2. Zależność oporów głównych od odległości zestawów krążnikowych

2a. Opory obracania krążników

W trakcie obracania krążnika powstają opory pochodzące od tarcia w łożyskach i uszczelnieniach. Badaniem oporów obracania krążników zajmowało się wielu badaczy. Wynikiem tych badań jest fakt, że opory te nie zależą praktycznie od ciężaru działającego na krążnik, tak więc i ciężaru obrotowego krążnika. Opór zestawu krążnikowego można obliczyć na podstawie ogólnego wzoru:

$$W_{OK} = n(C_1 + C_2 \cdot v) \quad [\text{kg}] \quad (1)$$

n - ilość krążników w zestawie krążnikowym,

v - prędkość taśmy $[\text{m/s}]$,

C_1, C_2 - stałe zależne od konstrukcji krążnika (dla krążników ze stałą osią i uszczelnieniem labiryntowym $C_1 = 0,10$; $C_2 = 0,030$).

Z powyższego wzoru wynika, że opór obracania krążników jest liniową funkcją prędkości. Dla bardzo dużych prędkości obwodowych krążnika funkcja (1) traci charakter liniowy. Podstawiając do wzoru (1) wzór na ilość zestawów krążnikowych w gałęzi ładownej lub próznej przenośnika taśmowego o długości L

$$Z = \frac{L}{l_p} \quad (2)$$

L - długość przenośnika $[\text{m}]$,

l_p - odległość zestawów krążnikowych w gałęzi ładownej lub próznej $[\text{m}]$

otrzymujemy wzór na całkowity opór obracania krążników w odnośnej gałęzi przenośnika taśmowego o długości L

$$P_{OK} = W_{OK} \cdot Z = n(C_1 + C_2 \cdot v) \frac{L}{l_p} \quad [\text{kg}] \quad (3)$$

Z wzoru (3) wynika, że udział oporów obracania krążników w sumarycznym oporze ruchu przenośnika taśmowego w przypadku zmniejszenia odległości zestawów rośnie odwrotnie proporcjonalnie.

Udział procentowy całkowitych oporów obracania krążników w sumarycznym oporze ruchu przenośnika taśmowego jest średnio rzędu 30%. Tak więc jest to jeden z podstawowych oporów determinujących zapotrzebowanie mocy.

2b. Opór toczenia krążników po taśmie

Jest to opór, którego udział w oporze sumarycznym przenośnika jest maksymalny i średnio przekracza 30%. Opór toczenia krążników po taśmie jest wynikiem tego, że taśma przenośnikowa nie jest ciałem idealnie sprężystym wykazując wyraźne własności reologiczne kombinacji ciała idealnie sprężystego i lepkiego, wskutek czego, część energii ściskania między krążnikiem a taśmą przenośnikową zamienia się na ciepło. Istnieje wiele formuł określających opory toczenia krążnika po taśmie. Schwarz [6] w wyniku badań doświadczalnych ustalił wzór, który ujmuje największą ilość zmiennych wpływających na opór toczenia krążnika po taśmie, który może być jednak stosowany dla wyznaczania oporów taśm o takich parametrach, jak taśmy badane. Schwarz wyznaczył wzór:

$$W_{OT} = f(V, N, e, d, K) \quad (4)$$

- V - prędkość taśmy przenośnikowej,
- N - nacisk taśmy na krążnik,
- e - grubość bieżnika,
- K - naciąg taśmy,
- d - średnica krążnika.

Ze względu na to, że własności reologiczne gumy zależą od temperatury w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ustalono cykl badań celem określenia wpływu temperatury na opór toczenia krążnika po taśmie. Jest to uzasadnione biorąc pod uwagę, że przenośniki odkrywkowe pracują w zakresie temperatur $(-30^{\circ}\text{C}) + (+30^{\circ}\text{C})$. Przewiduje się także wyznaczenie wpływu własności reologicznych materiału taśmy i jej konstrukcji na opory toczenia.

Badania Schwarz'a wykazały, że największy wpływ na opory toczenia krążnika po taśmie ma nacisk krążnika na taśmę oraz średnica krążnika. Także dla celów praktycznych można zastosować wzór Leyena [4], który dla jednego ze stawu krążnikowego ma postać

$$W_{TK} = \varphi \cdot \frac{C}{B^{0,4}} \cdot [(q_t + q_u) \cdot l_p]^{1,4} \quad [\text{kg}] \quad (5)$$

φ - współczynnik uwzględniający zwiększenie oporu wskutek uformowania niecki, np. dla kąta nachylenia krążników bocznych

$$\beta_K = 30^{\circ}, \quad \varphi = 1,3,$$

C - współczynnik zależy od średnicy krążnika dla $d_K = 108 \text{ mm}$

$$C = 14,10 \cdot 10^{-3},$$

q_t - ciężar mb taśmy [kg/m],

q_u - ciężar materiału na mb taśmy [kg/m],

B - szerokość taśmy [cm].

Podstawiając do formuły (5) wzór na ilość zestawów krążnikowych w gałęzi ładowej lub próżnej przenośnika taśmowego o długości L

$$Z = \frac{L}{l_p} \quad (6)$$

oraz uwzględniając jego nachylenie podczas pracy (zakładamy niezależność ψ od α) otrzymujemy wzór na całkowity opór toczenia krążników po taśmie w odnośnej gałęzi przenośnika taśmowego o długości L pracującego na trasie o nachyleniu α :

$$P_{TK} = L \cdot \psi \cdot \frac{C}{B^{0,4}} [(q_t + q_u) \cdot \cos \alpha]^{1,4} \cdot l_p^{0,4} \quad [\text{kG}], \quad (7)$$

α - nachylenie trasy przenośnika taśmowego [°].

Z wzoru (7) wynika, że w miarę wzrostu odległości między zestawami krążnikowymi rośnie całkowity opór toczenia krążników po taśmie.

2c. Opór zginania taśmy przy przejściu przez krążniki

Zwis taśmy między zestawami krążnikowymi jest zależny od odległości zestawów krążnikowych, obciążenia jednostkowego, naciągu taśmy i jej sztywności.

Opór zginania taśmy przy przejściu przez krążniki dla przenośnika o długości L można wyznaczyć ze wzoru Leyena [4]

$$P_{ZT} = L \cdot \psi \cdot \psi_1 (q_t + q_u) \frac{h}{l_p} \quad [\text{kG}] \quad (8)$$

ψ_1 - współczynnik tłumienia wynosi 0,085,

h - zwis taśmy [m].

Stosunek $\frac{h}{l_p}$ należy ograniczyć do 1,5% ze względu na szybki wzrost oporów przy dalszym zwiększaniu zwisu. W tym zakresie zwisu względnego udział procentowy oporu zginania taśmy przy przejściu przez krążniki w sumarycznych oporach ruchu przenośnika taśmowego jest średnio rzędu 2%. Ze wzoru (8), wynika, że opór ten jest odwrotnie proporcjonalny do odległości między zestawami krążnikowymi. W dalszych rozważaniach uniezależnimy opór zginania taśmy przy jej przejściu przez krążniki przyjmując stosunek $\frac{h}{l_p} = \text{const}$, który można przyjmować w zakresie 0,01 + 0,015. Wobec powyższego

opór ten nie zostanie uwzględniony w obliczeniach optymalnej odległości zestawów krążnikowych, co jest dopuszczalne ze względu na to, że opór ten jest mały, tak więc i wpływ tegoż oporu na optymalną odległość zestawów krążnikowych jest do pominięcia.

2d. Opór falowania nosiwa na taśmie

Przy ruchu taśmy następuje stałe mieszanie się materiału na taśmie. Energia tracona na zmianę układu ziaren strugi materiału, nieodwracalnie idzie na nagrzanie materiału na taśmie, ścieranie materiału i taśmy oraz inne straty. Opór falowania nosiwa na taśmie można wyznaczyć ze wzoru Leyna [4]

$$P_{FN} = \psi_2 \cdot \psi_2 \cdot (q_t + q_u) \frac{h}{l_p} \quad [\text{kG}] \quad (9)$$

Współczynnik ψ_2 jest zależny od rodzaju nosiwa i prędkości taśmy. Obecnie nie ma wyników badań, które pozwoliłyby dokładnie określić jego wielkość, niemniej ze względu na mały udział tych oporów w sumarycznym oporze ruchu przenośnika taśmowego przy zwisie względnym nie przekraczającym wartości 1,5%, można przyjąć jedną wartość dla wszystkich przypadków, a mianowicie: $\psi_2 = 0,048$. Ogólnie opór falowania nosiwa jest zależny odwrotnie proporcjonalnie od odległości zestawów krążnikowych, jak wynika ze wzoru (9). Zgodnie z przyjęciem wielkości $\frac{h}{l_p} = \text{const}$, co uczyniono w punkcie 2c, opór ten nie zostanie uwzględniony w obliczeniach optymalnej odległości zestawów krążnikowych, co jest do przyjęcia ze względu na jego stosunkowo mały udział procentowy w sumarycznych oporach przenośnika taśmowego. Według Spiwakowskiego [5] dla przenośnika o długości 500 m i wydajności $600 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}} \right]$ jest rzędu 10%.

2e. Opór poślizgu taśmy na zestawach krążnikowych naprowadzających

Opór ten powstaje wskutek tarcia taśmy o krążniki boczne wychylane w płaszczyźnie równoległej do trasy o kąt α w kierunku ruchu taśmy przenośnikowej.

Opory te można wyznaczyć ze wzoru:

$$W_{PT} = \lambda_p (q_t + q_u) \cdot l_p \cdot \mu_p \cdot \cos \beta_K \cdot \sin \alpha \quad [\text{kG}] \quad (10)$$

λ_p - współczynnik zależny od ilości krążników w zestawie krążnikowym,

μ_p - kinematyczny współczynnik tarcia między taśmą przenośnikową a krążnikiem,

β_K - kąt nachylenia krążników bocznych w płaszczyźnie prostopadłej do trasy przenośnika taśmowego,

α - kąt wychylenia krążników bocznych w płaszczyźnie równoległej do trasy przenośnika taśmowego.

Podstawiając do wzoru (10) wyrażenie na ilość zestawów krążnikowych naprowadzających w gałęzi ładownej przenośnika taśmowego o długości L

$$Z = \frac{L}{k \cdot l_p}, \quad (11)$$

gdzie

$$k = \frac{l_{zn}}{l_p} \quad (12)$$

l_{zn} - odległość między zestawami naprowadzającymi taśmę [m].

Otrzymujemy wzór na całkowity opór poślizgu taśmy na zestawach naprowadzających taśmę

$$P_{PT} = \lambda_p (q_t + q_u) \frac{L}{k} \cdot \mu_p \cdot \cos \beta_k \cdot \sin \alpha \quad [kG] \quad (13)$$

Wartość współczynnika k dla danego przenośnika taśmowego można przyjąć jako stałą, której wielkość zależy od cech konstrukcyjnych przenośnika i jego warunków eksploatacji.

Z wzoru (13) wynika, że opory te nie zależą do odległości zestawów krążnikowych. Opory skupiane - wymienione we wstępie tego artykułu - również nie zależą od odległości zestawów krążnikowych. Ich udział w oporach sumarycznych przenośnika taśmowego można wyznaczyć przy pomocy wzoru Grudaczewa (2)

$$P_S = (0,05 + 0,15) \cdot (P_{OK} + P_{TK} + P_{PT}) \quad [kG] \quad (14)$$

Dokładną wartość sumy oporów skupionych P_S można wyznaczyć obliczając każdy opór skupiony z osobna na podstawie odpowiedniego wzoru dla danego oporu skupionego. Wartość P_S otrzymamy, dodając wyliczone wartości wymienionych we wstępie oporów skupionych. W przypadku obliczania oporów w gałęzi próżnej przenośnika taśmowego wg wzoru (5), (7), (8), (9) należy podstawić: $q_u = 0$.

3. Obliczenie optymalnej odległości między zestawami krążnikowymi

Suma oporów głównych zależnych od odległości zestawów krążnikowych wynosi:

$$P_o = P_{OK} + P_{TK} + P_{ZT} + P_{FN} \quad (15)$$

Zaleca się przyjmować:

$$\frac{h}{l_p} = 0,010 + 0,015 \quad (16)$$

Przyjmując stałą wartość $\frac{h}{l_p}$ - co zostało ustalone w punkcie 2c i 2d - dwa ostatnie człony równania (15) są niezależne od odległości zestawów krążnikowych. Wartość optymalną odległości zestawów krążnikowych otrzymamy po przyrównaniu różniczkowanego równania (15) podług l_p do zera.

$$\frac{dP_C}{dl_p} = L \cdot [n(C_1 + C_2 \cdot V) \frac{1}{l_p^2} + \varphi \frac{0,4C}{B^{0,4}} [(q_t + q_u) \cos \alpha]^{1,4} \cdot l_p^{-0,6}] = 0 \quad (17)$$

$$l_{p,opt.} = \frac{1}{(q_t + q_u) \cos \alpha} \left[\frac{B^{0,4} \cdot n(C_1 + C_2 \cdot V)}{0,4 \cdot \varphi \cdot C} \right]^{1,4} \quad [m] \quad (18)$$

Obciążenie taśmy q_u jest zależne od: rodzaju materiału, szerokości taśmy i rodzaju zestawów krążnikowych. Dalsze rozważania przeprowadzimy dla zestawów krążnikowych z trzema krążnikami nośnymi, który to zestaw jest w Polsce powszechnie stosowany.

Rzeczywistą ilość urobku, znajdującą się na mb. taśmy można wyznaczyć ze wzoru:

$$q_u = 1000 \cdot F_{rz} \cdot \uparrow \left[\frac{kg}{m} \right] \quad (19)$$

F_{rz} - przekrój rzeczywisty strugi materiału $[m^2]$,

\uparrow - ciężar usypowy materiału $\left[\frac{T}{m^3} \right]$.

Znając pole przekroju strugi w płaszczyźnie prostopadłej do taśmy, czyli przekrój rzeczywisty, można wyznaczyć dla danego przenośnika transportującego materiał o ciężarze usypowym \uparrow przy prędkości V taśmy, wydajność rzeczywistą

$$Q_{rz} = 3600 \cdot F_{rz} \cdot \uparrow \cdot V \left[\frac{T}{h} \right] \quad (20)$$

Wydajność rzeczywistą można wyznaczyć także z wzoru:

$$Q_{rz} = Q_T \cdot k_n \cdot k_z \left[\frac{T}{h} \right] \quad (21)$$

k_n - współczynnik określający wpływ kąta nachylenia przenośnika na jego wydajność rzeczywistą dla $\alpha = 0+30^\circ$ wynosi $0+0,56$ (DIN 22101),

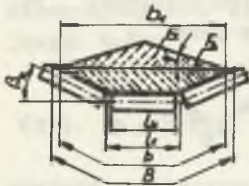
k_z - współczynnik nierównomierności załadowania taśmy,

Q_T - wydajność teoretyczna $[T/h]$,

$$Q_T = 3600 \cdot F_T \cdot j \cdot v \left[\frac{T}{h} \right], \quad (22)$$

F_T - przekrój teoretyczny strugi $[m^2]$.

Z wzorów (20), (21) i (22) można wyznaczyć zależność:



Rys. 1. Teoretyczny przekrój poprzeczny materiału transportowanego dla zestawu trójkątnikowego

$$\frac{F_{rz}}{F_T} = k_n \cdot k_z \quad (23)$$

stąd:

$$F_{rz} = F_T \cdot k_n \cdot k_z \quad [m^2] \quad (24)$$

Przekrój teoretyczny strugi materiału, zgodnie z rys. 1 dla zestawu trójkątnikowego wynosi:

$$F_T = F_1 + F_2 \quad [m^2]. \quad (25)$$

Z zależności trygonometrycznych można wyznaczyć:

$$F_1 = \frac{b^2}{4} \operatorname{tg} \varrho \quad [m^2], \quad (26)$$

ϱ - kąt naturalny usypu materiału w ruchu $[^\circ]$,

$$F_2 = \frac{b_1^2}{4} \operatorname{tg} \beta_k - \frac{l_1^2}{4} \operatorname{tg} \beta_k \quad [m^2], \quad (27)$$

$$b_1 = (b - l_1) \cos \beta_k + l_1 \quad [m]. \quad (28)$$

Podstawiając wzory (26), (27), (28) do wzoru (25) oraz wprowadzając stosunek $= \frac{1}{b}$ i zależność empiryczną $b = 0,009B - 0,05$ (m) otrzymujemy:

$$F_T = \frac{(0,009B - 0,05)^2}{4} \left[\cos^2 \beta_k + \lambda (1 - \cos \beta_k)^2 \cdot (\operatorname{tg} \beta_k + \operatorname{tg} \varphi) - \lambda^2 \operatorname{tg} \beta_k \right] \quad [m^2]. \quad (29)$$

W Polsce stosujemy coraz częściej zestawy trójkrażnikowe o $\beta_k = 30^\circ$ (prze-nośniki typu "Gwarek"). Dla węgla można przyjąć średnią wartość naturalnego kąta usypu materiału w ruchu $\varphi = 30^\circ$. Dla tych wartości otrzymamy u-proszoną postać wzoru (29)

$$F_T = \frac{b^2}{4} \left(\frac{\sqrt{2}}{2} + 0,02 \lambda - 0,6 \lambda^2 \right) \quad [m^2] \quad (30)$$

Dla zestawów trójkrażnikowych, produkowanych w Polsce, współczynnik wynosi średnio 0,45. Podstawiając tę wartość do wzoru (30), otrzymamy:

$$F_T = 0,15 \cdot b^2 \quad [m^2]. \quad (31)$$

Po podstawieniu wzorów (19), (24), (31) do wzoru (18) oraz przyjęciu

$$\ddagger = 0,87 \left[\frac{T}{m} \right] - \text{średni ciężar usypowy węgla}$$

$$\varphi = 1,3 \quad k_z = 1,0 \quad n = 3$$

otrzymujemy przybliżoną formułę na obliczenie optymalnej odległości trój-krażnikowych zestawów o ww. cechach konstrukcyjnych:

$$l_{p.opt.} = \frac{1}{(q_t + 120b^2 k_n) \cos \alpha} \left[\frac{6B^{0,4} (C_1 + C_2 \cdot V)}{C} \right]^{1,4} \quad [m]. \quad (32)$$

Ostateczny wzór (32) na optymalną odległość zestawów trójkrażnikowych po-daje, że odległość ta zależy od parametrów konstrukcyjnych i ruchowych przenośnika taśmowego, a także jest funkcją nachylenia trasy, na której przenośnik taśmowy został zainstalowany. Procentowe zwiększenie - przy-jmując optymalną odległość zestawów trójkrażnikowych przenośnika taśmowego pracującego w poziomie za 100% - optymalnego zestawu trójkrażnikowego te-go samego przenośnika taśmowego pracującego na nachyleniu α , można obli-czyć ze wzoru:

$$u = \frac{(q_t + 120b^2) 100}{(q_t + 120b^2 k_n) \cos \alpha} - 100 \quad [\%]. \quad (33)$$

Przeprowadzone obliczenia dla przenośnika typu "Gwarek-1000" z pięcioprzeładnikową taśmą TK-250 wykazały, że wartość "u" dla tego przenośnika przy jego pracy na nachyleniu 30° wynosi 84%, czyli praktycznie optymalny rozstaw podpór krążnikowych dla podanego kąta nachylenia jest dwukrotnie większy od optymalnego rozstawu podpór krążnikowych tego przenośnika taśmowego pracującego w poziomie.

4. Zakończenie

Analiza matematyczna wzoru (33) oraz przytoczony przykład liczbowy wskazują, że wraz ze wzrostem kąta nachylenia (praca w pochylni lub upadkowej) rośnie optymalna odległość zestawów krążnikowych. Z powyższego wynika, że dla przenośnika o optymalnej odległości zestawów krążnikowych ilość elementów składowych maleje wraz ze wzrostem nachylenia trasy przenośnika taśmowego, co w wyniku daje:

- zwiększenie niezawodności przenośnika taśmowego,
- zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych.

Byłoby interesujące sprawdzenie powyższych wniosków na konkretnym przenośniku taśmowym o konstrukcji umożliwiającej przesuwanie zestawów krążnikowych.

LITERATURA

1. Antoniak J., Obliczenia przenośników stosowanych w górnictwie.
2. Grudaczev A., K. voprosu o zavisimosti koeficienta soprotivlenija dviżenju lienty ot szaga ustanovkirolikov. Razrabotka nr 20 1970.
3. Lechman H.P., Der Walkwiderstand von Gumigurtfördererem. Forschung nr 5 1954.
4. Iyen von H., Der Tragrollenabstand bei Fummigurtförderern und seir Einfluss auf die Gurtbeanspruchung auf die Laufwiderstande. Deutsche Hebe u. Fördertechnik 1962 nr 2, 3, 4, 5, 6.
5. Spivakowski A.O., Podzemnyje konwiejnyje ustanovki. Gosgortiechizdat 1960.
6. Schwarz F., Zum Eindrückrollwiderstand zwischen Fördergurt und Tragrolle. Fordern und Heben nr 12 1967.
7. Żabówka H., Przenośniki taśmowe o zwiększonym rozstawie krążników nośnych. Przegląd Mechaniczny 1969 nr 1.
8. Żur T., Transport kopalniany w kopalniach odkrywkowych T. 1 1966.

ЗАВИСИМОСТЬ РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ СОСТАВАМИ ТРАНСПОРТНЫХ РОЛИКОВ
СО СООБРАЖЕНИЕМ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИИ
ДЛЯ НАКЛОННОГО КОНВЕЙЕРА

Р е з ю м е

В статье обсуждается зависимость удельных сопротивлений ленточного конвейера от расстояния составов транспортных роликов. Определена математическая зависимость оптимального расстояния составов транспортных роликов от технических характеристик, а также от наклона конвейерной дороги.

THE OPTIMUM DISTANCE BETWEEN STATEMENT TROLLEY OF REGARD AT RESISTENCE
MOVEMENT FOR OF BAND CONVEYER INE LINE

S u m m a r y

The article contains a description of the unit resistance of the belt conveyor depending on the distance between rollers. The optimum distance between roller units is defined mathematically depending on constructional and industrial parameters as well as incidence of the belt conveyor line.