

KAZIMIERZ FURMANIK*

Wpływ sprzężenia ciernego nosiwa z taśmą na możliwości eksploatacyjne przenośnika taśmowego

Słowa kluczowe

Tarcie, przenośniki taśmowe, sprzężenie cierne.

Key-words

Friction, belt conveyors, frictional contact.

Streszczenie

Jednym z istotnych ograniczeń w stosowaniu konwencjonalnych przenośników taśmowych z taśmą gładką na trasach nachylonych może być sprzężenie cierne transportowanego materiału (nosiwa) z taśmą przenośnika. Ważnym jest, by materiał ten w czasie transportowania nie doznawał poślizgu po taśmie nie tylko w czasie ruchu ustalonego, ale także podczas rozruchu i hamowania przenośnika.

W pracy przeanalizowano wpływ sprzężenia ciernego nosiwa z taśmą przenośnika na jego możliwości eksploatacyjne.

1. Wprowadzenie

Przenośniki taśmowe są uniwersalnymi środkami transportu materiałów rozdrobnionych (kawałkowatych, sypkich i pylistych) pracującymi w szerokim zakresie ich długości, prędkości, nachyleń i wydajności. Jednym z istotnych

* Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tel.: (012) 617-30-72, e-mail: fukaz@agh.edu.pl

ograniczeń w stosowaniu konwencjonalnych przenośników taśmowych na trasach nachylonych może być sprzężenie ciernie transportowanego materiału (nosiwa) z gładką taśmą przenośnika, zarówno przy transporcie „w górę”, jak i „w dół”. Istotne jest wtedy, by nosiwo w czasie transportowania nie doznawało poślizgu po taśmie nie tylko w czasie ruchu ustalonego, ale także podczas rozruchu i hamowania przenośnika. Zatem jego konstrukcja (np. układ i prędkość taśmy, jej podparcie i własności ciernie) oraz sposób rozruchu i hamowania powinny zapewniać stateczny ruch nosiwa wraz z taśmą, gdyż jego zaburzenie, zwłaszcza przy większych nachyleniach i długościach tras, może spowodować zagrożenie dla bezpiecznej pracy przenośnika. Zagadnienia te są istotne dla praktyki inżynierskiej i dlatego w niniejszej pracy podjęto analizę sprzężenia cierniego transportowanego materiału z taśmą przenośnika w aspekcie oceny jego możliwości eksploatacyjnych.

2. Analiza współdziałania nosiwa z taśmą przenośnika

Poprawna praca konwencjonalnego przenośnika taśmowego wymaga, między innymi, dobrego sprzężenia cierniego transportowanego materiału z taśmą, zwłaszcza na trasach nachylonych. W zależności od wielkości obciążenia przenośnika nosiwem, znaku i wartości kąta nachylenia trasy, wymagane jest doprowadzanie energii napędowej lub jej odbieranie, a przy kącie granicznym α_0 (o ujemnej wartości) nachylenia trasy pobór energii jest równy zeru, gdyż wtedy składowa styczna siły ciężkości transportowanego materiału równoważy opory ruchu przenośnika. Pomijając opory dodatkowe (np. przy załadunku nosiwa) całkowity opór ruchu przenośnika wynosi [1, 2]:

$$W = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot (2m_t + m_u + m_k) \cos \alpha + g \cdot m_u \cdot L \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (1)$$

gdzie: $m_u = \frac{Q}{3,6 \cdot v}$ – masa jednostkowa nosiwa, kg/m

m_t – masa jednostkowa taśmy, kg/m

$m_k = m_{kg} + m_{kd}$ – masa jednostkowa krażników (górnych i dolnych), kg/m

Q – wydajność masowa przenośnika, t/h

v – prędkość taśmy, m/s

C, f – współczynniki oporów ruchu,

L – długość przenośnika, m

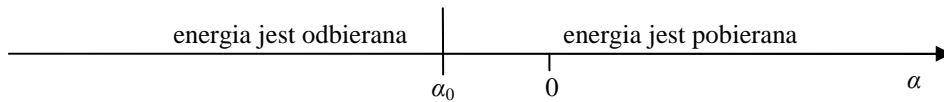
g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2

α – kąt nachylenia trasy przenośnika (rys. 2a) względem poziomu, °.

Z równania (1), przy $W = 0$ otrzymujemy wartość graniczną kąta $\alpha = \alpha_0 < 0$ nachylenia trasy, przy której przenośnik już nie pobiera energii napędowej, a przy $\alpha < \alpha_0$ – wymaga hamowania (rys. 1). Wartość tego kąta wynosi:

$$\alpha = \alpha_0 = -\arctg\left[C \cdot f \cdot \left(2 \frac{m_t}{m_u} + \frac{m_k}{m_u} + 1\right)\right] \quad (2)$$

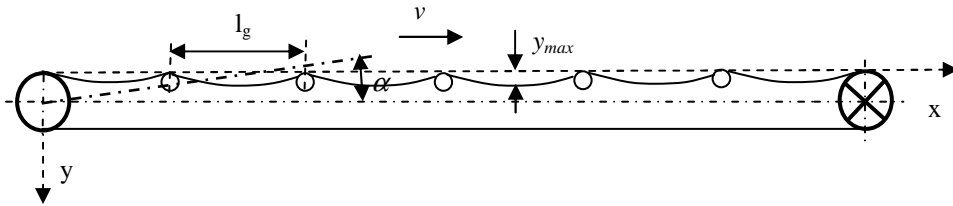
Dla określonych warunków eksploatacji oraz parametrów konstrukcyjno-ruchowych przenośnika z zależności (2) można wyznaczyć wartość kąta α_0 . W zależności od wartości współczynników tarcia wewnętrznego i zewnętrznego transportowanego materiału może on, przy odpowiednich nachyleniach trasy, zsuwać się po samym sobie lub po taśmie.



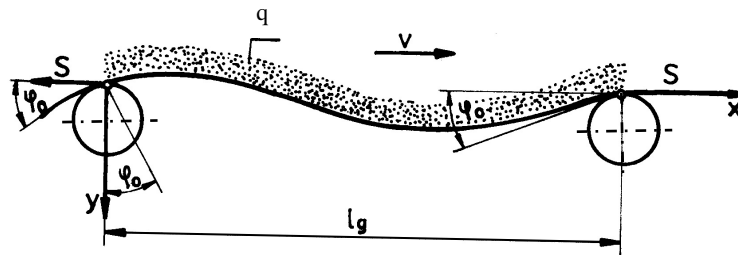
Rys. 1. Możliwe stany pracy przenośnika taśmowego
Fig. 1. Possible states of belt conveyor operation

Poniżej rozważono zachowanie się nosiwa w czasie ruchu taśmy po zestawach kółkowych przenośnika wznoszącego ($\alpha > 0$). Uwzględniono przy tym odkształcenia taśmy z nosiwem w płaszczyźnie pionowej, na kierunku prostopadłym do wzdłużnej osi x przenośnika (rys. 2), pomijając jej przemieszczenia na kierunku poziomym poprzecznym (poza zestawami taśma rozchyła się).

a)



b)



Rys. 2. Schematy: a) przenośnika; b) odkształcenia taśmy
Fig. 2. Schemes of: a) conveyor; b) belt deformations

Przyjmując model taśmy, traktowanej jako belka liniowo-sprężysta, obciążona poprzecznie stałym obciążeniem q (pochodzącym od masy taśmy i nosiwa), przy uwzględnieniu sztywności zginania poprzecznego przekroju taśmy oraz kąta początkowego ugięcia φ_0 w miejscach podpór kraźnikowych (rys. 2 b), kąt ugięcia górnego ciągu taśmy opisuje równanie [2]:

$$\begin{aligned} \varphi(t) = & \frac{ql_g \cos \alpha}{2S_0} \cdot \left[\frac{\sinh(\omega \cdot x - p)}{\sinh(p)} + \left(1 - \frac{2x}{l_g}\right) \right] + \\ & + \left[\frac{1}{p} - \frac{\cosh(\omega \cdot x - p)}{\sinh(p)} \right] \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1\right)} \end{aligned} \quad (3)$$

a po jego scałkowaniu, uwzględnieniu warunków brzegowych oraz że $x = v \cdot t = x(t)$ po przekształceniach ugięcie taśmy wynosi:

$$\begin{aligned} y(t) = & \frac{ql_g \cos \alpha}{2S_0} \cdot \left[\frac{\cosh[\omega \cdot v \cdot t - p] - \cosh(p)}{\omega \cdot \sinh(p)} + v \cdot t - \frac{(v \cdot t)^2}{l_g} \right] + \\ & \left[\frac{v \cdot t}{p} - \frac{\sinh[\omega \cdot v \cdot t - p] + \sinh(p)}{\omega \cdot \sinh(p)} \right] \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1\right)} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{przy czym: } S_0 = S - (m_u + Bm_{ij}) \cdot v^2 = S - m_0 \cdot v^2 \quad (5)$$

$$p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{EJ}}, \quad \omega = \sqrt{\frac{S_0}{EJ}} \quad (6)$$

gdzie: x, m – współrzędna na kierunku osi wzdłużnej przenośnika (rys. 2a)

l_g – odległość zestawów kraźnikowych w ciągu górnym, m

m_u – masa jednostkowa nosiwa, kg/m

m_{ij} – masa jednostkowa taśmy, kg/m²

v – prędkość taśmy, m/s

B – szerokość taśmy, m

S – siła w taśmie, N

q – masa jednostkowa taśmy wraz z nosiwem, kg/m

φ_0 – kąt początkowego ugięcia taśmy na podporze kraźnikowej, rad (0,02)

α – kąt nachylenia trasy przenośnika względem poziomu, °,

EJ – sztywność zginania taśmy, N·m²

t – czas, s.

Wykorzystując wzór (4) otrzymano poniższe zależności na $v_y(t) = y'(t)$ i $a_y(t) = y''(t)$.

Prędkość normalną (względem osi wzdłużnej x przenośnika) v_y taśmy z urobkiem opisuje równanie:

$$v_y(t) = \frac{vq l_g \cos \alpha}{S_0} \cdot \left[\frac{1}{2} \sinh(\omega \cdot v \cdot t - p) \cdot \frac{1}{\sinh p} + \frac{1}{2} - \frac{v \cdot t}{l_g} \right] + v \cdot \left[\frac{1}{p} - \cosh(\omega \cdot v \cdot t - p) \cdot \frac{1}{\sinh p} \right] \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh} p} - 1 \right)} \quad (7)$$

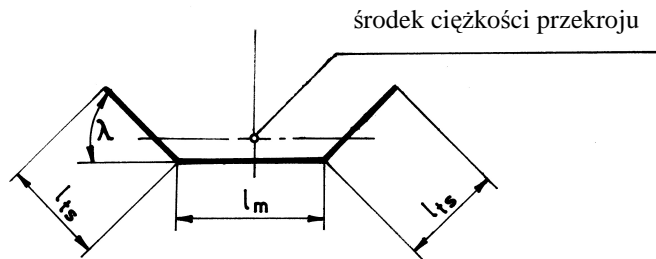
a przyspieszenie a_y na tym kierunku:

$$a_y(t) = v^2 \cdot \left\{ \begin{array}{l} \frac{q l_g \cos \alpha}{S_0} \cdot \left[\frac{1}{2} \cosh(\omega \cdot v \cdot t - p) \cdot \frac{\omega}{\sinh p} - \frac{1}{l_g} \right] - \\ - \sinh(\omega \cdot v \cdot t - p) \cdot \frac{\omega}{\sinh p} \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh} p} - 1 \right)} \end{array} \right\} \quad (8)$$

Sztywność zginania taśmy (ułożonej w nieckę jak na rys. 3) można wyznaczyć z następującego wzoru [2]:

$$EJ = 12 \cdot D \cdot \frac{l_{ts}^3}{h_t^2} \cdot \sin^2 \lambda \cdot \left[\frac{l_{ts} \cdot l_m}{B^2} + 2 \left(\frac{1}{3} - \frac{l_{ts}}{B} + \frac{l_{ts}^2}{B^2} \right) \right] \quad (9)$$

gdzie: h_t [m] – grubość okładki taśmy, a pozostałe oznaczenia jak na rys. 3.



Rys. 3. Wymiary geometryczne przekroju taśmy
Fig. 3. Geometrical dimensions of belt cross-section

Według zależności (8) nosiwo wraz z taśmą osiąga na kierunku prostym do osi przenośnika największe przyspieszenie $a_y = a_{y\max}$ przy $t = 0$ (tj. przy

$x = 0$, czyli na podporze krążnikowej) i będzie pozostawało na taśmie, gdy:
 $a_{y\max} \leq g \cos \alpha$, czyli gdy:

$$a_{y\max} = v^2 \cdot \left\{ \frac{ql_g \cos \alpha}{S_0} \cdot \left[\frac{1}{2} \cosh(p) \cdot \frac{\omega}{\sinh(p)} - \frac{1}{l_g} \right] + \sinh(p) \cdot \frac{\omega}{\sinh(p)} \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1 \right)} \right\} \leq g \cos \alpha \quad (10)$$

stąd prędkość krytyczna taśmy v_{kr} , przy której nosiwo może być z niej zrzucane na podporach krążnikowych („efekt skoczni”), wynosi:

$$v = v_{kr} = \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{\frac{ql_g \cos \alpha}{S_0} \cdot \left[\frac{1}{2} \operatorname{ctgh}(p) \cdot \omega - \frac{1}{l_g} \right] + \omega \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1 \right)}} \quad (11)$$

Dla przypadku rozruchu przenośnika „w górę” (lub jego hamowania „w dół”) krytyczne przyspieszenie styczne a_{kryt} , którego nie można przekroczyć, by nie wywołać poślizgu nosiwa po taśmie, wynosi:

$$a_{kryt} = \mu(g \cos \alpha - a_{y\max}) - g \sin \alpha \quad (12)$$

a po uwzględnieniu zależności (10) otrzymamy:

$$a_{kryt} = \mu \left\{ g \cos \alpha - v^2 \left\{ \left[\frac{1}{2} \operatorname{ctgh}(p) \cdot \omega - \frac{1}{l_g} \right] \cdot \frac{ql_g \cos \alpha}{S_0} + \omega \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1 \right)} \right\} \right\} - g \sin \alpha \quad (13)$$

W przypadku, gdy nie uwzględnimy ruchu poprzecznego taśmy z nosiwem (powodowanego jej ugięciem), to wtedy:

$$a_{kryt0} = \mu g \cos \alpha - g \sin \alpha = g(\mu \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (14)$$

a udział przyspieszenia powodowanego tym ruchem w stosunku do składowej normalnej przyspieszenia ziemskiego wynosi:

$$k = \frac{a_{y\max}}{g \cos \alpha} \quad (15)$$

Kres górny dopuszczalnych nachyleń przenośnika taśmowego stanowi kąt α_{dop} , przy którym nosiwo w ruchu ustalonym taśmy nie będzie się jeszcze po niej zsuwać; kąt ten można wyliczyć z równania (13) przyjmując $a_{kryt} = 0$, które wtedy przyjmie postać:

$$\mu \left\{ g \cos \alpha - v^2 \left\{ \left[\frac{1}{2} \operatorname{ctgh}(p) \cdot \omega - \frac{1}{l_g} \right] \cdot \frac{q l_g \cos \alpha}{S_0} + \omega \cdot \frac{\varphi_0 p}{\left(\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1 \right)} \right\} \right\} - g \sin \alpha = 0 \quad (16)$$

Rozwiązaniem równania (16) jest kąt $\alpha = \alpha_{dop}$, którego zapisu, z uwagi na zbyt rozbudowaną postać, nie podaje się. Otrzymane zależności można wykorzystać do analizy zachowania się nosiwa na taśmie przenośnika przy uwzględnieniu wpływu różnych jego parametrów konstrukcyjno-ruchowych. Ich znajomość jest istotna w racjonalnym projektowaniu przenośników taśmowych.

3. Wpływ wybranych parametrów na współdziałanie nosiwa z taśmą przenośnika

Dla zobrazowania otrzymanych powyżej zależności przeprowadzono obliczenia przyjmując:

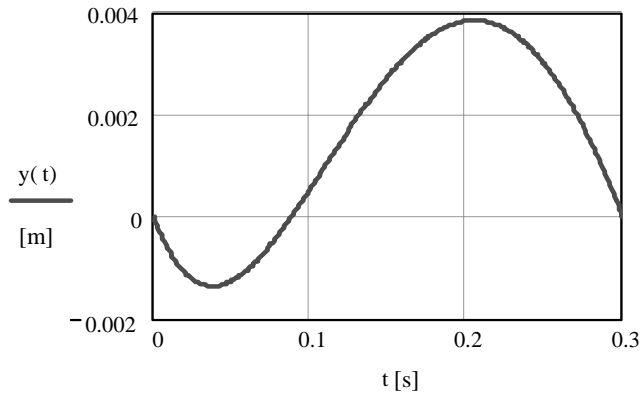
- A) taśmę z rdzeniem tekstylnym typu EP 2500/5 o danych: grubość okładki $h_t = 13,8$ mm, masa jednostkowa taśmy $m_t = 31,79$ kg/m, szerokość taśmy $B = 1,4$ m, kąt niecki w ciągnie górnym $\lambda = 35^\circ$ (rys. 3), sztywność jednostkowa taśmy $D = 5,517$ N·m oraz
- B) taśmę z rdzeniem z linek stalowych typu ST 5400 o danych: grubość taśmy 27 mm, masa jednostkowa taśmy $m_t = 64$ kg/m, szerokość taśmy $B = 1,4$ m, kąt niecki w ciągnie górnym $\lambda = 35^\circ$, sztywność jednostkowa taśmy $D = 69,66$ N·m,
- symetryczny układ taśmy na krążnikach; wymiary przekroju poprzecznego niecki (rys. 3) są następujące: $l_m = 0,53$ m, $l_{ts} = 0,435$ m;
- transportowany materiał: węgiel kamienny o gęstości usypowej $\rho = 1200$ kg/m³;
- siła w taśmie $S = 20$ kN;
- odległość zestawów krążnikowych w ciągnie górnym $l_g = 1,2$ m;
- nominalna wydajność masowa przenośnika $Q = 2400$ t/h;
- prędkość taśmy: $v = 4,0$ m/s oraz $v = 3,15$ m/s.

Obliczone ze wzoru (9) sztywności zginania wynoszą:

- dla taśmy przekładkowej $EJ = 3351$ N·m²
- dla taśmy z linkami stalowymi $EJ = 11050$ N·m².

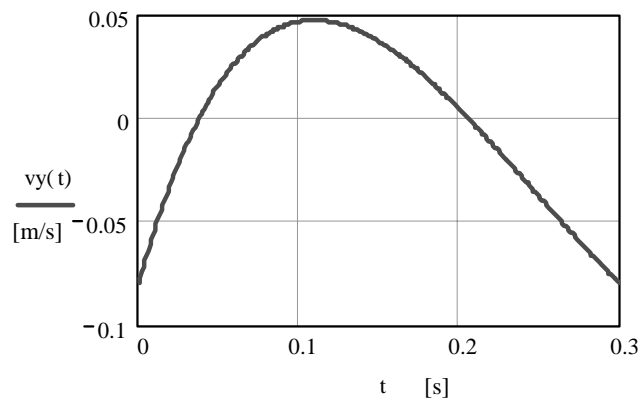
Wyniki obliczeń, dla powyższych danych, przedstawiono na rysunkach 4–19.

A) Taśma przekładkowa



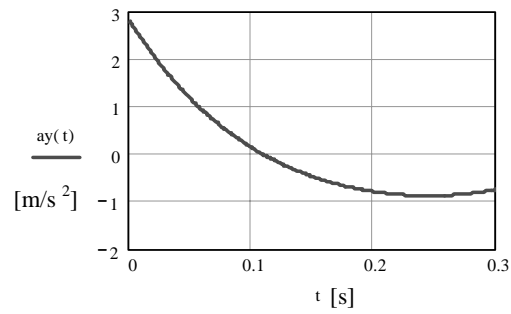
Rys. 4. Wykres przemieszczeń $y(t)$ taśmy z urobkiem na kierunku normalnym względem osi podłużnej przenośnika

Fig. 4. Graph of belt dislocations $y(t)$ with materials for normal direction in relation to longitudinal axis of conveyor

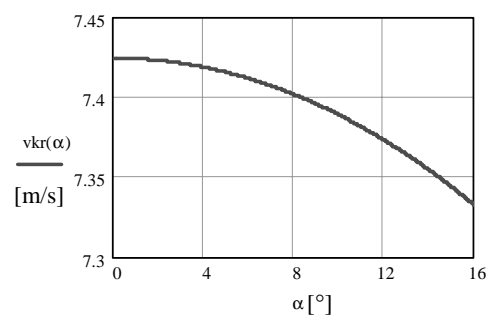


Rys. 5. Wykres prędkości v_y taśmy z urobkiem na kierunku normalnym względem osi podłużnej przenośnika

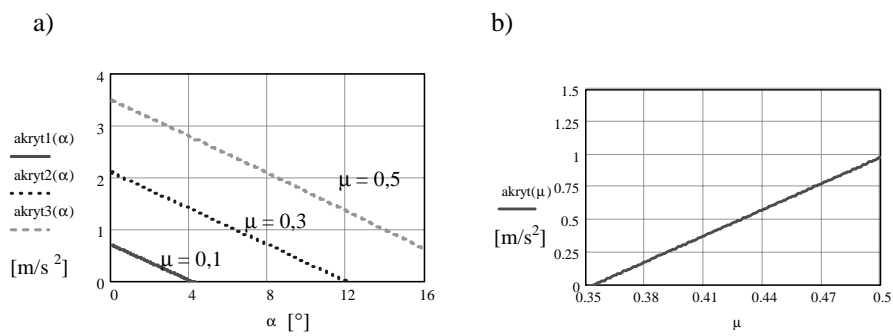
Fig. 5. Graph of conveyor belt speed v_y with materials for normal direction in relation to longitudinal axis of belt conveyor



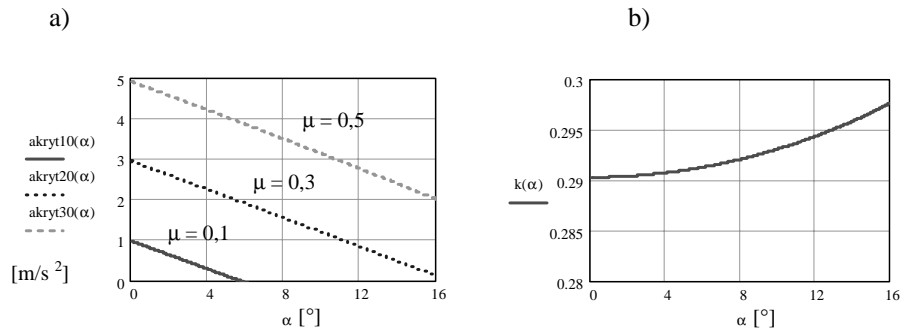
Rys. 6. Wykres przyspieszenia a_y taśmą z urobkiem na kierunku normalnym względem osi podłużnej przenośnika przy $v = 4$ m/s
 Fig. 6. Graph of conveyor belt acceleration a_y with materials for normal direction in relation to longitudinal axis of belt conveyor at $v = 4$ m/s



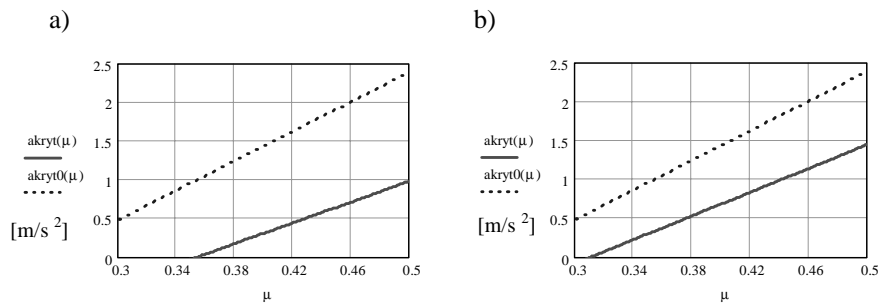
Rys. 7. Wykres zależności $v_{kr}(\alpha)$
 Fig. 7. Dependence graph $v_{kr}(\alpha)$



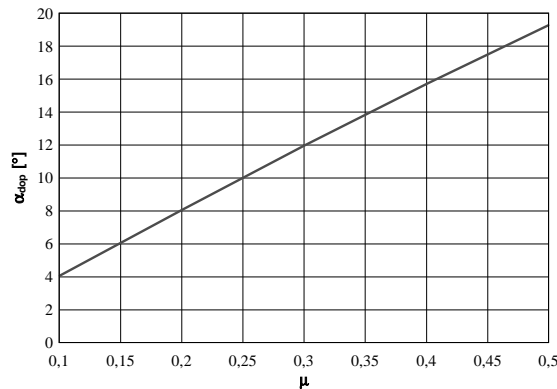
Rys. 8. Wykresy zależności: a) $a_{kryt}(\alpha)$; b) $a_{kryt}(\mu)$ przy $\alpha = 14^\circ$
 Fig. 8. Graphs of dependences: a) $a_{kryt}(\alpha)$; b) $a_{kryt}(\mu)$ at $\alpha = 14^\circ$



Rys. 9. Wykresy zależności: a) $a_{kryt0}(\alpha)$; b) $k(\alpha)$
 Fig. 9. Graphs of dependences: a) $a_{kryt0}(\alpha)$; b) $k(\alpha)$



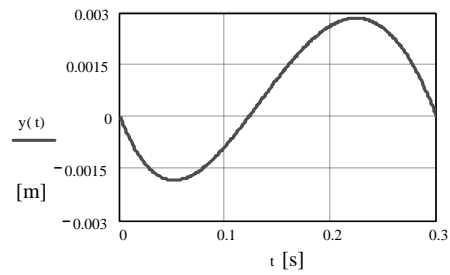
Rys. 10. Wykresy zależności $a_{kryt}(\mu)$ i $a_{kryt0}(\mu)$ przy $\alpha = 14^\circ$ oraz: a) $v = 4 \text{ m/s}$; b) $v = 3,15 \text{ m/s}$
 Fig. 10. Graphs of dependences: $a_{kryt}(\mu)$ and $a_{kryt0}(\mu)$ at $\alpha = 14^\circ$ and: a) $v = 4 \text{ m/s}$;
 b) $v = 3,15 \text{ m/s}$



Rys. 11. Wykres zależności $\alpha_{dop}(\mu)$ przy uwzględnieniu $a_{y_{max}}$ w ruchu ustalonym ($v = 4 \text{ m/s}$)
 Fig. 11. Dependences graph $\alpha_{dop}(\mu)$ regarding $a_{y_{max}}$ during settled movement ($v = 4 \text{ m/s}$)

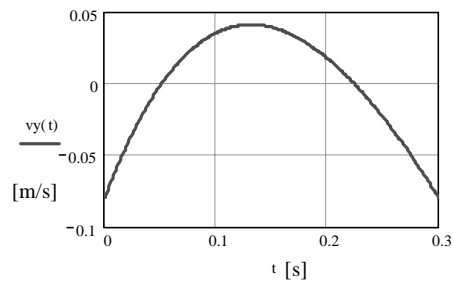
B) Taśma z rdzeniem z linek stalowych

Dla przypadku taśmy z rdzeniem z linek stalowych (ST 5400) otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach 12–19.



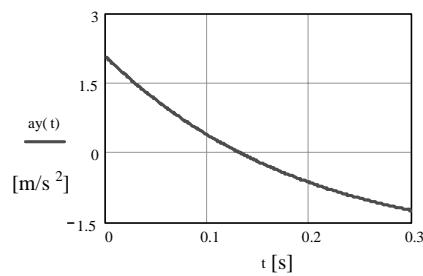
Rys. 12. Wykres przemieszczeń $y(t)$ taśmy z urobkiem na kierunku normalnym względem osi podłużnej przenośnika

Fig. 12. Graph of belt dislocations $y(t)$ with materials for normal direction in relation to longitudinal axis of conveyor



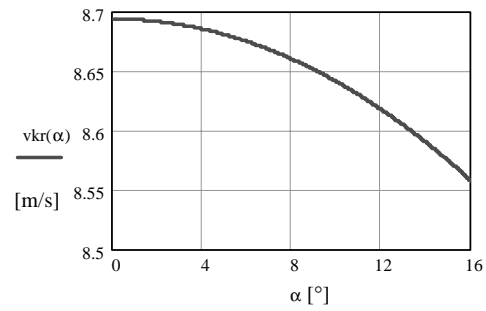
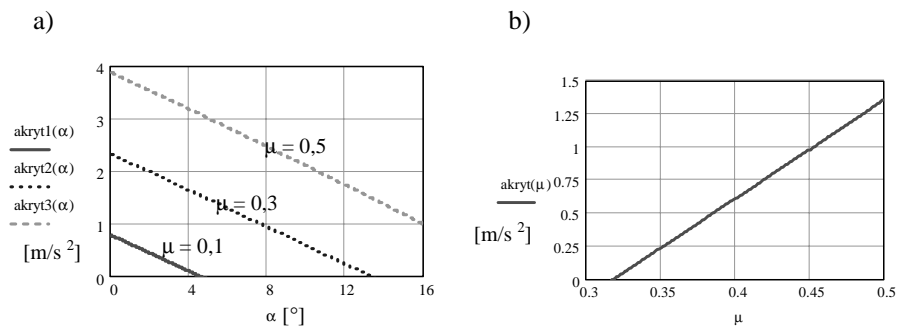
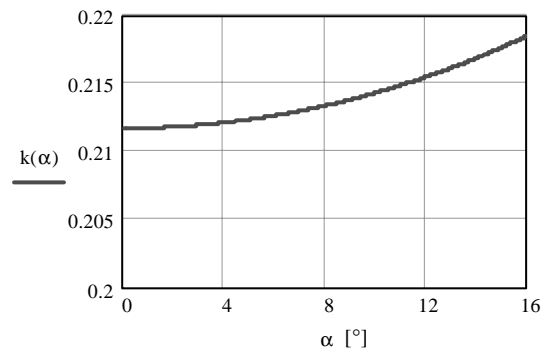
Rys. 13. Wykres prędkości v_y taśmy z urobkiem na kierunku normalnym względem osi podłużnej przenośnika

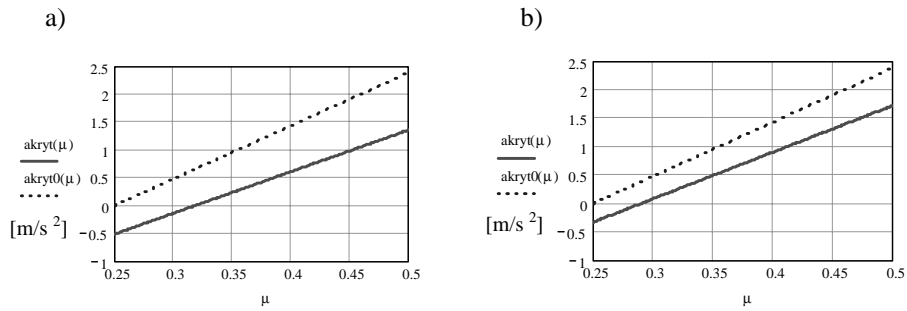
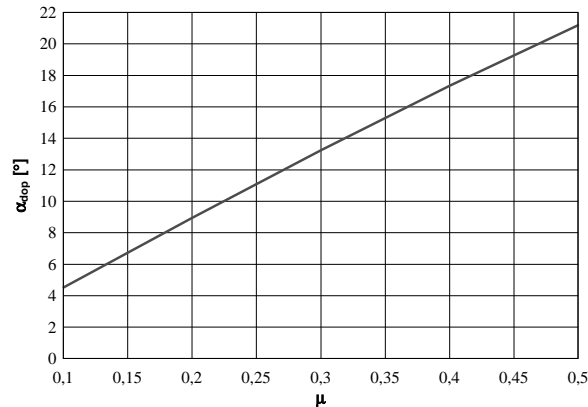
Fig. 13. Graph of conveyor belt speed v_y with materials for normal direction in relation to longitudinal axis of conveyor



Rys. 14. Wykres przyspieszenia a_y taśmy z urobkiem na kierunku normalnym względem osi podłużnej przenośnika przy $v = 4$ m/s

Fig. 14. Graph of conveyor belt acceleration a_y with materials for normal direction in relation to longitudinal axis of belt conveyor at $v = 4$ m/s

Rys. 15. Wykres zależności $v_{kr}(\alpha)$ Fig. 15. Dependence graph $v_{kr}(\alpha)$ Rys. 16. Wykresy zależności: a) $akryt(\alpha)$; b) $akryt(\mu)$ przy $\alpha = 14^\circ$ Fig. 16. Graphs of dependences: a) $akryt(\alpha)$; b) $akryt(\mu)$ at $\alpha = 14^\circ$ Rys. 17. Wykres zależności $k(\alpha)$ Fig. 17. Graph of dependence $k(\alpha)$

Rys. 18. Wykresy zależności $a_{kryt}(\mu)$ i $a_{kryt0}(\mu)$ przy $\alpha = 14^\circ$ oraz: a) $v = 4$ m/s; b) $v = 3,15$ m/sFig. 18. Graphs of dependences: $a_{kryt}(\mu)$ and $a_{kryt0}(\mu)$ at $\alpha = 14^\circ$ and: a) $v = 4$ m/s; b) $v = 3,15$ m/sRys. 19. Wykres zależności $\alpha_{dop}(\mu)$ przy uwzględnieniu a_{ymax} w ruchu ustalonym ($v = 4$ m/s)Fig. 19. Dependences graph $\alpha_{dop}(\mu)$ regarding a_{ymax} during settled movement ($v = 4$ m/s)

Z zależności (13) wynika, że ze wzrostem wartości kąta α oraz obniżaniem wartości współczynnika tarcia μ wartość przyspieszenia a_{kryt} silnie maleje. Z rysunków 11 i 19 widać, że w ruchu ustalonym ($a_{kryt} = 0$) ze zmniejszaniem wartości współczynnika tarcia μ silnie maleje także wartość kąta α_{dop} i osiąga on, np. przy taśmie z rdzeniem stalowym, wartości:

$$\alpha_{dop} \cong 21,21^\circ \text{ przy } \mu = 0,5,$$

$$\alpha_{dop} \cong 13,24^\circ \text{ przy } \mu = 0,3,$$

$$\alpha_{dop} \cong 4,51^\circ \text{ przy } \mu = 0,1.$$

Z otrzymanych wykresów widać, że współczynnik tarcia nosiwa z taśmą silnie wpływa na wartość kąta dopuszczalnego nachylenia trasy przenośnika, przy którym może on jeszcze transportować, jak również na wartość przyspieszenia krytycznego a_{kryt} , z którym można, w sposób bezpieczny, realizować rozruch bądź hamowanie przenośnika. Porównując wyniki uzyskane dla taśmy przekładkowej i taśmy z rdzeniem z linek stalowych (różniących się znacznie sztywnościami na zginanie), zauważa się różnice. Przy mniej sztywnej taśmie

przekładkowej uzyskano większe – niż w przypadku taśmy z linkami stalowymi – wartości jej ugięcia y między podporami krążnikowymi (rysunki 4 i 12), prędkości v_y (rysunki 5 i 13), przyspieszenia a_y (rysunki 6 i 14) i współczynnika k (rysunki 9b i 17) oraz mniejsze wartości – prędkości krytycznej v_{kr} (rysunki 7 i 15), przyspieszenia krytycznego a_{kryt} (rysunki 8 i 16) oraz kąta dopuszczalnego nachylenia trasy α_{dop} (rysunki 11 i 19). Przy bardziej sztywnej taśmie z linkami stalowymi uzyskuje się większe jej ugięcia nad podporą niż w przypadku taśmy przekładkowej. Dla zapewnienia statecznego ruchu urobku na taśmie, przy konfigurowaniu trasy przenośnika, nie należy przekraczać wartości $\alpha_{dop}(\mu)$, w jego ruchu ustalonym – wartości v_{kr} , a w czasie realizacji rozruchu i hamowania – wartości a_{kryt} .

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że dla zapewnienia możliwie dużych wartości kąta α_{dop} i przyspieszenia a_{kryt} , należy zapewnić możliwie dobre sprzężenie cierne nosiwa z taśmą (dużą wartość współczynnika tarcia μ), gdyż ma ono istotny wpływ na możliwości eksploatacyjne przenośnika.

4. Posumowanie

Przeprowadzona analiza i uzyskane wyniki pokazują, że przy ocenie możliwości eksploatacyjnych przenośnika (np. takich jak: pokonywanie większych nachyleń, osiąganie możliwie dużych wartości przyspieszeń a_{kryt} przy rozruchu i hamowaniu oraz prędkości v) należy uwzględniać sprzężenie cierne nosiwa z taśmą. Wartości krytycznych prędkości i przyspieszeń taśmy oraz dopuszczalnych nachyleń trasy przenośnika zależą w sposób istotny od jego parametrów konstrukcyjno-ruchowych, lecz przede wszystkim – od wartości współczynnika tarcia nosiwa o taśmę. Stateczny ruch materiału na taśmie przenośnika można uzyskać przy niezbyt dużych prędkościach taśmy zapewniając, przede wszystkim możliwie duży współczynnik tarcia między nosiwem i taśmą oraz respektując, przy konfigurowaniu trasy przenośnika, wartości kąta α_{dop} – a w czasie rozruchu i hamowania – wartości przyspieszenia a_{kryt} . Wyniki analizy wskazują także na to, że w konkretnych warunkach pracy przenośnika dla wyznaczenia wartości dopuszczalnego kąta nachylenia jego trasy i przyspieszenia krytycznego niezbędna jest, między innymi, znajomość miarodajnej wartości współczynnika tarcia nosiwa o taśmę, wyznaczonej na drodze badań doświadczalnych. Uzyskane w pracy zależności mogą być wykorzystane w racjonalnym projektowaniu i eksploatacji przenośników taśmowych.

Praca wpłynęła do Redakcji 05.02.2007

Literatura

- [1] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1990.
- [2] Gładysiewicz L.: Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.

The effect of frictional contact of transported material with the belt on operational capacity of belt conveyor

Summary

Belt conveyors are universal equipment of bulk and loose materials handling (broken, friable and dusty ones) operating in wide range of conditions like inclinations, lengths, speed and capacities. Presumably one of essential limitations in usage of conventional belt conveyors would be frictional contact of handled materials with conveyor belt, especially on slanting routes in both „up” and „down” directions. In this case this is essential, that transported materials could not slide on the conveyor belt, both in stable and accelerated movement. Thus the conveyor construction (e.g. arrangement of belt, supports and friction – properties) as well as a way of start and applying braking should assure a sedate movement of materials together with belt, because its disturbance especially at greater inclinations and lengths of routes should cause an essential threat for safe conveyor operation. In the paper is analyzed the influence of bulk and loose materials frictional contact with a conveyor belt on its operational possibilities. A stable movement of bulk and loose materials on conveyor belt one can obtain at not very large speed of belt assuring possibly high coefficient of friction between bulk and loose materials and the belt. For a configuration of conveyor routes it is necessary to take into consideration the values of the angle α_{dop} – and during its start and applying of braking – the values of acceleration α_{kryt} . The dependences obtained in the paper can be useful in this case. The results of analysis also show that in the specific conditions of conveyor operation for delimitations of value of admissible inclination angle of routes and critical accelerations it is necessary among others to be, an acquainted with authoritative values of friction coefficient of bulk and loose materials for conveyor belt, appointed on the way of experimental investigations.

