Górnictwo i Geoinżynieria • Rok 35 • Zeszyt 3/1 • 2011

Kazimierz Furmanik[*], *Stanisław Kajzer*[**], *Jan Matyga*[**]

MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA TWORZYW POLIURETANOWYCH W PRZENOŚNIKACH TAŚMOWYCH

1. Wstęp

Rosnące wymagania w zakresie niezawodności, trwałości, energooszczędności oraz bezpieczeństwa pracy (także ekologicznego — w tym niskiego poziomu drgań i hałasu), odnoszą się szczególnie do przenośników taśmowych, jako istotnych elementów systemów transportowych szeroko stosowanych nie tylko w górnictwie odkrywkowym i podziemnym, ale i w innych gałęziach gospodarki [1, 5, 11].

W dążeniu do poprawy efektywności tych systemów są doskonalone elementy i zespoły przenośników, metody obliczeń, jest unowocześniana technika napędowa, automatyka, monitoring i zarządzanie eksploatacją. Rozwój nowych materiałów i technologii do ich budowy, nowoczesnych napędów oraz technik komputerowego wspomagania projektowania [5, 8, 9, 11] sprzyjają innowacyjnym rozwiązaniom tych przenośników.

Obserwuje się systematyczny rozwój konstrukcji przenośników taśmowych w zakresie ich przystosowania do nowych, trudnych zadań transportowych, a także dążenie do obniżania ich energochłonności również przez zmniejszenie oporów głównych (np. krążników — elementów najliczniejszych w przenośniku) [4, 6, 11].

Szczególną uwagę należy zwrócić na węzły z tarciem, zwłaszcza suchym. Sprzężenie cierne taśmy z bębnem napędowym, a także właściwa jej współpraca z krążnikami [2] decydują o możliwościach eksploatacyjnych przenośnika, a ich zwiększenie umożliwia zastosowanie nowych tworzyw poliuretanowych [10], na co wskazano w niniejszej pracy.

[*] Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków
[**] Gasket Sp. z o.o., Bielsko Biała

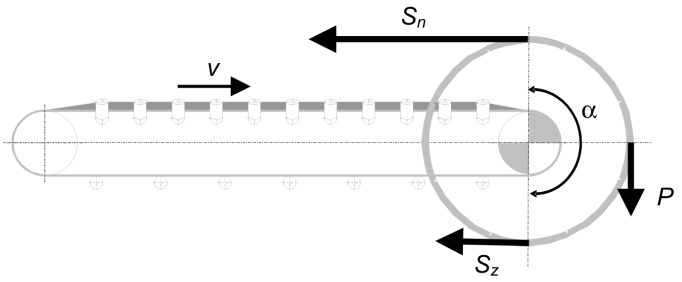
2. Sprzężenie cierne taśmy z bębnem napędowym przenośnika

Transport przenośnikiem taśmowym możliwy jest wtedy, gdy siły sprzężenia ciernego taśmy z bębnem napędowym zrównoważą opory ruchu tego przenośnika. W obliczeniach tych sił korzystamy ze znanego wzoru Eulera [1, 5, 11]:

$$S_n \le S_z \cdot e^{\mu\alpha} \tag{1}$$

gdzie:

S_n, S_z — odpowiednio siły: w taśmie nabiegającej i zbiegającej z bębna napędowego,
e — podstawa logarytmów naturalnych,
α — kąt opasania,
μ — współczynnik tarcia.

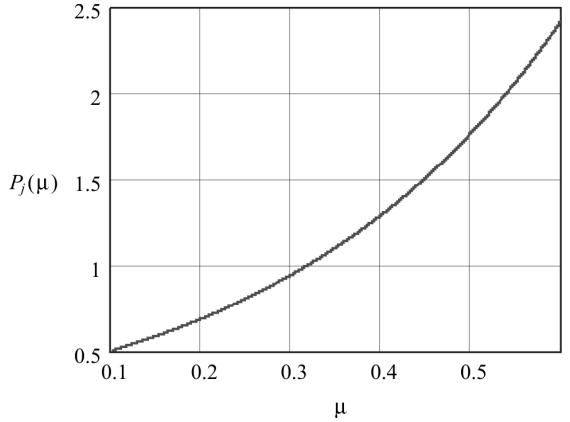


Rys. 1. Schemat sprzężenia taśmy z bębnem napędowym przenośnika

Maksymalna jednostkowa (odniesiona do jednostki siły napięcia wstępnego S_z) siła sprzężenia ciernego taśmy z bębnem napędowym wyniesie:

$$P_j = \frac{S_z(e^{\mu\alpha} - 1)}{S_z} = e^{\mu\alpha} - 1 \tag{2}$$

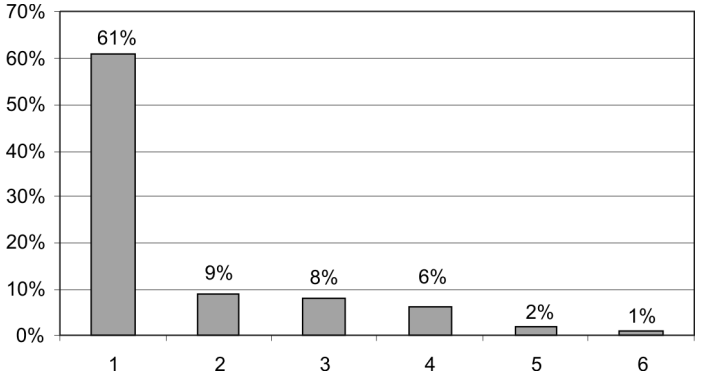
Z zależności (2) widać silny (wykładniczy), wpływ współczynnika tarcia μ na P_j (rys. 2), a maksymalna siła sprzężenia ciernego taśmy z bębnem napędowym $P = S_z \cdot P_j$ może się zmieniać w szerokim zakresie w zależności od wartości współczynnika tarcia μ. Także kąt opasania α silnie wpływa, jednak jego zwiększenie wiąże się zwykle z koniecznością zabudowy dodatkowych bębnów napędowych, co zwiększa gabaryty, masę i koszt napędu. Praktycznie więc przez zastosowanie wysokociernych (tj. o dużym współczynniku tarcia) okładzin, z odpowiednim protektorem, można niskim kosztem uzyskać duże siły sprzężenia ciernego taśmy z bębnem napędowym, także w warunkach występowania zanieczyszczeń.



Rys. 2. Wykres zależności $P_j(\mu)$ przy $\alpha = 180°$

3. Współpraca cierna krążników z taśmą

Krążniki podpierają taśmę w gałęzi górnej i dolnej, także w miejscach jej załadunku oraz umożliwiają jej centrowanie (tj. środkowe prowadzenie po trasie) i czyszczenie. Należą do najliczniejszych elementów przenośnika, a ich opory są znaczące w całkowitych oporach ruchu przenośnika (rys. 3), dlatego ich obniżenie, dzięki odpowiedniej konstrukcji oraz zabudowie na trasie, ma istotny wpływ na energochłonność i trwałość przenośnika.



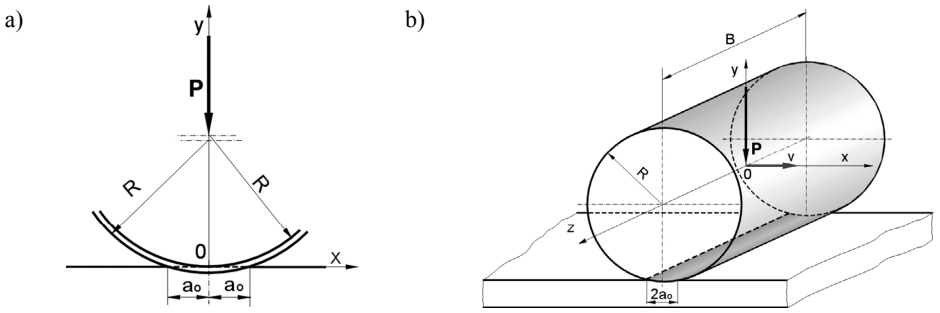
Rys. 3. Udział oporów w ciężkim, poziomym przenośniku taśmowym [4, 6]:
1 — opór wgniatania taśmy; 2 — opory skupione; 3 — opór falowania urobku;
4 — opory obracania krążników; 5 — opór przeginania taśmy; 6 — opory dodatkowe

Należy zwrócić uwagę na fakt, że krążniki w warunkach agresywnego oddziaływania środowiska (kopalnie podziemne o dużej wilgotności, kopalnie odkrywkowe w porach du-

żych wahań temperatury i opadów) są narażone na korozję obniżająca ich trwałość. Pokrycie płaszcza krążnika okładziną z twardego tworzywa poliuretanowego o niskim współczynniku tarcia może ograniczyć wpływ korozji, zmniejszyć hałas (generowany przez łożyska oraz uderzenia stalowych połączeń mechanicznych taśmy) oraz obniżyć opory tarcia w kontakcie z taśmą. Jeśli weźmiemy pod uwagę schemat przedstawiony na rysunku 4, to w przyjętym układzie współrzędnych kontury obu ciał (krążnika i taśmy) przed ich deformacją opisują równania [12]:

$$y = f_1(x) = R - \sqrt{R^2 - x^2} \qquad |x| < R \tag{3}$$

$$y = f_2(x) = 0 \tag{4}$$



Rys. 4. Model krążnika i taśmy

Pod działaniem siły P ciała odkształcają się, długości ich konturów w styku ulegają zmianie, a rozkład nacisków opisuje równanie:

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a_0^{\,2} B}\sqrt{a_0^{\,2} - x^2}, \qquad |x| \le a_0 \tag{5}$$

gdzie połowa szerokości styku:

$$a_0 = 2\sqrt{\frac{PR}{\pi B}\cdot\frac{E_1\left(1-\nu_1^{\,2}\right)+E_2\left(1-\nu_2^{\,2}\right)}{E_1 E_2}} \tag{6}$$

gdzie:

E_1, E_2 — moduły Younga materiałów okładziny krążnika i taśmy;

ν_1, ν_2 — współczynniki Poissona materiałów okładziny krążnika i taśmy.

Przyjmując:

$$E_1 = E_2 = E \text{ oraz } \nu_1 = \nu_2 = \nu \tag{7}$$

skrajne punkty łuków, które po dociśnięciu ciał weszły ze sobą w kontakt doznały przesunięcia [12]:

$$\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = \frac{a_0^{\,2}}{R} \tag{8}$$

gdzie Δs_1, Δs_2 oznaczają zmiany długości konturów krążnika i taśmy.

Jeśli jedynym powodem rozpraszania energii przy toczeniu krążnika po taśmie byłoby tarcie ślizgowe na powierzchni kontaktu, to wtedy:

$$\mu \cdot P \cdot \Delta s = \frac{f_0}{R} \cdot P \cdot 2a_0 \tag{9}$$

skąd po uwzględnieniu zależności (8) ramię oporu toczenia wynosi:

$$f_0 = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot a_0 \tag{10}$$

gdzie μ współczynnik tarcia, a prędkość mikropoślizgu w kontakcie:

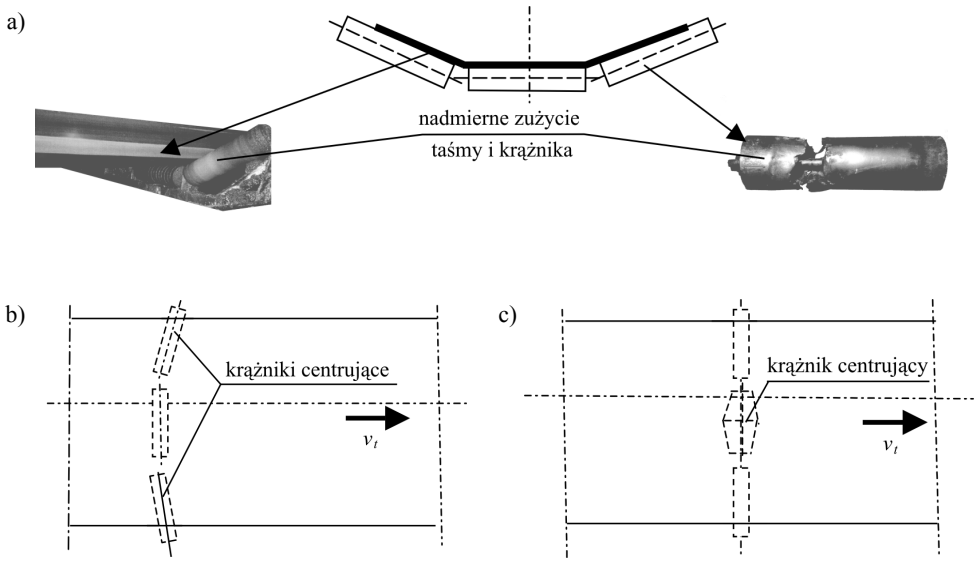
$$\frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{a_0^{\,2} / R}{2a_0 / v} = \frac{a_0}{2R} \cdot v = \varphi \cdot v \tag{11}$$

gdzie $\varphi = \frac{a_0}{2R} << 1$ jest współczynnikiem prędkości mikropoślizgu w styku krążnika z taśmą.

Z zależności (9) widać, że zmniejszając wartość współczynnika tarcia między taśmą a okładziną krążnika, zmniejszamy jego opory toczenia; celowym więc jest zastosowanie na krążniku okładziny o niskim współczynniku tarcia, ale twardej by zapewnić małe jej odkształcenia.

Istotną rolę w przenośniku taśmowym spełniają krążniki centrujące, gdyż prowadzenie taśmy wzdłuż osi trasy, z małymi oporami ruchu ma zasadnicze znaczenie dla właściwej eksploatacji przenośnika, a zbieganie taśmy wiąże się zawsze z wymiernymi stratami. Trwałość taśmy i krążników w dużym stopniu zależy od poprawności ich współpracy ciernej. Do centrowania taśmy wykorzystuje się najczęściej krążniki i odpowiednie ich układy, które samoczynnie reagują na kierunek i wartość sił decentrujących bieg taśmy. Siłą centrującą taśmę jest siła tarcia uzyskana dzięki odpowiedniemu zukosowaniu krążnika, przez które rozumie się odchylenie jego osi od położenia prostopadłego do osi wzdłużnej przenośnika.

Zbyt duże wartości kąta zukosowania krążników są przyczyną nadmiernego zużycia krążników i taśmy oraz zwiększenia jej oporów (rys. 5a).

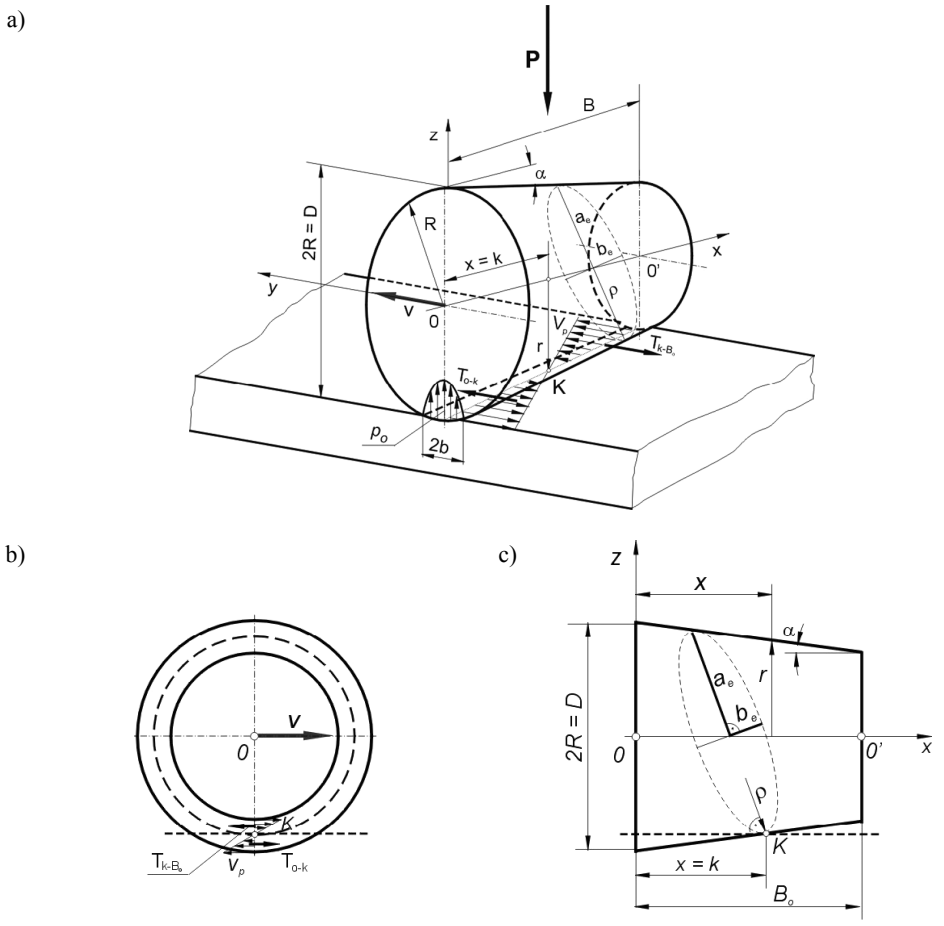


Rys. 5. Przykłady współpracy krążnika centrującego z taśmą:
a) skutki nadmiernego zukosowania bocznych krążników centrujących;
b) podpora z dwoma krążnikami centrującymi; c) podpora z jednym krążnikiem centrującym

Wadą rozwiązania jak na rysunku 5b jest to, że krążniki boczne są znacznie mniej obciążone niż krążnik środkowy, a wytworzone na nim siły tarcia przeciwdziałają siłom centrującym uzyskanym na krążnikach bocznych. W przypadku małego wypełnienia taśmy urobkiem centrujące działanie krążników bocznych jest niewielkie, dlatego wykorzystanie do centrowania taśmy bardziej obciążonego bistożkowego krążnika środkowego (rys. 5c) może okazać się bardziej efektywne. Analizę współpracy ciernej walcowego krążnika centrującego z taśmą przeprowadzono w pracy [2].

Poniżej przeanalizowano możliwości centrowania taśmy krążnikiem bistożkowym [3] dla uzyskania możliwie dużej siły centrującej, przy małych dodatkowych oporach i prędkościach poślizgu taśmy. Przeprowadzona analiza współpracy ciernej taśmy z takim krążnikiem centrującym pozwoliła uzyskać zależności na moment sił tarcia centrujący taśmę, dodatkowy opór jej ruchu oraz prędkość poślizgu względem płaszcza krążnika. Zależności te umożliwiają analizę wpływu parametrów geometrycznych i tribologicznych (materiałowych) pary ciernej tj. krążnika i taśmy dla uzyskania efektywnego centrowania taśmy na podporach z krążnikami tego typu. Wyniki doświadczalnej weryfikacji działania tego typu podpór centrujących zadecydują o możliwości ich wykorzystania w praktyce projektowej i eksploatacyjnej przenośników taśmowych.

W przypadku prostoliniowego ruchu taśmy podpartej, stożkowym krążnikiem o liniowym styku, oprócz oporów wynikających z ich odkształceń w strefie styku oraz oporów łożyskowania krążnika, pojawiają się dodatkowe opory tarcia spowodowane poślizgami wynikającymi z różnicy prędkości obwodowych na pobocznicy krążnika. Dla ułatwienia analizy przyjęto układ jak na rysunku 6a i założono, że „czyste toczenie" zachodzi tylko w jednym punkcie styku *K*, a w pozostałych punktach linii styku występują poślizgi. W rzeczywistości tylko w niewielkim otoczeniu punktu *K* nie występują poślizgi wskutek odkształcalności taśmy; dla uproszczenia dalszych rozważań zjawiska tego nie uwzględnia się. Poślizgom w strefie styku krążnika z taśmą towarzyszą siły tarcia, które stwarzają dodatkowy opór i moment oporu toczenia, który można wykorzystać do centrowania taśmy. Wzdłuż linii styku zmienia się promień kontaktu pobocznicy krążnika z taśmą, a przez to i naciski powierzchniowe, mimo zachowania stałego nacisku liniowego.



Rys. 6. Schematy a), b) i c) ilustrujące współpracę stożkowego krążnika z taśmą

W oparciu o rysunek 6c wyznaczono promień r stożka oraz półosie elipsy a_e i b_e powstałej z przecięcia stożka płaszczyzną prostopadłą do linii jego styku z taśmą:

$$r = R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha \tag{12}$$

$$a_e = \frac{\cos\alpha}{\cos 2\alpha}\left(R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right) \tag{13}$$

$$b_e = \frac{1}{\sqrt{\cos 2\alpha}}\left(R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right) \tag{14}$$

W celu wyznaczenia promienia krzywizny ρ elipsy w płaszczyźnie prostopadłej do linii styku, korzystniej jest opisać elipsę równaniami parametrycznymi:

$$x_t = a_e \cos t$$

$$y_t = b_e \sin t \tag{15}$$

przy czym $0 \le t \le 2\pi$.

Dla $t = 0$, czyli w punkcie styku stożka z taśmą, promień krzywizny ρ wyniesie:

$$\rho = \frac{\left(1 + y'_{t=0}\right)^{\frac{3}{2}}}{\left|y''_{t=0}\right|} = \frac{b_e^{\,2}}{a_e} = \frac{1}{\cos\alpha}\left(R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right) \tag{16}$$

Zakładając, że siła P (rys. 6a) wywołuje stałe obciążenie krążnika wzdłuż linii styku, jednostkowe obciążenie normalne wyniesie:

$$q_n = \frac{P}{B_o \cos\alpha} \tag{17}$$

Przyjmując za podstawę rozwiązania Hertza, można wyznaczyć wartości naprężeń i ich rozkład na powierzchni styku oraz odkształceń współpracujących ciał. Dla rozważanego przypadku maksymalne naprężenie w strefie styku jest określone wzorem:

$$p_o = 0{,}59\sqrt{\frac{PE_1E_2}{B_o \cos\alpha\left(E_1 + E_2\right)\left(R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right)}} \tag{18}$$

natomiast szerokość styku krążnika stożkowego z taśmą opisuje zależność:

$$2b = 8{,}11\sqrt{\frac{P\left(E_1 + E_2\right)\left(R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right)}{E_1 E_2 B_o \cos\alpha}} \tag{19}$$

gdzie E_1, E_2 oznaczają moduły sprężystości płaszcza krążnika i taśmy.

Rozkład nacisków na szerokości krążnika dla określonej odciętej x w strefie styku wyraża się wzorem:

$$p(y) = \frac{2P}{\pi b^2 2\cos\alpha}\sqrt{b^2 - y^2} \tag{20}$$

przy czym $|y| < b$.

Poniżej rozpatrzono dwa przypadki, gdy w zależności siły tarcia od nacisku $T = \mu P$ współczynnik tarcia:

1)

$$\mu\left(v_p\right) = A = \mathrm{const} \tag{21}$$

2)

$$\mu\left(v_p\right) = A - Bv_p \tag{22}$$

gdzie:
A, B — stałe,
v_p — prędkość poślizgu.

W pierwszym przypadku, przy $\mu(v_p) = A = \mu$, elementarna siła tarcia w styku krążnika z taśmą wyniesie:

$$\mathrm{d}T = \int_{y=-b}^{y=b} \mu p(y) P \mathrm{d}y\mathrm{d}x = \frac{\mu P}{B_o \cos\alpha}\mathrm{d}x = t\mathrm{d}x \tag{23}$$

a jednostkowa siła tarcia t na linii styku jest stała.

Po scałkowaniu opór ruchu wyrażają zależności:

$$T_{0-k} = \int_0^k \mathrm{d}T = \frac{\mu P}{B_o \cos\alpha} k \tag{24}$$

$$T_{k-B0} = \int_k^{B0} \mathrm{d}T = \frac{\mu P}{B_o \cos\alpha}\left(B_o - k\right) \tag{25}$$

Teoretycznie w punkcie styku K o odciętej $x = k$, zachodzi „czyste toczenie" na kręgu tocznym o promieniu r i $v_p = 0$, a w pozostałych punktach styku występują poślizgi, których prędkość wynosi:

$$v_p = \frac{v}{r}\left(R - r\right) \tag{26}$$

przy czym:

$$r = R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha \tag{27}$$

Wobec μ = const oraz stałego nacisku wzdłuż pobocznicy krążnika w styku z taśmą jednostkowa siła tarcia jest także stała, a w punkcie K o odciętej $x = k$ siła tarcia jest równa zeru, gdyż poślizg nie istnieje. Wywołane poślizgami siły tarcia T_{0-k} i T_{k-Bo} ustalają równowagę, w której ich momenty względem osi krążnika wzajemnie się równoważą, czyli:

$$M_{0-k} = M_{k-B0} \tag{28}$$

Uwzględniając:

$$\mathrm{d}M = r\mathrm{d}T = \left(R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right)\frac{\mu P}{B_0 \cos\alpha} dx \tag{29}$$

oraz:

$$M_{0-k} = \int_0^k \mathrm{d}M = \frac{\mu P}{B_0 \cos\alpha}\left(Rk - \frac{k^2}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\right) \tag{30}$$

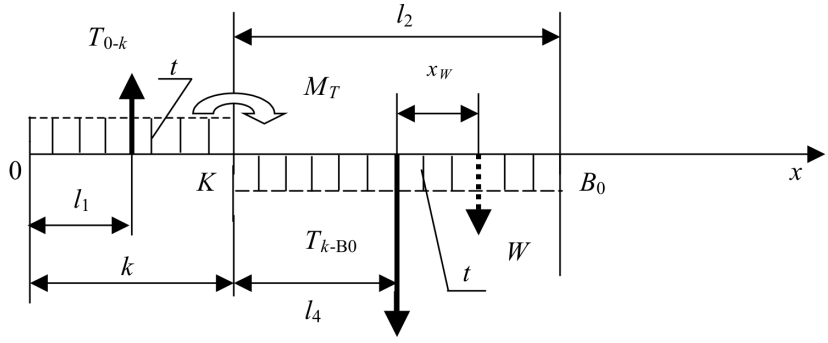
$$M_{k-B_0} = \int_k^{B_0} \mathrm{d}M = \frac{\mu P}{B_0 \cos\alpha}\left(RB_0 - \frac{{B_0}^2}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha - Rk + \frac{k^2}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\right) \tag{31}$$

w zależności (28), po przekształceniach otrzymuje się równanie:

$$k^2 \operatorname{tg}\alpha - 2Rk + RB_0 - \frac{B_0^{\,2}}{2}\operatorname{tg}\alpha = 0 \tag{32}$$

którego rozwiązaniem jest:

$$k = \frac{R - \sqrt{R^2 - \operatorname{tg}\alpha\left(RB_0 - \frac{B_0^{\,2}}{2}\operatorname{tg}\alpha\right)}}{\operatorname{tg}\alpha} \tag{33}$$



$$k = 0\vec{K},\ l_1 = 0,5\ \ 0\bar{K},\ l_2 = K\bar{B}_0,\ l_4 = 0,5l_2$$

Rys. 7. Schemat sił działających w styku krążnika z taśmą przy μ = const

Dodatkowy opór (rys. 7) spowodowany poślizgami wyrazi się wzorem:

$$W = T_{k-B_0} - T_{0-k} = \frac{\mu P}{B_0 \cos\alpha}\left(B_0 - 2k\right) \tag{34}$$

a opór jednostkowy:

$$w = \frac{W}{P} = \frac{\mu}{B_0 \cos\alpha}\left(B_0 - 2k\right) \tag{35}$$

W wyniku redukcji układu sił działających w styku otrzymamy wypadkowy opór W przyłożony w punkcie x_W oraz moment tarcia M_T o wartości:

$$M_T = \frac{\mu P k}{2\cos\alpha} \tag{36}$$

Opór W zwiększa dodatkowo opory ruchu taśmy, a moment tarcia M_T może być wykorzystany do jej centrowania.

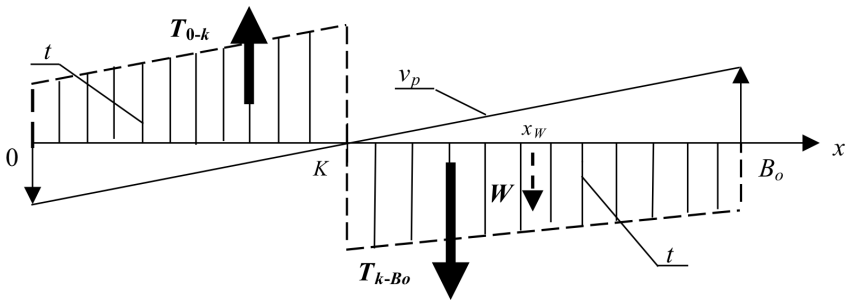
W drugim przypadku przy $\mu(v_p) = A - Bv_p$ prędkość poślizgu, po uwzględnieniu zależności (26) wynosi:

$$v_p = v - \frac{v}{r_{x=k}} r = v\left(1 - \frac{r}{r_{x=k}}\right) = v\left(1 - \frac{R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right) \tag{37}$$

a elementarna siła tarcia w styku krążnika z taśmą:

$$\mathrm{d}T = \frac{\mu(v_p)P}{B_o \cos\alpha}\mathrm{d}x = \frac{P}{B_o \cos\alpha}\left[A - Bv\left(1 - \frac{R - x\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right)\right]\mathrm{d}x = \frac{P}{B_o \cos\alpha}\left[A - Bv\frac{(x-k)\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right]\mathrm{d}x \tag{38}$$

Z ostatniej zależności widać, że na szerokości styku krążnika z taśmą, poczynając od punktu *K*, bezwzględna wartość jednostkowej siły tarcia *t* maleje liniowo, a prędkość poślizgu v_p — wzrasta, co przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Układ sił działających w styku dla przypadku, gdy $\mu(v_p) = A - Bv_p$

Całkując równanie (38) po przekształceniach otrzymujemy wartości wypadkowych sił tarcia dla obu stref kontaktu:

$$T_{0-k} = \int_0^k \mathrm{d}T = \frac{P}{B_0 \cos\alpha}\left[\left(A + \frac{Bv\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right)k - \frac{Bv\,\mathrm{tg}\,\alpha}{2(R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha)} \cdot k^2\right] \tag{39}$$

$$T_{k-B_0} = \int_k^{B_0} \mathrm{d}T = \frac{P}{B_0 \cos\alpha}\left[A(B_o - k) - \frac{Bv\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha} \cdot \left(\frac{B^2_o}{2} - 2B_o k + \frac{3k^2}{2}\right)\right] \tag{40}$$

W wyniku redukcji sił T_{0-k} i T_{Bk-0} działających w styku otrzymamy wypadkowy opór W oraz moment tarcia M_T. Ten dodatkowy opór tarcia wyraża się wzorem:

$$W = T_{k-B_0} - T_{0-k} = \frac{P}{B_0 \cos\alpha}\left\{A(B_0 - 2k) - \frac{Bv\,\mathrm{tg}\,\alpha}{(R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha)} \cdot \left[\frac{B_0^{\,2}}{2} - k(2B_0 - 1) + k^2\right]\right\} \tag{41}$$

a opór jednostkowy:

$$w = \frac{W}{P} = \frac{1}{B_0 \cos\alpha}\left\{A(B_0 - 2k) - \frac{Bv\,\mathrm{tg}\,\alpha}{(R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha)} \cdot \left[\frac{B_0^{\,2}}{2} - k(2B_0 - 1) + k^2\right]\right\} \tag{42}$$

Moment tarcia M_T w styku określa zależność:

$$M_T = W \cdot x_W = T_{0-k}\left(x_{0-k} + x_{k-B0}\right) \tag{43}$$

gdzie x_W to odcięta wypadkowej siły tarcia W wyrażająca się następującą zależnością:

$$x_W = \frac{T_{0-k}\left(x_{0-k} + x_{k-B0}\right)}{W} \tag{44}$$

Odcięte x_{0-k} , x_{k-B0} sił T_{0-k} , T_{Bk-0} wyznaczono jako odcięte środka ciężkości figur wyznaczonych rozkładami sił tarcia na odcinkach 0–k oraz k–B_0 po uprzednim wyznaczeniu wartości sił tarcia kolejno przy: $x = 0$; $x = k$; $x = B_0$.

Po wykonaniu niezbędnych obliczeń i przekształceniach odcięte te wyrażają się poniższymi zależnościami:

$$x_{0-k} = \frac{b_1(3a_1 + c_1)}{6(a_1 + 0{,}5c_1)};$$
$$x_{k-B0} = \frac{b_2(3a_2 + c_2)}{6(a_2 + 0{,}5c_2)} \tag{45}$$

przy czym:

$$a_1 = \frac{P}{B_0 \cos\alpha}\left(A - Bv\frac{k\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right)$$
$$b_1 = k \tag{46}$$
$$c_1 = \frac{PBvk\,\mathrm{tg}\,\alpha}{B_0 \cos\alpha\left(R - k\,\mathrm{tg}\,\alpha\right)}$$

$$a_2 = \frac{P}{B_0 \cos\alpha}\left[A - Bv\frac{(B_0 - k)\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}\right]$$

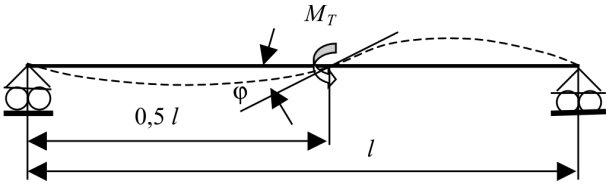
$$b_2 = B_0 - k \tag{47}$$

$$c_2 = \frac{PBv\left(B_0 - k\right)\operatorname{tg}\alpha}{B_0 \cos\alpha\left(R - k\operatorname{tg}\alpha\right)}$$

Uwzględniając powyższe w zależności (43) otrzymuje się:

$$M_T = \frac{P}{B_0 \cos\alpha}\left[Ak + \frac{k^2 Bv\operatorname{tg}\alpha}{2\left(R - k\operatorname{tg}\alpha\right)}\right]\cdot\left\{\frac{k\left[A - \frac{2}{3}\cdot\frac{Bvk\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}\right]}{2A - \frac{Bvk\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\varepsilon}} + \frac{\left(B_0 - k\right)\cdot\left[A - \frac{2}{3}\cdot\frac{Bv\left(B_0 - k\right)\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}\right]}{2A - \frac{Bv\left(B_0 - k\right)\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}}\right\} \tag{48}$$

Znając wartość momentu tarcia M_T działającego na taśmę, można wyznaczyć wartość kąta φ jej ugięcia w płaszczyźnie poziomej, stycznej do powierzchni środkowego krążnika. Traktując taśmę jako belkę o sztywności $E_1 I$ opartą na podporach przesuwnych wyznaczono grafo-analityczną metodą Mohra kąt ugięcia osi podłużnej belki w środku jej długości (rys. 9).



Rys. 9. Schemat obciążenia taśmy momentem centrującym

Wartość tego kąta wynosi:

$$\varphi = \frac{M_T l}{12 E_1 I} \tag{49}$$

Dla pierwszego przypadku, przy $\mu(v_p)$ = const, zgodnie z zależnością (36), kąt ten wynosi:

$$\varphi = \frac{\mu P k l}{24 E_1 I \cos\alpha} \tag{50}$$

Dla drugiego przypadku, gdy $\mu(v_p) = A - Bv_p$, kąt ten wynosi:

$$\varphi = \frac{Pl}{12 E_1 I B_0 \cos\alpha}\left[Ak + \frac{k^2 Bv\operatorname{tg}\alpha}{2\left(R - k\operatorname{tg}\alpha\right)}\right]\cdot\left\{\frac{k\left[A - \frac{2}{3}\cdot\frac{Bvk\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}\right]}{2A - \frac{Bvk\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\varepsilon}} + \frac{\left(B_0 - k\right)\cdot\left[A - \frac{2}{3}\cdot\frac{Bv\left(B_0 - k\right)\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}\right]}{2A - \frac{Bv\left(B_0 - k\right)\operatorname{tg}\alpha}{R - k\operatorname{tg}\alpha}}\right\} \tag{41}$$

Można łatwo sprawdzić, że uzyskane zależności dla pierwszego przypadku, tj. przy $\mu(v_p) = A = \text{const}$, są szczególnym przypadkiem przy $\mu(v_p) = A - Bv_p$ i $B = 0$.

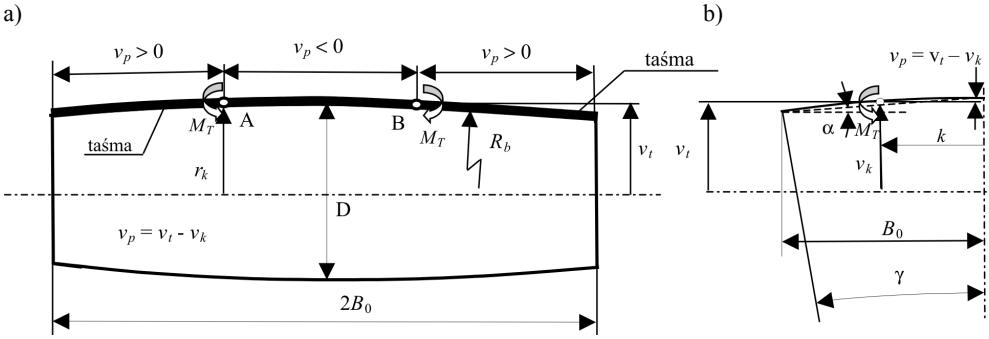
Wskutek ugięcia taśmy o kąt φ (rys. 9) na krążniku centrującym pod działaniem momentu sił tarcia M_T, prędkość jej centrowania wyniesie:

$$v_c = v_t \sin\varphi \tag{42}$$

gdzie v_t oznacza prędkość taśmy.

W przypadku krążnika bistożkowego moment centrujący taśmę będzie różnicą momentów sił tarcia M_T wywołanych na obu połówkach tego krążnika wskutek asymetrii jego obciążenia. Należy również mieć na uwadze, że realna skuteczność centrowania taśmy krążnikiem bistożkowym będzie zleżeć od jej napięcia, czyli od miejsca zabudowy tego krążnika w przenośniku taśmowym.

W dalszej kolejności rozważono możliwości centrowania taśmy krążnikiem beczkowym [3], jak to przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Schemat beczkowego krążnika centrującego:
a), b) — rozkłady prędkości taśmy v_t i krążnika v_k

Krążnik bistożkowy posiada w części środkowej krawędź, która pogarsza jego współpracę z taśmą. Krążnik beczkowy (który został zgłoszony do ochrony patentowej) takiej krawędzi nie ma i przez zadanie mu odpowiedniej geometrii (promienia pobocznicy R_b – rys. 10a) można uzyskać skuteczne jego działanie centrujące przy małych dodatkowych oporach ruchu taśmy i jej zużyciu ściernym.

W obszarze kontaktu taśmy z krążnikiem beczkowym mamy teoretycznie tylko dwa punkty A i B, w których różnica prędkości taśmy i krążnika wyznaczająca prędkość poślizgu $v_p = v_t - v_k = 0$, a w pozostałych punktach — jest ona różna od zera, skutkiem tego powstające siły tarcia dają momenty sił tarcia M_T, których różnica, spowodowana zbieganiem taśmy, jest momentem centrującym taśmę. Przy dużym promieniu R_b zaokrąglenia pobocznicy krążnika –będącym wielokrotnością szerokości krążnika — można przyjąć, że

jest ona znacznie zbliżona do powierzchni bistożkowej (rys. 10b) i wtedy można wykorzystać uzyskane wcześniej zależności do obliczenia wartości momentu centrującego taśmę, dodatkowego jej oporu oraz prędkości centrowania.

Wykorzystując rysunek 10b z zależności geometrycznych po przekształceniach otrzymano:

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left[\frac{R_b}{B_0}(1-\cos\gamma)\right] = \operatorname{arctg}\left[\frac{R_b}{B_0}\left(1-\frac{\sqrt{R_b^{\,2}-B_0^{\,2}}}{R_b}\right)\right] = \operatorname{arctg}\left[n\left(1-\sqrt{1-\frac{1}{n^2}}\right)\right] \quad (43)$$

gdzie $n = \dfrac{R_b}{B_0} > 1,$

natomiast maksymalna prędkość poślizgu:

$$v_{p\max} = v_t - v_k = v_t \cdot \frac{B_0}{2R} \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (44)$$

a po przekształceniu względna prędkość poślizgu:

$$\frac{v_{p\max}}{v_t} = v_{pw} = \frac{B_0}{2R} \cdot \operatorname{tg}\alpha = s \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (45)$$

gdzie:

$2R = D$ — średnica beczkowego krążnika w jego części środkowej (rys. 10a),

$s = \dfrac{B_0}{2R} > 1,$

R_b — promień zaokrąglenia pobocznicy krążnika beczkowego (rys. 10a),

v_t — prędkość taśmy,

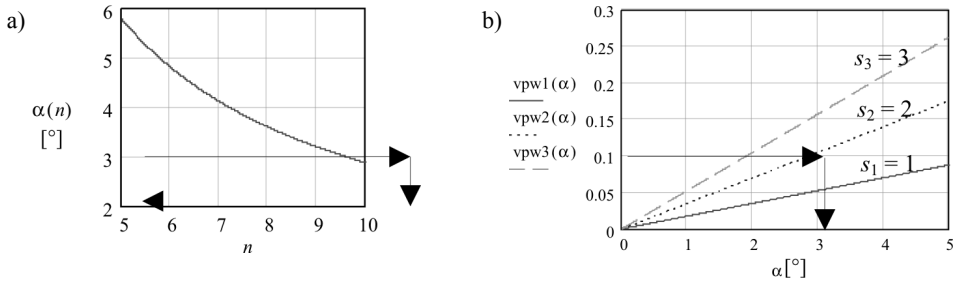
v_k — prędkość obwodowa krążnika.

Warunkiem efektywnej pracy krążnika centrującego — tzn. skutecznego centrowania taśmy przy małych jej dodatkowych oporach i zużyciu ściernym — jest, by maksymalna prędkość poślizgu taśmy $v_{p\max}$ nie przekraczała wartości granicznego poślizgu sprężystego, którą określa charakterystyka tarcia wyznaczona w badaniach doświadczalnych sprzężenia ciernego pary: taśma — krążnik centrujący.

Wykorzystując zależności (43) i (45) sporządzono wykresy, które przedstawiono na rysunku 11.

Umożliwiają one, dla zadanej geometrii beczkowego krążnika centrującego oraz prędkości taśmy v_t, wyznaczenie wartości kąta α oraz względnej prędkości v_{pw} poślizgu taśmy

na krążniku centrującym. Przy racjonalnym projektowaniu krążnika centrującego należy przy znanej, z charakterystyki tarcia, wartości prędkości poślizgu v_{pmax} oraz prędkości taśmy v_t wyznaczyć iloraz $\frac{v_{p\max}}{v_t} = v_{pw}$ i z wykresu na rysunku 11b wyznaczyć wartość kąta α, a następnie dla niej — z wykresu na rysunku 11a — wartość parametru n.

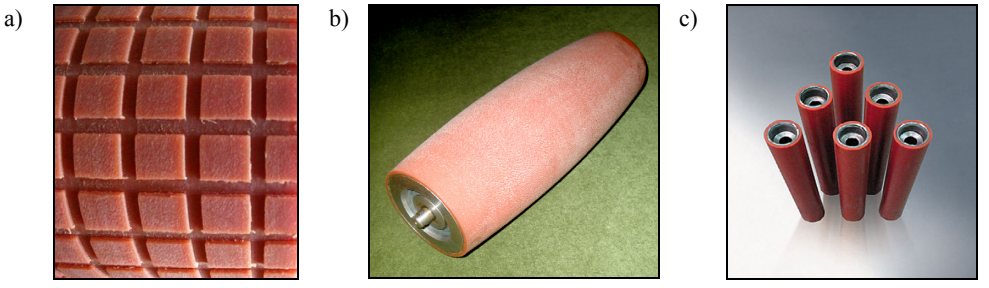


Rys. 11. Wykresy zależności: a) $\alpha = \alpha\,(n)$; b) $v_{pw} = v_{pw}(\alpha)$

Z zależności (36) i (48) widać, że dla uzyskania skutecznego centrowania należy zapewnić duże wartości współczynnika tarcia, stosując wysokocierną okładzinę.

Z zaprezentowanych dotąd rozważań wynika, że dla dobrego sprzężenia ciernego taśmy z bębnem napędowym przenośnika, jak również z krążnikiem centrującym należy stosować wysokocierne okładziny, natomiast w przypadku krążników nośnych — o niskim współczynniku tarcia, jednak w obydwu przypadkach tworzywa te powinny się charakteryzować dużą odpornością na ścieranie.

Tworzywa poliuretanowe (np. typu PUGA-3, PU V-Ter firmy „Gasket" Sp. z o.o.), spełniają te wymagania i są wykorzystane zarówno na okładziny bębnów napędowych, krążników nośnych, jak i centrujących (rys. 12).



Rys. 12. Widok z okładziną:
a) bębna napędowego; b) „beczkowego" krążnika centrującego; c) krążnika nośnego

Ważniejsze dane dotyczące tych tworzyw podano w tabelach 1 i 2.

TABELA 1

Dane dotyczące poliuretanu typu PUGA 3

ASTM 2240					
Twardość/ Hardness	Sh A	80 +/–2	85 +/–2	92 +/–2	95+/–2
Twardość/ Hardness	Sh D	32+/–2	37+/–2	45+/–2	50+/–2
Temp. zeszklenia/Glass Transition Tg	ºC	– 32	– 30	– 30	– 30
tan δ przy /at 25 °C	–	$1{,}1 \times 10^{-1}$	$1{,}1 \times 10^{-1}$	$1{,}2 \times 10^{-1}$	$1{,}2 \times 10^{-1}$
ASTM D412					
Moduł/Modulus 50%	MPa	5	6,5	9	9,5
Moduł/Modulus 100%	MPa	6,5	8,5	11	12
Moduł/Modulus 200%	MPa	11	13,5	16,5	18
Moduł/Modulus 300%	MPa	19,5	23	27	30
Wytrz. na rozciąg./Tensile Strength	MPa	53	53	55	55
Wydłużenie przy zerwaniu/Elongation	MPa	460	460	450	440
ASTM D624					
Wytrzym. na rozdzier./Tear Resistance (B)	kN/m	75	86	97	128
Wytrzym. na rozdzier./Tear Resistance (C)	kN/m	70	81	94	112
Split Resistance–Trouser	kN/m	31	36	52	62
ASTM D2632					
Odbicie sprężyste/Bashore Rebound	%	61	58	53	51
ASTM D395					
Trwałe odkształc.przy ściskaniu/ Compression Set 23h/70ºC	%	14	16	19	20
DIN 52516					
Odpor. na ścieranie/ Abrasion Resistance	mg mm^3	32 27	33 28	35 30	35 30

Temperatura pracy/Working Temperature: –30 do +90 (120) °C.

TABELA 2

Dane dotyczące poliuretanu typu PU V-Ter 92° Sh A

ASTM 2240	
Twardość/ Hardness w temperaturze 23 ºC	92+/–2 Sh A 44+/–2 Sh D
Temperatura zeszklenia/Glass Transition Tg	–53,0 ºC
Współczynnik strat dielektrycznych tan δ 25 ºC	$1{,}0 \times 10^{-1}$
ASTM D412	
Moduł/Modulus 100 %	9,0 MPa
Moduł/Modulus 300 %	17,0 MPa
Wytrzymałość na rozciąganie/Tensile Strength	34,0 MPa
Wydłużenie przy zerwaniu/Elongation	520%
Odbicie sprężyste/Rebound resillience DIN 53 512	63%
Trwałe odkształcenie przy ściskaniu/Compression set 70h/23 ºC DIN 53 517	10%
ASTM D624	
Wytrzymałość na rozdzieranie/Tear Resistance (DIE B) (DIE C)	88,0 kN/m 76 kN/m
ASTM D575–91(Odkształcenie przy ściskaniu)	
Moduł/Modulus przy/at 10%	16,5 Kg/cm^2
Moduł/Modulus przy/at 20%	44,5 Kg/cm^2
Moduł/Modulus przy/at 30%	76,5 Kg/cm^2
Moduł/Modulus przy/at 40%	116,0 Kg/cm^2
Współczynnik/Coefficient Poisson'a	0,49
DIN 53516	
Odporność na ścieranie/Abrasion Resistance mg mm^3	60+/–5 51+/–5

4. Podsumowanie i wnioski końcowe

W dążeniu do zwiększenia możliwości transportowych przenośników, trwałości taśmy i współpracujących z nią krążników, zwłaszcza centrujących oraz obniżenia oporów ruchu, należy zwrócić szczególną uwagę na ich konstrukcję w aspekcie sprzężeń ciernych.

Właściwa geometria i pozycjonowanie krążników na zestawach centrujących powinny zapewniać dużą skuteczność centrowania taśmy przy możliwie małych jej dodatkowych oporach oraz niskim zużyciu. Do centrowania należy wykorzystać, w miarę możliwości, bardziej obciążone krążniki zestawu (np. w zestawach trójkrążnikowych — krążniki środkowe). Stosowane najczęściej w przenośnikach trójkrążnikowe zestawy z bocznymi krążnikami centrującymi (wyprzedzającymi), wykorzystują do centrowania taśmy tylko około 30% [1, 5, 11] całkowitego jej nacisku na zestaw, a wskutek ich działania wzrastają opory ruchu taśmy. Ponadto, przy małej ilości urobku na taśmie, zestawy takie są mniej wrażliwe na asymetrię biegu taśmy i powodują jej zużycie oraz krążników na znacznej części szerokości.

Analizowane w pracy niecylindryczne krążniki centrujące, zabudowane w zestawie trójkrążnikowym jako środkowe, nie powodują tych niekorzystnych skutków. Warunkiem koniecznym efektywnego centrowania taśmy jest, by krążniki centrujące przejmowały możliwie dużą część nacisku taśmy na zestaw, a dzięki swej geometrii i pozycjonowaniu zabezpieczały współpracę cierną z taśmą w zakresie poślizgów sprężystych.

Otrzymane z analizy zależności pozwalają na odpowiednie w tym względzie kształtowanie geometrii niecylindrycznych krążników centrujących oraz dobór na nie (jak i na krążniki nośne) odpowiednich okładzin ciernych. Na jej podstawie można sformułować następujące wnioski:

1) dla zapewnienia dużych możliwości transportowych przenośnika należy stosować wysokocierne okładziny na bębnach napędowych;
2) efektywne i energooszczędne centrowanie taśmy może zapewnić jej współpraca w zakresie poślizgów sprężystych z krążnikami także niecylindrycznymi;
3) uzyskane w pracy zależności pozwalają, dla miarodajnych charakterystyk tarcia, wyznaczyć parametry geometryczne niecylindrycznych krążników centrujących zapewniających taką współpracę;
4) niecylindryczne krążniki centrujące powinny przejmować możliwie znaczną cześć nacisku taśmy na zestaw, a ich okładziny zapewniać duże i stabilne wartości współczynnika tarcia, także w przypadku występowania zanieczyszczeń taśmy.

Praktyczną przydatność zaproponowanych rozwiązań krążników należy zweryfikować na drodze badań eksperymentalnych. Względy poznawcze i utylitarne przemawiają za kontynuowaniem dalszych prac i badań doświadczalnych w tym zakresie.

LITERATURA

[1] *Antoniak J.*: Systemy transportu przenośnikami taśmowymi w górnictwie. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005
[2] *Furmanik K.*: Zagadnienie współpracy ciernej taśmy przenośnikowej z krążnikiem centrującym. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn z. 4(124), 2000
[3] *Furmanik K.*: O centrowaniu taśmy przenośnika krążnikami niecylindrycznymi. XVIII Międzynarodowa Konferencja, Zakopane 2010 r.

[4] *Gładysiewicz L., Król R.*: Badania wpływu warunków eksploatacyjnych na opory obracania krążników. Transport Przemysłowy 2(7)/2002
[5] *Gładysiewicz L.*: Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2003
[6] *Gładysiewicz L., Kawalec W.*: Możliwości zmniejszenia mocy napędu głównego przenośnika taśmowego. Transport Przemysłowy 1/2003
[7] *Grimmer K.J.*: Zwei ausgewählte Probleme der Bandfördertechnik. Fortschritt Berichte VDI Zeitschrift. Reihe 13, nr 10
[8] *Jabłoński R.*: Analiza i synteza urządzeń napinających taśmę w przenośnikach taśmowych dużej mocy. Monografie, AGH, 1988
[9] *Kulinowski P.*: Badania modelowe stanów nieustalonych pracy przenośników taśmowych. Praca doktorska, AGH, 1997
[10] *Matyga J.*: Dobór wysokojakościowego elastomeru poliuretanowego do produkcji i regeneracji ekstremalnie obciążonych okładzin kół pędnych dla górniczych kolejek podwieszanych. Transport Przemysłowy
[11] *Żur T., Hardygóra M.*: Przenośniki taśmowe w górnictwie. Wydawnictwo „Śląsk" Katowice, 1979
[12] *Ziemba S.*: Pewne uwagi dotyczące wpływu tarcia poślizgowego na tzw. tarcie toczenia. Biuletyn WAT. 3/1959