

**Kazimierz FURMANIK\***

## **WPLYW KONFIGURACJI TRASY NA OPORY RUCHU PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO RUROWEGO**

### **INFLUENCE OF A TRACK CONFIGURATION ON THE RESISTANCES OF MOVEMENT OF A SCRAPER PIPE CONVEYOR**

#### **Słowa kluczowe:**

przenośniki zgrzebłowe rurowe, oporu ruchu

#### **Key words:**

scraper pipe conveyor, resistances of movement

#### **Streszczenie**

Przenośniki zgrzebłowe rurowe, coraz szerzej stosowane w wielu przemysłach, charakteryzują się, obok wielu zalet, dużymi oporami ruchu, które powodują znaczne zużycie ścierne jego elementów. Na te opory istotny wpływ ma także konfiguracja trasy przenośnika, której wpływ analizowano w pracy. Wykazano, że przez odpowiednie skonfigurowanie

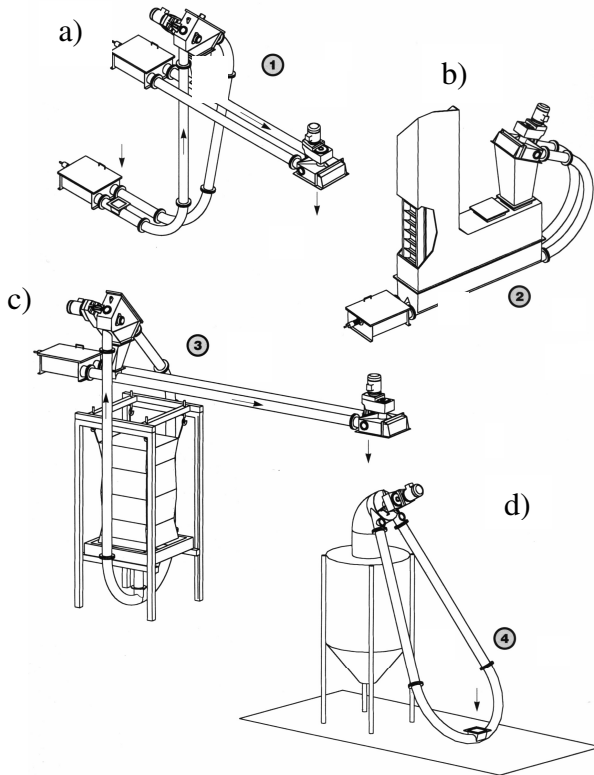
---

\* Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków.

trasy można ograniczyć opory ruchu przenośnika, a uzyskane zależności pozwalają to osiągnąć.

## WSTĘP

Rosnące wymagania związane z ochroną środowiska, bezpieczeństwem i higieną pracy, a także liczne zalety przenośników zgrzeblowych rurowych powodują [L. 2–10], że znajdują one coraz szersze zastosowanie w wewnątrzzakładowym transporcie materiałów drobnouziarnionych, sypkich i pylistych (Rys. 1, 2).



**Rys. 1. Przykłady [L. 11]: a)+d) konfiguracji tras przenośników zgrzeblowych rurowych**

Fig. 1. Examples [L. 11]: a)+d) of configuration of scraper pipe conveyor tracks

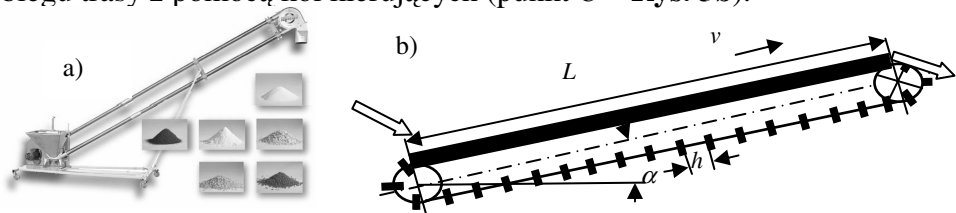
Przenośniki te często okazują się lepsze, zwłaszcza przy transporcie materiałów pylistych, niż przenośniki śrubowe, taśmowo-rurowe, kubełkowe czy urządzenia transportu pneumatycznego, dzięki takim zaletom

jak: prosta konstrukcja i obsługa, łatwa zabudowa, małe wymiary w przekroju poprzecznym, możliwość transportowania materiałów, także o podwyższonych temperaturach (do 700°C) [L. 11]. Mogą one także zapewnić pyło-, wodo-, a nawet gazoszczelność, co jest istotne ze względów technologicznych, ekologicznych oraz bezpieczeństwa i higieny pracy. Dlatego stosuje się je coraz szerzej między innymi w zakładach przemysłu chemicznego, ceramicznego, aluminiowego oraz w cementowniach, elektrowniach, koksowniach, hutach itp. [L. 11, 12].

Istotną zaletą przenośników zgrzeblowych rurowych jest także łatwość przestrzennego konfigurowania ich tras, co ma wpływ na opory ruchu tych przenośników; aspekt ten podjęto w niniejszym artykule.

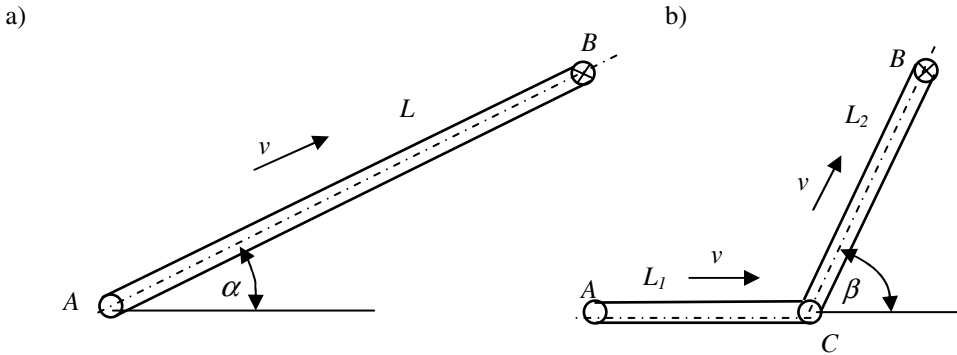
## OPORY RUCHU PRZENOŚNIKA O PROSTOLINIOWEJ TRASIE

Stosownie do warunków pracy oraz zadań transportowych zwykle są ustalone punkty: załadunku *A* i rozładunku *B* przenośników zgrzeblowych rurowych (Rys. 3), które mogą być różnie usytuowane w przestrzeni roboczej; można je łączyć prostymi odcinkami trasy lub łukami. Łukowe trasy przenośników dają duże opory ruchu (i znaczne zużycie) [L. 3, 4], dlatego należy ich unikać wykorzystując odcinki proste łączone kołami kierującymi [L. 5, 12]. Poniżej, rozpatrzono najpierw przypadek (jak na Rys. 3a), gdy punkty *A* i *B* można połączyć jednym odcinkiem nachylonym względem poziomu pod kątem  $\alpha$ , a w przypadku drugim – dwoma odcinkami: poziomym i nachylonym pod kątem  $\beta$ , jak to przedstawiono na Rys. 3b, przy zachowaniu stałej odległości między punktami *A* i *B* (tj.  $AB = const$ ) oraz jednakowej wydajności i prędkości  $v$  obydwu przenośników. W analizie założono całkowite wypełnienie przenośników materiałem oraz pomijalnie małe opory dodatkowe w miejscu zmiany biegu trasy z pomocą kół kierujących (punkt *C* – Rys. 3b).



**Rys. 2. Widok a) i schemat b) przenośnika zgrzeblowego rurowego**

Fig. 2. View (a) and scheme (b) of scraper pipe conveyor



**Rys. 3. Możliwe konfiguracje a) i b) trasy przenośnika zgrzeblowego rurowego**  
 Fig. 3. Possible configurations (a) and (b) of tracks of scraper pipe conveyor

Przy konfiguracji trasy jak na **Rys. 3a**, całkowity opór ruchu przenośnika wynosi [**L. 5**]:

$$W_a = W_l + W_{pr} = L \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \right] \quad (1)$$

gdzie:  $L$  – długość przenośnika, [m]

$W_l, W_{pr}$  – opory gałęzi ładowniczej i próżnej przenośnika, [N]

$\alpha$  – kąt nachylenia trasy przenośnika względem poziomu, [°]

$\mu$  – współczynnik tarcia materiału o rurę,

$\mu_z$  – współczynnik tarcia zgrzebeł o rurę,

$q$  – jednostkowy ciężar cięgna ze zgrzebełami, [N/m]

$D$  – średnica wewnętrzna rury, [m]

$d$  – średnica cięgna, [m]

$\delta = d/D$

$g$  – przyspieszenie ziemskie, [m/s<sup>2</sup>]

$h$  – odstęp między zgrzebełami, [m]

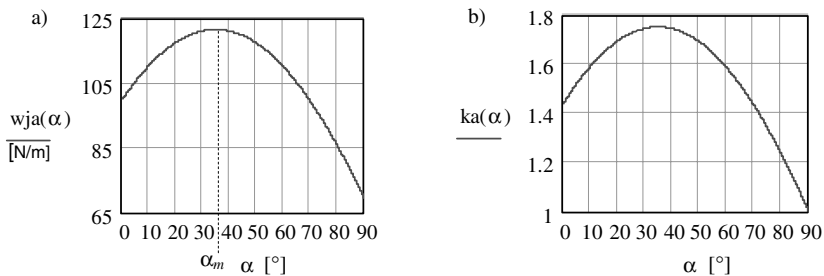
$\rho$  – gęstość usypowa materiału, [kg/m<sup>3</sup>]

$\gamma_m = \rho \cdot g$  – ciężar usypowy materiału, [N/m<sup>3</sup>].

W celach porównawczych dogodnie jest przyjąć opór jednostkowy  $w_j$ , tj. opór odniesiony do 1 m długości przenośnika, który (przy  $\alpha \geq \alpha_{grp}$  [**L. 5**]) dla przypadku jak na **Rys. 3a** opisuje zależność:

$$w_{ja} = \frac{W_a}{L} = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

Poniżej na **Rys. 4** przedstawiono przykładowo wyniki obliczeń (dla rozdrobnionego węgla kamiennego) przy:  $D = 0,1$  m;  $h = 0,1$  m;  $\gamma_m = 7357$  N/m<sup>3</sup>;  $\mu = 0,563$ ;  $\mu_z = 0,7$ ;  $q = 43,4$  N/m;  $k = 0,085$ ;  $\delta = 0,1$ .



**Rys. 4. Wykresy zależności: a)  $w_{ja}(\alpha)$ ; b)  $k_a(\alpha) = w_{ja}(\alpha)/w_{ja}(\alpha = 90^\circ)$**

Fig. 4. Graphs of dependences: a)  $w_{ja}(\alpha)$ ; b)  $k_a(\alpha) = w_{ja}(\alpha)/w_{ja}(\alpha = 90^\circ)$

Z powyższego rysunku wynika, że jednostkowy opór ruchu przenośnika  $w_{ja}$  osiąga maksymalną wartość dla kąta  $\alpha$  mniejszego od  $90^\circ$  ( $\alpha = \alpha_m = 34,806^\circ$ ), której dla zapewnienia możliwie małych oporów ruchu  $w_{ja}$ , w konfiguracji trasy przenośnika należy unikać. Zauważa się także, że w przypadku  $\alpha = 90^\circ$  opory jednostkowe – przy danych przyjętych do obliczeń – są znacząco mniejsze niż przy  $\alpha = 0^\circ$ , co wskazuje na celowość rozważenia uwzględniania w konfigurowaniu trasy przenośnika odcinków pionowych dla zmniejszenia oporów jego ruchu i zużycia. Wartość kąta  $\alpha = \alpha_m$ , przy której – wg zależności (2) – jednostkowy opór ruchu osiąga wartość maksymalną, tj.  $w_{ja} = w_{ja \max}$ , wyznacza się z równania:

$$\frac{dw_{ja}}{d\alpha} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \gamma_m \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h \cdot D}{D^2 - d^2}} - 2q \cdot \mu_z \cdot \sin \alpha = 0 \quad (3)$$

skąd po przekształceniu otrzymuje się:

$$\alpha = \alpha_m = \text{arcctg} \left[ \mu + \frac{8q \cdot \mu_z}{\pi D^2 (1 - \delta^2) \cdot \gamma_m \cdot \exp\left(\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}\right)} \right] \quad (4)$$

Nasuwa się pytanie, czy układ jak na **Rys. 3b** może zapewnić mniejsze opory ruchu (niż jak na **Rys. 3a**) przy zachowaniu w przestrzeni roboczej stałej odległości między punktami A i B (czyli przy  $AB = \text{const}$ ) oraz jakie powinny być wartości odcinków  $L_1$ ,  $L_2$  i kąta  $\beta$ ? Mniejsze opory ruchu przenośnika pozwalają obniżyć jego energochłonność, a także zużycie ściernie jego elementów (rur, zgrzebeł, cięgien).

Dla przypadku jak na **Rys. 3b** całkowity opór ruchu przenośnika będzie sumą oporów na odcinku poziomym i nachylonym przenośnika i wyniesie:

$$W_b = L_1 \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \right] + \quad (5)$$

$$L_2 \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \beta \right]$$

Zachowanie stałej odległości między punktami A i B wymaga spełnienia warunku:

$$AB^2 = AC^2 + BC^2 + 2AC \cdot BC \cdot \cos \beta$$

czyli:

$$L^2 = L_1^2 + L_2^2 + 2L_1 \cdot L_2 \cdot \cos \beta \quad (6)$$

skąd dla założonej wartości  $L_1 < L$ :

$$L_2 = \sqrt{L_1^2 (\cos^2 \beta - 1) + L^2} - L_1 \cos \beta \quad (7)$$

natomiast z zależności geometrycznych (**Rys. 3b**) mamy:

$$L \cos \alpha = L_1 + L_2 \cos \beta \quad \text{oraz} \quad \frac{L \sin \alpha}{L_2 \cos \beta} = \text{tg} \beta = \frac{L \sin \alpha}{L \cos \alpha - L_1}$$

skąd:

$$\beta = \arctg \frac{L \sin \alpha}{L \cos \alpha - L_1} \quad (8)$$

Zachowanie stałej odległości  $AB$  w układzie jak na **Rys. 3b** wymaga także spełnienia następującej zależności:

$$\alpha \leq \alpha_{gr} = \arccos\left(\frac{L_1}{L}\right) \quad (9)$$

Całkowite opory przenośnika dla konfiguracji tras jak na **Rysunkach 3a i 3b** wynoszą odpowiednio:

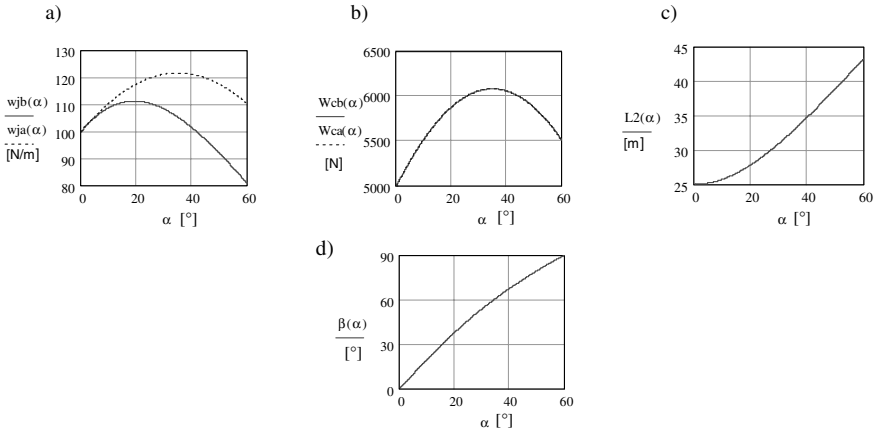
$$W_{ca} = L_1 \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \right] \quad (10)$$

$$W_{cb} = L_1 \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \right] + L_2 \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \right. \\ \left. \cdot (\mu \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \beta \right] \quad (11)$$

a opór jednostkowy  $w_{jb}$ , dla przypadku, jak na **Rys. 3b** wynosi:

$$w_{jb} = \frac{W_{cb}}{L_1 + L_2} = \frac{L_1}{L_1 + L_2} \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \right] + \\ \frac{L_2}{L_1 + L_2} \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \beta \right] \quad (12)$$

Wykorzystując zależność (12), przy danych jak powyżej, przeanalizowano przykładowo wpływ kąta  $\alpha$  na  $w_{jb}$ ,  $w_{ja}$ ,  $W_{cb}$ ,  $W_{ca}$ ,  $L_2$  oraz  $\beta$  (dla rozdrobionego węgla kamiennego przy  $\alpha_{gr} = 60^\circ$ ), który przedstawiono na **Rys. 5**.



**Rys. 5. Wykresy zależności: a)  $w_{jb}(\alpha)$ ; b)  $W_{cb}, W_{ca}(\alpha)$ ; c)  $L_2(\alpha)$ ; d) -  $\beta(\alpha)$ ;  $\beta(\alpha_{gr}) = 90^\circ$**

**Fig. 5. Graphs of dependences: a)  $w_{jb}(\alpha)$ ; b)  $W_{cb}, W_{ca}(\alpha)$ ; c)  $L_2(\alpha)$ ; d) -  $\beta(\alpha)$ ;  $\beta(\alpha_{gr}) = 90^\circ$**

Z powyższych wykresów wynika, że przy określonej wartości kąta  $\alpha$  opory  $W_{ca}$  oraz  $W_{cb}$  w całym zakresie  $\alpha = 0 \div \alpha_{gr}$  [ $\alpha_{gr} = \arccos(L_1/L)$ ] mają takie same wartości. Wynika stąd wniosek, że przy zadanej stałej odległości punktów A i B i kącie nachylenia trasy  $\alpha$  lepiej jest – bo taniej – zastosować jeden przenośnik o mniejszej długości (**Rys. 3a**) niż dwa (**Rys. 3b**). Przy  $\alpha = \alpha_{gr}$  odcinek  $L_2$  trasy jest pionowy.

Można także szukać odpowiedzi na pytanie: przy jakiej wartości kąta  $\alpha$  nachylenia trasy opory będą równe oporom przenośnika tylko na pionowym odcinku, tj.  $L_2$ ? – czyli gdy:

$$\begin{aligned}
 & L \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \right] = \\
 & = L \cdot \sin \alpha \cdot \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \right]
 \end{aligned} \quad (13)$$

skąd otrzymujemy równanie:

$$\frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot \cos \alpha \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha - 2q \cdot \mu_z \cdot \sin \alpha = 0$$

którego rozwiązaniem jest:



$$\alpha = \alpha_p = \arctg\left(\frac{\pi D^2(1-\delta^2)}{4} \frac{\gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1-\delta^2)}}}{2q \cdot \mu_z} + 1\right) \tag{14}$$

Dla wcześniej przyjętych do obliczeń danych  $\alpha_p = 58,67$  [°].

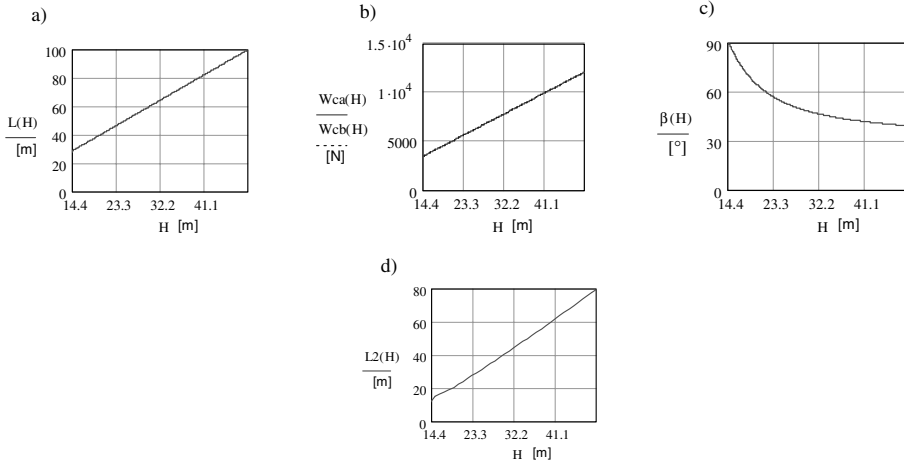
W dalszej kolejności rozpatrzono przypadek, gdy jest zadana stała różnica w pionie położenia punktów A i B; czyli gdy:  $H = AB \cdot \sin \alpha = const$ . Wtedy długość L przenośnika dla danego kąta  $\alpha$  nachylenia trasy (jak na **Rys. 3a**) wyniesie:

$$L = \frac{H}{\sin \alpha} \tag{15}$$

a dla konfiguracji trasy jak na **Rys. 3b** minimalna wysokość wynosi:

$$H = H_0 = L_1 \cdot \tg \alpha \tag{16}$$

Przykładowo przy przyjętych wcześniej danych oraz  $0 < H \leq 50$  m i  $\alpha = 30^\circ$  otrzymano wyniki przedstawione na **Rys. 6**.



**Rys. 6.** Wykresy zależności: a)  $L(H)$ ; b)  $W_{cb}(H)$ ;  $W_{ca}(H)$ ; c)  $\beta(H)$ ; d)  $L_2(H)$ ;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $H_0 = 14,4$  m

**Fig. 6.** Graphs of dependences: a)  $L(H)$ ; b)  $W_{cb}(H)$ ;  $W_{ca}(H)$ ; c)  $\beta(H)$ ; d)  $L_2(H)$ ;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $H_0 = 14.4$  m

Z powyższych wykresów widać, że ze wzrostem wysokości  $H$  rosną wartości długości  $L$ , oporów  $W_{ca}$  i  $W_{cb}$ , a maleją wartości kąta  $\beta$  i długości  $L_2$ .

W kontekście powyższych rozważań nasuwa się jeszcze pytanie, w jakiej relacji względem siebie pozostają jednostkowe opory ruchu na odcinku poziomym  $w_{jpoz}$  i pionowym  $w_{jpio}$ ? Jednostkowy opór na odcinku poziomym wynosi:

$$w_{jpoz} = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1-\delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z \tag{17}$$

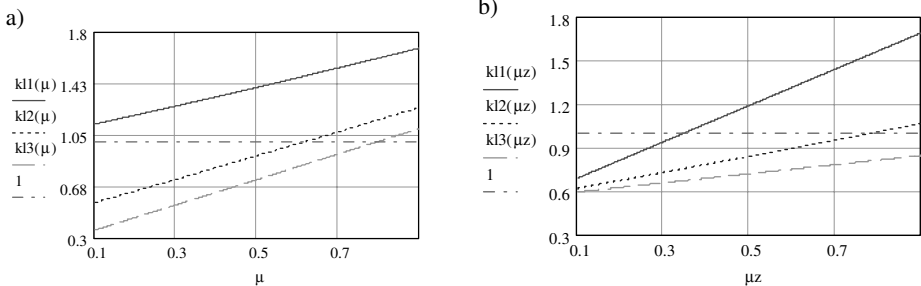
a na pionowym:

$$w_{jpio} = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1-\delta^2)}} \tag{18}$$

a ich iloraz:

$$k_l = \frac{w_{jpoz}}{w_{jpio}} = \frac{\frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot \mu \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1-\delta^2)}} + 2q \cdot \mu_z}{\frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1-\delta^2)}}} = \mu + \frac{8q \cdot \mu_z}{\pi D^2 (1 - \delta^2) \cdot \gamma_m \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1-\delta^2)}}} \tag{19}$$

Wykorzystując zależność (19) dla przyjętych wcześniej danych, sporządzono wykresy przedstawione na **Rys. 7**.



**Rys. 7. Wykresy zależności przy  $D = h$ : a)  $k_l(\mu)$  ; b)  $k_l(\mu)$ ;  $D_1 = 0,1$  m;  $D_2 = 0,15$  m,  $D_3 = 0,2$  m**  
 Fig. 7. Graphs of dependences for  $D = h$ : a)  $k_l(\mu)$  ; b)  $k_l(\mu)$ ;  $D_1 = 0.1$  m;  $D_2 = 0.15$  m,  $D_3 = 0.2$  m

Z powyższego rysunku wynika, że wartość ilorazu  $k_l$  może się zmieniać w szerokim zakresie w zależności od wartości parametrów  $D$ ,  $h$ ,  $\mu$ ,  $\mu_z$  i innych zgodnie z zależnością (19). Istnieją takie wartości parametrów  $D$ ,  $h$ ,  $\mu$ ,  $\mu_z$ , przy których jednostkowe opory dla odcinka poziomego są większe niż dla odcinka pionowego. Wraz ze zwiększeniem wartości współczynników tarcia  $\mu$  i  $\mu_z$  iloraz  $k_l$  wzrasta, a ze zwiększeniem wartości  $D$  i  $h$  – maleje. Iloraz ten będzie równy 1, gdy:

$$1 - \mu = \frac{8q \cdot \mu_z}{\pi D^2 (1 - \delta^2) \cdot \gamma_m \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}}} \quad (20)$$

skąd:

$$\mu_z = \frac{(1 - \mu)}{8q} \cdot \pi D^2 (1 - \delta^2) \cdot \gamma_m \cdot e^{\frac{4\mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} = \mu_{zgr} \quad (21)$$

Zatem jeśli  $\mu_z < \mu_{zgr}$ , to wtedy jednostkowe opory na odcinku poziomym będą większe niż na odcinku pionowym, a jeśli  $\mu_z > \mu_{zgr}$  – to będzie odwrotnie.

Uzyskane z przeprowadzonej analizy zależności mają istotne znaczenie przy projektowaniu i eksploatacji przenośników zgrzeblowych rurowych.

## WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzone w pracy rozważania pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Przez odpowiednie skonfigurowanie trasy przenośnika zgrzeblowego rurowego (długości, nachylenia względem poziomu) można ograniczyć jego opory ruchu, a przez to także zużycie ścierne jego elementów;
2. Istnieje taka wartość kąta nachylenia trasy przenośnika względem poziomu, przy której jednostkowe opory ruchu osiągają wartość maksymalną [zależność (4)]; przy konfigurowaniu trasy przenośnika należy jej unikać;

3. Przy ustalonych przestrzennie położeniach punktów załadunku i rozładunku przenośnika oraz kącie nachylenia trasy  $\alpha$  lepiej jest, bo tańiej, zastosować jeden przenośnik o mniejszej długości (jak na **Rys. 3a**) niż dwa (jak na **Rys. 3b**);
4. Opory przenośnika pionowego o długości  $L_2$  będą równe oporom przenośnika o długości  $L$  (jak na **Rys. 3a**), gdy kąt jego nachylenia względem poziomu będzie miał wartość wyznaczoną wg zależności (14);
5. Istnieją takie wartości parametrów [występujących w zależności (19)], przy których iloraz  $k_l$  jednostkowych oporów ruchu przenośnika na odcinku poziomym i pionowym będzie równy, mniejszy lub większy od 1,0; co bezpośrednio wiąże się z wartością współczynnika tarcia  $\mu_z$  [wg zależności (21)];
6. Dla wyznaczania oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego niezbędna jest znajomość konfiguracji jego trasy (parametrów  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $\alpha$ ), parametrów konstrukcyjnych ( $d$ ,  $D$ ,  $h$ ,  $q$ ) oraz miarodajnych wartości parametrów charakteryzujących własności transportowanego materiału ( $\gamma_m$ ,  $\mu$ ,  $\mu_z$ ).

## LITERATURA

1. Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1990.
2. Furmanik K., Kasza P.: Influence of a selected parameters on resistances to motion of a scraper pipe conveyor, 7th International Symposium IN-SYCONT 2006 Energy And Environmental Aspects Of Tribology, Cracow 2006.
3. Furmanik K., Kasza P.: Zagadnienie oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego na łukach poziomych. Transport Przemysłowy nr 3(29)/2007, s. 16–20.
4. Furmanik K., Kasza P.: Zagadnienie oporów ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego na łukach pionowych. Transport Przemysłowy nr 1(31)/2008, s. 19–24.
5. Furmanik K.: Przenośniki zgrzeblowe rurowe. UWND AGH, Kraków 2009.
6. Goździecki M.: Przenośniki ciągnowe do transportu pionowego materiałów sypkich. PWN, Warszawa 1990.
7. Kasza P.: Wpływ wybranych parametrów na opory ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego. Praca doktorska, AGH, Kraków 2008.

8. Katterfeld A., Williams K.: Functional Analysis of Tube Chain Conveyors Part 1: General Design and Calculation Principles. Bulk Solids & Powder – Science & Technology, Vol. 3(2008) No. 1, s. 23–32.
9. Katterfeld A., Williams K.: Functional Analysis of Tube Chain Conveyors Part 2: Experimental Research and Final Recommendation for the Calculation. Bulk Solids & Powder – Science & Technology, Vol. 3(2008) No. 2, str. 74–82.
10. Krause F., Banse W., Schmolke S., Werner A.: Theoretische und Experimentelle Untersuchungen an Stauscheibenförderern (Rohrkettentransportern), Schüttgut 2/1999, TransTech Publications, Germany.
11. SCHRAGE, Rohrkettensystem GmbH, Germany (prospekt).
12. [www.ferind.com.pl](http://www.ferind.com.pl).

**Recenzent:**  
**Janusz JANECKI**

### Summary

**Nowadays, scraper pipe conveyors are implemented in a wider range in many industrial branches because of technological and ecological reasons and industrial safety. Besides many advantages, like simple construction and services, easy housing and small dimensions in a lateral cross-section, the possibility of materials transport at higher temperatures, these conveyors characterised by great movement resistance cause abrasive wear of their elements. On the resistance, an essential influence is also the conveyor track configuration analysed in the paper. It has been shown that, due to the special configuration of scraper pipe conveyor track (its length, inclination against the level), the conveyor movement resistance could be limited; and thanks to this, one could also lower the abrasive wear of conveyor elements. The obtained dependencies presented in the paper could be useful to the rational design and exploitation of scraper pipe conveyors.**