

**Kazimierz FURMANIK\*, Piotr KASZA\***

## **DODATKOWE OPORY RUCHU PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO RUROWEGO**

### **ADDITIONAL RESISTANCES OF MOVEMENT OF A SCRAPER PIPE CONVEYOR**

#### **Słowa kluczowe:**

przenośniki zgrzeblowe rurowe, oporu ruchu

#### **Key words:**

scraper pipe conveyor, resistances of movement

#### **Streszczenie**

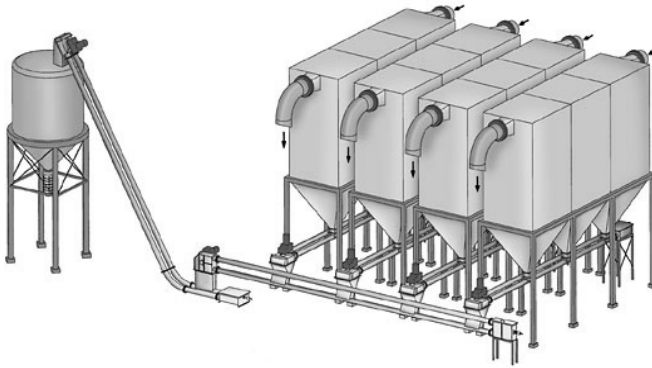
Jedną z istotnych wad przenośników zgrzeblowych rurowych są znaczne opory ruchu i powodowane nimi zużycie ścierne rynien i zgrzebeł. Dlatego do racjonalnego projektowania tych przenośników istotna jest znajomość nie tylko oporów podstawowych, ale i dodatkowych, które były przedmiotem analizy w tej pracy.

---

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

## WPROWADZENIE

Przenośniki zgrzeblowe rurowe stwarzają nowe możliwości rozwiązywania technicznych problemów transportowych w sposób, który w ogólnym bilansie ekologicznym, ekonomicznym i eksploatacyjnym może okazać się korzystniejszy niż przy zastosowaniu dotychczasowych środków transportu [L. 2–6]. Jedną z istotnych ich wad, nawet w porównaniu z klasycznymi przenośnikami zgrzeblowymi o rynnach otwartych [L. 1], są znaczne opory ruchu i powodowane nimi zużycie ścierne rynien, zgrzebeł i cięgien.



**Rys. 1. Zastosowanie przenośników zgrzeblowych rurowych do opróżniania elektrofiltrów [L. 7]**

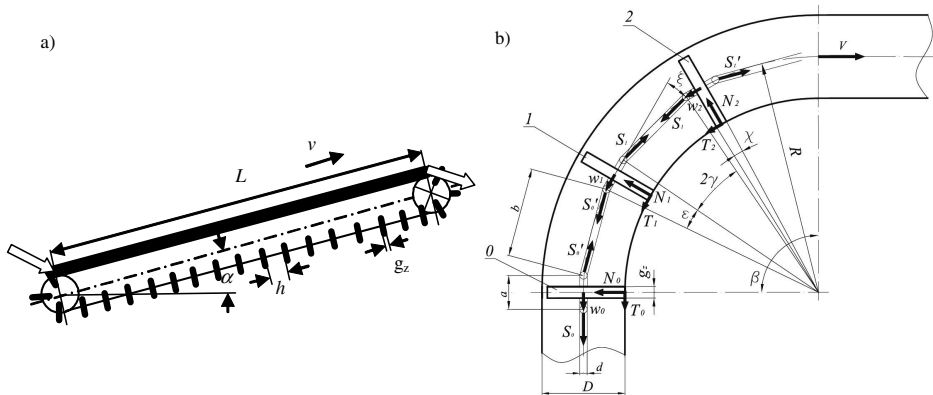
Fig. 1. Scraper pipe conveyors used for electrofilters clearing [L. 7]

Znajomość oporów ruchu nie tylko podstawowych, ale i dodatkowych jest istotna w racjonalnym projektowaniu tych przenośników, dlatego niniejsza praca dotyczy tych właśnie oporów.

## DODATKOWE OPORY PRZENOŚNIKA PRZY RUCHU ZGRZEBLA Z ODCINKA PROSTEGO W ŁUK I ODWROTNIE

Podczas „przejścia” zgrzebla i odcinka prostego w łuk – i odwrotnie – występują dodatkowe opory związane z translokacją materiału w rurze. Zgrzebło „wchodząc” w łuk z pozycji „0” w pozycję „1” (**Rys. 2b**) doznaje obrotu o kąt równy  $2\gamma + \varepsilon - \chi$  (przy założeniu, że zachowuje ono układ radialny, a materiał jest nieściśliwy), co powoduje przemieszczenie

wewnątrz rury części materiału o masie  $\rho \cdot \Delta V$  w kierunku na zewnątrz osi łukowej rury – a przy „wychodzeniu” zgrzebła z łuku, taka sama masa materiału jest przemieszczona w kierunku przeciwnym. Te przemieszczenia materiału wymagają pokonania oporów tarcia wewnętrznego materiału i powodują wzrost oporów ruchu przenośnika na łuku.



**Rys. 2. Schematy: a) przenośnika zgrzeblowego rurowego; b) sił do wyznaczenia oporów ruchu tego przenośnika na łuku poziomym**

Fig 2. Schemas of: a) scraper pipe conveyor; b) forces to calculate resistances of movement on vertical bend

Na **Rys. 2b** oznaczono:  $\beta$  – kąt łuku [°],  $\varepsilon$  – kąt [°];  $\varepsilon = 2 \arctg\left(\frac{a}{2R}\right)$ ;

$\gamma$  – kąt [°],  $\gamma = \arcsin\left(\frac{b}{2R} \cdot \cos \frac{\varepsilon}{2}\right)$ ;  $\chi$  – kąt [°],  $\chi = 2 \arctg\left(\frac{g_z}{2R}\right)$ ,

$a, b$  – charakterystyczne wymiary cięgna [m],

$h = a + b$  – odstęp między zgrzeblami [m],

$g_z$  – grubość zgrzebla [m],

$R$  – promień łukowej rury [m],

$\xi$  – kąt odchylenia osi cięgna od osi zgrzebla [°],

$S_i, S'_i$  – siły napięcia w cięgnie roboczym [N],

$N_i$  – siły reakcji normalnych działających na zgrzebło [N],

$T_i = \mu_z \cdot N_i$  – siła tarcia działająca na  $i$ -te zgrzebło w łuku [N],

$w_i$  – opór ruchu warstwy materiału zawartej między dwoma zgrzeblami [N].

Łuk osi rury ograniczony kątem  $2\gamma + \varepsilon - \chi$  ma promień  $R$  i długość  $h$ , a objętość materiału w części wewnętrznej rury (**Rys. 3**) wynosi:

$$V_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{8} (R - x_s) \cdot (2\gamma + \varepsilon - \chi) = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{8} (R - x_s) \cdot (2\gamma + \varepsilon - \chi) \quad (1)$$

gdzie:  $\delta = \frac{d}{D}$

$$\text{a w części zewnętrznej: } V_2 = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{8} (R + x_s) \cdot (2\gamma + \varepsilon - \chi) \quad (2)$$

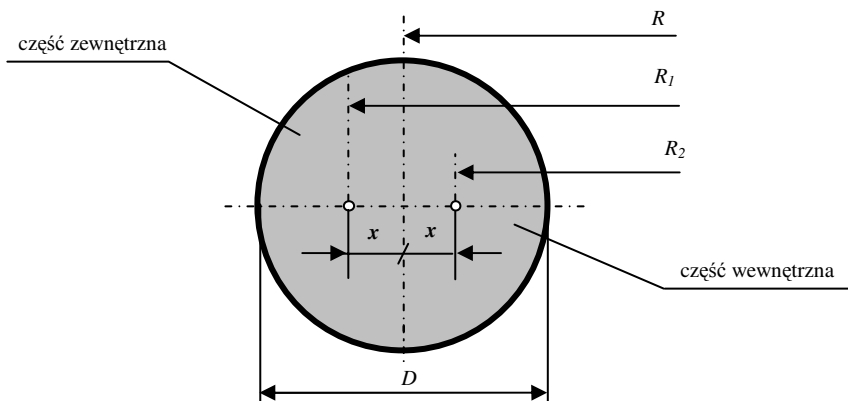
gdzie współrzędna środka ciężkości połowy pierścienia kołowego:

$$x_s = \frac{2D}{3\pi} \cdot \frac{1 - \delta + \delta^2}{1 - \delta}$$

Zatem przy przejściu zgrzebła z pozycji „0” w pozycję „1” doznaje ono obrotu o kąt  $2\gamma + \varepsilon - \chi$ , skutkiem czego materiał o objętości:

$$\Delta V = V_2 - V_1 = \frac{D^2 (1 - \delta^2)}{4} \cdot x_s \cdot (2\gamma + \varepsilon - \chi) \quad (3)$$

zostaje przemieszczony w kierunku na zewnątrz na drodze równej  $2x_s$  (**Rys. 3**).



**Rys. 3. Schemat do wyznaczenia przemieszczeń materiału w łukowej rurze**  
 Fig. 3. Schema to calculate displacement of material on bend pipe

Proces ten zachodzi w kierunku odwrotnym przy „wychodzeniu” zgrzebła z łuku na odcinek prosty. Dla pokonania oporów tarcia wewnętrznego materiału o objętości  $\Delta V$  przy przemieszczeniu go na łącznej drodze równej  $4x_s$  musi być wykonana praca kosztem zwiększenia oporów ruchu ciągną o wartość  $W_m$ , którą wyznaczono z równania:

$$4x_s \cdot \Delta V \cdot \gamma_m \cdot \operatorname{tg} \varphi = 2R \cdot W_m \cdot (2\gamma + \varepsilon - \chi) \quad (4)$$

skąd dodatkowy opór na łuku poziomym, po przekształceniach, wynosi:

$$W_m = \frac{2D^4}{9\pi^2 \cdot R} \cdot \gamma_m \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{(1 + \delta) \cdot (1 - \delta + \delta^2)^2}{1 - \delta} \quad (5)$$

gdzie:  $\gamma_m$  – ciężar usypowy materiału transportowanego,  
 $\varphi$  – kąt tarcia wewnętrznego materiału,  
 $D$  – średnica wewnętrzna rury.

Przykładowo przy danych:  $R = 5$  m;  $\delta = 0,1$ ;  $D = 0,1$  m;  $\gamma_m = 7\,357$  N/m<sup>3</sup>;  $\varphi = 52,2^\circ$  (suchy, rozdrobniony węgiel kamienny) z zależności (5) otrzymano  $W_m = 0,004$  N, co można uznać za wartość możliwą do pominięcia.

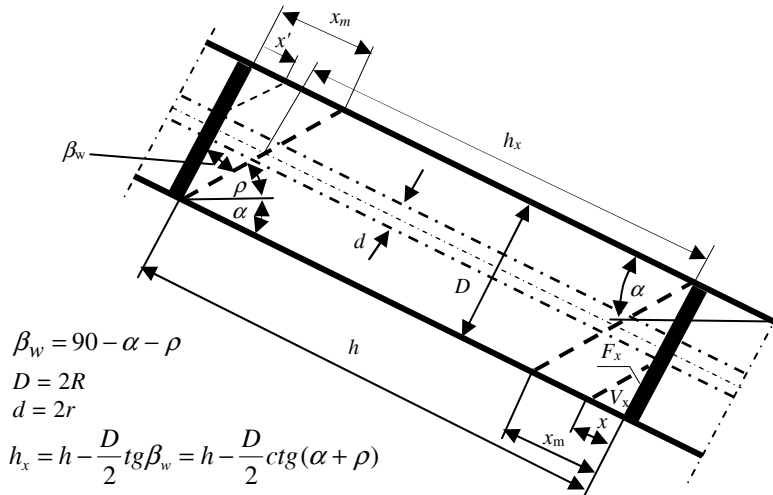
Kolejnym dodatkowym oporem jest tzw. opór przyspieszenia w miejscu zasilania (zwykle prostopadle do kierunku ruchu ciągną) przenośnika materiałem transportowanym, wyrażony zależnością [L. 2]:

$$W_z = \frac{\pi \cdot h \cdot \rho \cdot D^2 (1 - \delta^2)}{4 \cdot (h + g_z)} \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (6)$$

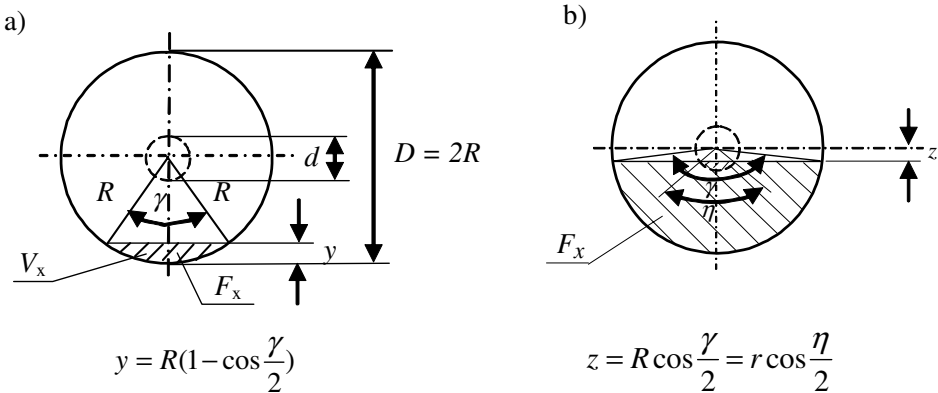
gdzie:  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstość usypowa materiału,  
 $v$  [m/s] – prędkość ciągną,  
 $g_z$  [m] – grubość zgrzebła,  
 $h$  [m] – odstęp między zgrzebłami.

Przykładowo przy danych:  $g_z = 0,01$  m;  $h = 0,1$  m;  $\delta = 0,1$ ;  $D = 0,1$  m;  $v = 0,2$  m/s;  $\rho = 7\,50$  kg/m<sup>3</sup> (suchy, rozdrobniony węgiel kamienny) z zależności (6) otrzymano  $W_z = 0,212$  N, co można także uznać za wartość możliwą do pominięcia.

W dalszej kolejności rozpatrzono zmianę oporu ruchu przenośnika przy zmianie jego wypełnienia materiałem transportowanym. Przy uwzględnieniu oznaczeń jak na **Rys. 4** otrzymano poniższe zależności.



**Rys. 4. Schemat do wyznaczenia zmian wartości oporu ruchu materiału**  
 Fig. 4. Schema to calculate changes of resistances to moment values



**Rys. 5. Schematy a) i b) do wyznaczenia wartości parametrów y i z**  
 Fig. 5. Schemas a) and b) for calculation values of parameters y and z

Wysokość y warstwy materiału o polu przekroju  $F_x$  i objętości  $V_x$  (**Rys. 4** i **Rys. 5**) opierającego się na dolnym zgrzeblu wynosi:

$$y = x \cdot \operatorname{ctg} \beta_w = x \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = R(1 - \cos \frac{\gamma}{2})$$

skąd: 
$$\gamma = 2 \arccos[1 - \frac{x}{R} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)] \quad (7)$$

Pole przekroju warstwy materiału dla  $0 < x \leq (R - r) \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \rho)$  (**Rys. 5**) wynosi:

$$F_x = \frac{R^2}{2} \left[ \frac{\pi \cdot \gamma}{180} - \sin \gamma \right] \quad (8)$$

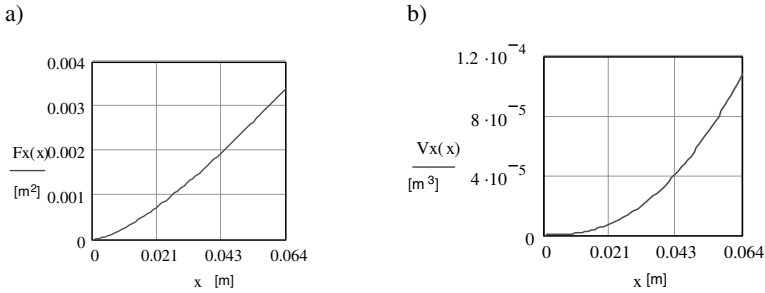
a po uwzględnieniu zależności (7) w (8) mamy:

$$F_x = \frac{R^2}{2} \left\{ \frac{\pi}{180} \cdot 2 \arccos[1 - \frac{x}{R} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)] - \sqrt{1 - \cos^2 \left[ 2 \arccos[1 - \frac{x}{R} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)] \right]} \right\} \quad (9)$$

natomiast objętość:  $V_x = \frac{1}{2} F_x \cdot x$ , która po uwzględnieniu zależności (10) wynosi:

$$V_x = \frac{1}{2} \cdot F_x \cdot x = \frac{R^2 \cdot x}{4} \left\{ \frac{\pi}{180} \cdot 2 \arccos[1 - \frac{x}{R} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)] - \sqrt{1 - \cos^2 \left[ 2 \arccos[1 - \frac{x}{R} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)] \right]} \right\} \quad (10)$$

Poniżej przykładowo przedstawiono na wykresach (dla suchego piasku, który uwzględniono w badaniach doświadczalnych omówionych w dalszej części pracy) zmiany  $F_x$  i  $V_x$  przy danych:  $\alpha = 0^\circ$ ;  $D = 0,1$  m;  $h = 0,15$  m;  $\gamma_m = 17167,5$  N/m<sup>3</sup>;  $\rho = 32^\circ$ ;  $\mu = 0,532$ ;  $\mu_z = 0,7$ ;  $q = 43,47$  N/m;  $k = 0,117$ ;  $\delta = 0,1$ .



**Rys. 6. Wykresy zależności: a)  $F_x(x)$ ; b)  $V_x(x)$**

Fig. 6. Graphs of dependences: a)  $F_x(x)$ ; b)  $V_x(x)$

Przy  $\alpha > \alpha_{\text{grp}}$  opór ruchu przenośnika wypełnionego materiałem na długości  $h$  [m] wynosi [L. 2]:

$$w = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot h \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot h \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \quad (11)$$

Jeśli:

a)  $0 < x \leq 0,5(D - d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \varphi)$ , to zgodnie z zależnościami (9) i (11):

$$F_x = \frac{R^2}{2} \left[ \frac{\pi \cdot \gamma}{180} - \sin \gamma \right] \text{ oraz } V_x = \frac{1}{2} F_x \cdot x$$

a opór ruchu przenośnika:

$$w = [V_x \cdot \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + 2q \cdot h \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha] \quad (12)$$

b)  $0,5(D - d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho) < x \leq 0,5(D + d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho)$ , to:

$$F_x = \frac{R^2}{2} \left[ \frac{\pi \cdot \gamma}{180} - \sin \gamma \right] - \frac{r^2}{2} \left[ \frac{\pi \cdot \eta}{180} - \sin \eta \right] \quad (13)$$

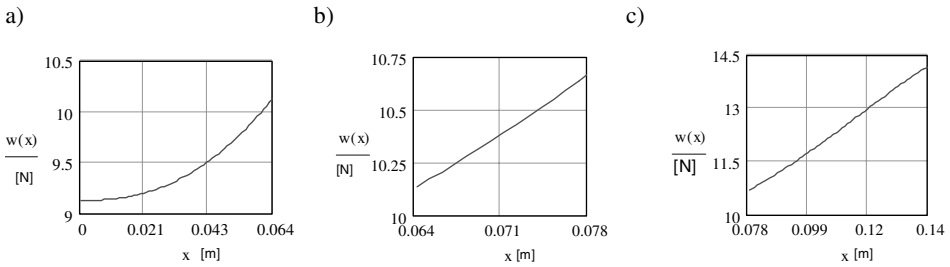
$$\text{gdzie: } \eta = 2 \arccos \left[ 1 - \frac{R}{r} \cos \frac{\gamma}{2} \right] \quad (14)$$

c)  $0,5(D + d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho) < x \leq D \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho) = x_m$  to:

$$F_x = \frac{R^2}{2} \left[ \frac{\pi \cdot \gamma}{180} - \sin \gamma \right] - \pi \cdot r^2 \quad (15)$$



Ze zmianą stopnia wypełnienia przenośnika materiałem, reprezentowanego współrzędną  $x$ , dla przyjętych powyżej danych oraz rozpatrzonych przypadków otrzymano wykresy przedstawione na **Rys. 7**.



**Rys. 7.** Wykresy zmian oporu ruchu przenośnika  $w(x)$  dla przypadków: a) (przy  $x = 0$  przenośnik próżny  $w = 9,129$  N); b) i c)

Fig. 7. Graphs of changes of conveyors resistance to movement  $w(x)$  for cases: a) (at  $x = 0$  empty conveyor  $w = 9,129$  N); b) and c)

Dla przypadku, gdy (**Rys. 4**):

d)  $x_m < x \leq h$

$$w = V_x(x_m) \cdot \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (x - x_m) \cdot \left( \mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right) \cdot e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot k \cdot (x - x_m)}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot h \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \quad (16)$$

e)  $0 < x_p \leq 0,5(D - d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho)$

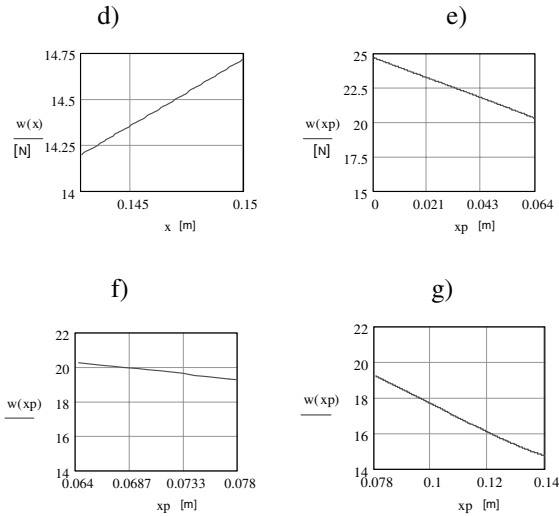
$$w = \left[ \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \cdot x_p - V_x(x_p) \right] \cdot \gamma_m \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot (h - x_p) \cdot \left( \mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right) \cdot e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot k \cdot (h - x_p)}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot h \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \quad (17)$$

Powyzsza zależność dotyczy kolejnych przypadków f) i g):

f)  $0,5(D - d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho) < x \leq 0,5(D + d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho)$

g)  $0,5(D + d) \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho) < x_p \leq D \cdot \text{ctg}(\alpha + \rho)$

Odnośne wykresy dla przypadków d) ÷ g) przedstawiono na **Rys. 8**.



**Rys. 8.** Wykresy zmian oporu ruchu przenośnika  $w(x)$  dla przypadków: d); e); f) i g)

Fig. 8. Graphs of changes of conveyors resistance to movement  $w(x)$  for cases: d); e); f) and g)

Przy całkowitym wypełnieniu objętości między dwoma sąsiednimi zgrzebłami (**Rys. 8e** przy  $x_p = 0$ ) opór ruchu wynosi [**L. 2**]:

$$w = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot h \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot k \cdot h}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot h \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \quad (18)$$

gdzie:  $D$  – średnica wewnętrzna rury, [m];  $d$  – średnica ciągną, [m];  $g$  – przyspieszenie ziemskie, [m/s<sup>2</sup>];  $h$  – odstęp między zgrzebłami, [m];  $L$  – długość przenośnika, [m];  $q$  – jednostkowy ciężar ciągną ze zgrzebłami, [N/m];  $\alpha$  – kąt nachylenia trasy (rurowej) przenośnika względem poziomu, [°];  $\alpha_{grp}$  – graniczny kąt nachylenia trasy przenośnika, [°];  $\rho$  – gęstość usypowa materiału transportowanego, [kg/m<sup>3</sup>];  $\gamma_m = \rho \cdot g$  – ciężar usypowy materiału, [N/m<sup>3</sup>];  $\mu$  – współczynnik tarcia materiału o rurę;  $\mu_z$  – współczynnik tarcia zgrzebeł o rurę.

Przy przyjętych danych z zależności (18) otrzymano  $w = 24,673$  N.

Podane powyżej zależności w sposób ścisły opisują zmiany oporu ruchu  $w$  w zależności od stopnia wypełnienia materiałem objętości między dwoma sąsiednimi zgrzebłami. W przybliżeniu zmiany tego oporu można opisać przyjmując (**Rys. 4**), jako miarę stopnia wypełnienia przenośnika materiałem, iloraz:

$$\delta_V = \frac{0,25 \cdot \pi D^2 (1 - \delta^2) \cdot h_x}{0,25 \cdot \pi D^2 (1 - \delta^2) \cdot h} = \frac{h_x}{h} = 1 - \frac{D}{2h} \operatorname{ctg}(\alpha + \rho)$$

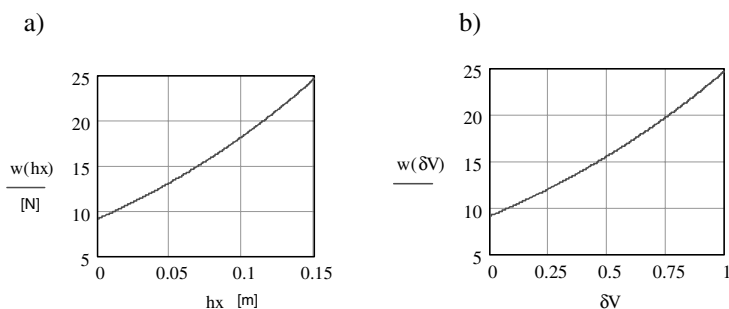
skąd:

$$h_x = \delta_V \cdot h \quad (19)$$

zatem zależność (19) przyjmie postać:

$$w(\delta_V) = \frac{\pi D^2 (1 - \delta^2)}{4} \gamma_m \cdot h \cdot \delta_V \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot e^{\frac{4 \cdot \mu \cdot k \cdot h \cdot \delta_V}{D(1 - \delta^2)}} + 2q \cdot h \cdot \mu_z \cdot \cos \alpha \quad (20)$$

Na **Rys. 9** przedstawiono, dla przyjętych wcześniej danych, zmiany oporu  $w = w(\delta_V)$  wg zależności (20).



**Rys. 9. Wykresy zależności: a)  $w(h_x)$ , b)  $w(\delta_V)$**

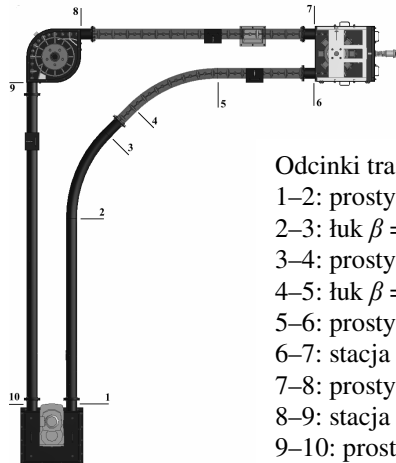
Fig. 9. Graphs of dependences: a)  $w(h_x)$ , b)  $w(\delta_V)$

Porównując wartości oporu  $w$  uzyskane w sposób ścisły i przybliżony [wg zależności (20)] zauważa się nieznacznie jego różnice.

W dalszej kolejności na drodze badań eksperymentalnych oszacowano wpływ stopnia wypełnienia przenośnika materiałem transportowanym na jego opory ruchu.

## BADANIA LABORATORYJNE OPORU RUCHU PRZENOŚNIKA PRZY RÓŻNYCH STOPNIACH WYPEŁNIENIA GO MATERIAŁEM

Badania laboratoryjne przeprowadzono na przemysłowym przenośniku zgrzeblowym rurowym z ciągnem linowym (**Rys. 10**). Przenośnik był w różnym stopniu wypełniany piaskiem na całej długości gałęzi ładowniczej (odcinki 7–8, 8–9 i 9–10, jak na **Rys. 10**), a następnie w czasie jego ruchu rejestrowano mierzone wielkości. Dla każdego przypadku (rodzaj materiału i stopień wypełnienia) pomiary przeprowadzono trzykrotnie, a otrzymane wyniki uśredniono.



Odcinki trasy:

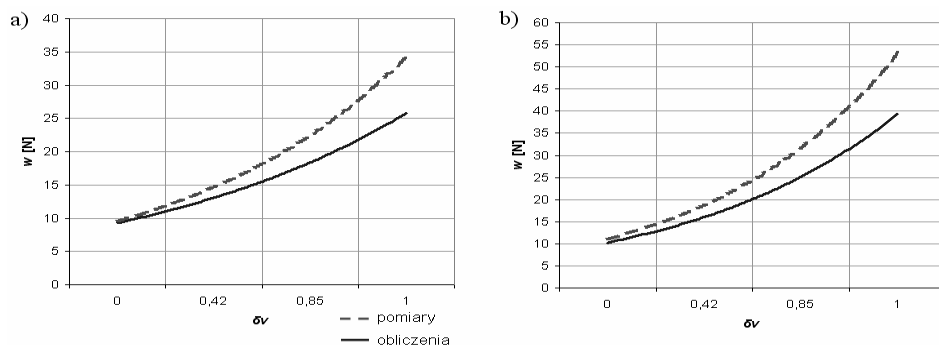
- 1–2: prosty  $\alpha = -18 [^\circ]$ ,  $L = 2 [m]$ ,
- 2–3: łuk  $\beta = 45 [^\circ]$ ,  $R = 1,2 [m]$ ,
- 3–4: prosty  $\alpha = -18 [^\circ]$ ,  $L = 0,4 [m]$ ,
- 4–5: łuk  $\beta = 45 [^\circ]$ ,  $R = 1,2 [m]$ ,
- 5–6: prosty  $\alpha = 0 [^\circ]$ ,  $L = 1 [m]$ ,
- 6–7: stacja zwrotna,
- 7–8: prosty  $\alpha = 0 [^\circ]$ ,  $L = 2 [m]$ ,
- 8–9: stacja kierunkowa,
- 9–10: prosty  $\alpha = 18 [^\circ]$ ,  $L = 3 [m]$ ,
- 10–1: stacja napędowa.

**Rys. 10. Przenośnik zgrzeblowy rurowy firmy FERIND [L. 8]**

Fig. 10. Scraper pipe conveyor of Ferind [L. 8]

Opory ruchu przenośnika wyznaczono na drodze pomiaru mocy czynnej pobieranej przez silnik oraz prędkości ruchu ciągnia. Moc czynną wyznaczono z pomiaru napięcia i natężenia prądu pobieranego z sieci przez silnik przenośnika, a prędkość ciągnia – mierząc prędkość obrotową silnika obrotomierzem cyfrowym typu PIAP-DMT-30.

Uzyskane z pomiarów wyniki porównano z wynikami obliczeń – wg zależności (20) – przy danych:  $D = h = 0,1 [m]$ ;  $\mu = 0,6$ ;  $\mu_l = 0,7$ ;  $q_l = 43,47 [N/m]$ ;  $\gamma_m = 17167,5 [N/m^3]$ ;  $\mu = 0,532$ ;  $\varphi = 52,2^\circ$  oraz  $\rho = 32^\circ$ , co przedstawiono na **Rysunku 11**.



**Rys. 11. Wykresy zależności  $w(\delta_v)$  uzyskane z obliczeń i z pomiarów dla piasku przy: a)  $\alpha = 0^\circ$ ; b)  $\alpha = 18^\circ$**

Fig. 11. Graphs of dependences  $w(\delta_v)$  taken from calculations and measurements for sand at: a)  $\alpha = 0^\circ$ ; b)  $\alpha = 18^\circ$

Otrzymane wykresy wykazują podobieństwo co do charakteru zmian oporu ruchu, a różnice wartości mogą wynikać z powodu wyższej, niż przyjęto, rzeczywistej wartości współczynnika tarcia materiału o rynnę, jak również różnego ukształtowania się jego warstwy w czasie ruchu przenośnika; dalsze badania powinny uściślić opis tych oporów.

## PODSUMOWANIE

Przeprowadzone w pracy rozważania pozwoliły na uzyskanie zależności opisujących dodatkowe opory ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego związane z przejściem zgrzebeł z prostego odcinka trasy w łuk (i odwrotnie) oraz opory związane z zasilaniem przenośnika materiałem transportowanym. Zależności te uwzględniają parametry techniczno-ruchowe przenośnika i mogą być wykorzystane w bardziej szczegółowych jego obliczeniach; mogą być także przydatne ze względów poznawczych i praktycznych. Opory dodatkowe, wobec stosunkowo niskich ich wartości w porównaniu z oporami zasadniczymi, mogą być pominięte w podstawowych obliczeniach przenośników zgrzeblowych rurowych.

## LITERATURA

1. Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1990.
2. Furmanik K.: Przenośniki zgrzeblowe rurowe. UWND AGH, Kraków 2009.
3. Kasza P.: Wpływ wybranych parametrów na opory ruchu przenośnika zgrzeblowego rurowego. Praca doktorska, AGH, Kraków 2008.

4. 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.
5. 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, s. 74–82.
6. Krause F., Banse W., Schmolke S., Werner A.: Theoretische und Experimentelle Untersuchungen an Stauscheibenförderern (Rohrkettensförderern), Schüttgut 2/1999, TransTech Publications, Germany.
7. SCHRAGE, Rohrkettensystem GmbH, Germany (prospekt).
8. [www.ferind.com.pl](http://www.ferind.com.pl).

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

### Summary

**Scarper pipe conveyors can assure dust, water and even gas tightness, and their routes can be easily configured in horizontal and vertical planes. Because of their advantages, like simple construction and maintenance, silent operation, small crosswise section systems, the ability to transport materials in full isolation from the environment (also hot ones up to a temperature 700°C), those conveyors have got wider application in aluminium-works, cement plants, coke plants, filters evacuation systems, and in the ceramic, chemical and primary industries.**

**One of the real disadvantages of scraper pipe conveyors is the great resistance of movement and wear of pipes and scrapers. A very important problem of designing scraper pipe conveyors is the knowledge of their resistance to movement and drive power according to the parameters of construction and motion and also the type of handled materials. For the rational designing of those conveyors, it is essential to know the basic sources of the resistance of movement and the additional ones, which were subject of this paper. The results of these calculations allowed us to obtain the dependencies on additional resistance to the movement of the scraper pipe conveyor connected with the displacement of material on bends in the pipes, and also the resistance of conveyor loading. Dependencies on additional resistance to movement can be used during detailed calculations of scraper pipe conveyors, but also can be useful for cognitive and practical reasons.**