

JÓZEF SUCHOŃ
STANISŁAW DEMBNICKI
LESZEK GORGON

DODATKOWE OPORY RUCHU W PRZENOŚNIKACH ZGRZEBŁOWYCH O TRASIE KRZYWOLINIOWEJ

W pracy podano i uzasadniono celowość stosowania rozszerzonych zależności Eulera - Eytelweina do określenia oporów ruchu wciąganych przenośników zgrzeblowych o trasie krzywoliniowej. Przedstawiono graficznie wpływ niektórych parametrów na dodatkowe wartości oporów ruchu.

Krzywoliniowość trasy przenośnika może występować zarówno w płaszczyźnie poziomej, pionowej jak i w obu płaszczyznach równocześnie. W wyniku takiego ułożenia trasy przenośnika napęd musi pokonać dodatkowe opory ruchu wynikające z tarcia łańcuchów o prowadnice rynien na odcinkach zakrzywionych. Wzrosty sił i mocy stąd wynikające mogą być dość znaczne i wymagają uwzględnienia ich przy obliczeniach związanych z rozkładem obciążeń w łańcuchach oraz doбором ciągu, mocy silników i rozdziałem tej mocy na napęd główny i pomocniczy. Problem ten jest bardzo istotny, bowiem w rzeczywistości tylko niewiele przenośników zgrzeblowych zainstalowanych w podziemiach kopalń można uznać za prostoliniowe.

Występujące w przenośnikach zgrzeblowych zakrzywienia konturu ciągu łańcuchowego wynikają z trzech zasadniczych przyczyn:

- ze sposobu załęgania złoza,
- z przyjętej metody urabiania,
- z konstrukcji przenośnika.

Załęganie złoza daje najczęściej różnego rodzaju zakrzywienia w płaszczyźnie pionowej.

Zakrzywienia te przyjmują postać pojedynczego łuku / w miejscu zmiany nachylenia pokładu/ lub łuku podwójnego, tj. w kształcie litery S / np. w miejscu uskoku/.

Rodzaj przyjętej metody urabiania złoza rzutuje głównie na zakrzywienia w płaszczyźnie poziomej przenośnika. Przy urabianiu za pomocą struga czoło ściany przyjmuje najczęściej kształt łagodnego łuku, natomiast przy zastosowaniu kombajnu mamy do czynienia z trasą przenośnika zakrzywioną w kształcie litery S. Zakrzywienie to zmienia swoje miejsce wzdłuż długości przenośnika wraz z ruchem kombajnu. Wpływ konstrukcji przenośnika na występowanie zakrzywień konturu ciągną łańcuchowego uwidacznia się przede wszystkim w rozwiązaniu kadłuba napędu, w którym ciągnio ulega odchyleniu w płaszczyźnie pionowej. Nie bez znaczenia jest też sposób połączenia rynien między sobą. Wynikające stąd maksymalne kąty przegięć rynien w dwu wzajemnie prostopadłych kierunkach rzutują w niektórych przypadkach na całkowity kąt przegięcia trasy.

Zależność na względny przyrost oporów ruchu przenośników zakrzywionych podał H. Guder [1] wykorzystując do tego celu rozszerzony wzór Eulera - Eytelweina. Wzór ten w zastosowaniu do ciągną łańcuchowego przenośnika zgrzeblowego ma postać:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f_1 \beta} + \frac{r}{f_1} \cdot r / e^{f_1 \beta} - 1 / q_u + r_2 / \cdot / \cos \alpha \pm \frac{\sin \alpha}{f} / \quad /1/$$

gdzie:

S_1, S_2 - siły w ciągnie za i przed zakrzywieniem, N,

r - promień zakrzywienia trasy przenośnika, m,

α - kąt podłużnego nachylenia przenośnika, rad,

f_1 - współczynnik oporów ruchu łańcucha w rynnie,

f - współczynnik oporów ruchu / $f = f_1$, gdy ciągnio nie jest obciążone urobkiem; $f = f_2$, gdy ciągnio obciążone jest urobkiem/

q_2 - ciężar 1 m ciągną łańcuchowego, N/m,

q_u - ciężar urobku przypadający na 1 m ciągną, N/m,

β - kąt przegięcia trasy przenośnika, rad.

We wzorze /1/ znak "+" przyjmować należy, gdy ruch rozpatrywanego odcinka ciągną odbywa się do góry, zaś "-" gdy ruch ten odbywa się w dół.

Potrzeba korzystania z rozszerzonej zależności Eulera - Eytelweina wynika z tego, iż w przenośnikach zgrzeblowych, ze względu na duże długości zakrzywień trasy, błędy wynikające z nieuwzględnienia ciężaru ciągną na i urobku na zakrzywieniu byłyby zbyt duże.

H. Guder sporządził wykresy obrazujące względny przyrost sił w ciągnie i mocy napędów przy założeniu, że wartości sił w ciągnie w miejscach zbiegania z bębnowi napędowych są równe zero.

W praktyce warunek ten zwykle nie jest spełniony. Ciężno i silniki muszą przenosić w takich przypadkach dużo większe obciążenia, niż by to wynikało z prac [1,2].

W celu pokazania, jak duże mogą być przyrosty tych obciążeń i jak ważne jest w związku z tym dla pracy przenośnika ustalenie właściwego napięcia wstępnego, wyprowadzono odpowiednie zależności i dokonano na tej podstawie obliczeń.

Jeśli do rozważań przyjmiemy się przenośnik zgrzeblowy z dwoma napędami /rys. 1/, w którym siła w ciągnięciu w punkcie zbiegania z bębna napędu głównego wynosi $S_{k4} = S_{zd}$, a w punkcie zbiegania z bębna napędu pomocniczego $S_{k2} = S_{zg}$, to dla gałęzi górnej / obciążonej urobkiem / przenośnika zakrzywionego w kształcie litery S otrzymamy:

$$S_{k1} = f_3 q \left[l_{xg} + l_{2g} e^{f_1 \beta} + \frac{r}{f_1} / e^{f_1 \beta} - 1 / \right] / \cos \alpha \mp \frac{\sin \alpha}{f_3} / + S_{k2} e^{f_1 \beta} / 2 /$$

zaś dla gałęzi dolnej

$$S_{k3} = f_1 q_2 \left[l_{xd} + l_{2d} e^{f_1 \beta} + \frac{r}{f_1} / e^{f_1 \beta} - 1 / \right] / \cos \alpha \pm \frac{\sin \alpha}{f_1} / + S_{k4} e^{f_1 \beta} / 3 /$$

Siły te w przypadku przenośnika prostoliniowego określają odpowiednio zależności

$$S_{p1} = f_3 \cdot q \cdot l \cdot / \cos \alpha \mp \frac{\sin \alpha}{f_3} / + S_{p2} \quad /4/$$

$$S_{p3} = f_1 \cdot q_2 \cdot l \cdot / \cos \alpha \pm \frac{\sin \alpha}{f_1} / + S_{p4} \quad /5/$$

gdzie:

$$q = q_1 + q_u$$

l , l_{xg} , l_{xd} , l_{2g} i l_{2d} - odpowiednio do rys. 1.

Wzrost obciążenia ciągną w obu gałęziach przenośnika krzywoliniowego w stosunku do przenośnika prostoliniowego obrazuje stosunek S_k / S_p , natomiast dodatkowe opory ruchu ΔW_k zależność

$$\Delta W_k = / \frac{S_k}{S_p} - 1 / \cdot 100 \% \quad /6/$$

Wyniki przeprowadzonych obliczeń dodatkowych oporów ruchu ΔW_k dla gałęzi górnej / ładowej / przenośnika przedstawiono na rys. 2.

Z rysunku wynika, że zwiększone napięcia ciągną w punktach zbiegania S_x są bardzo niekorzystne dla pracy przenośnika.

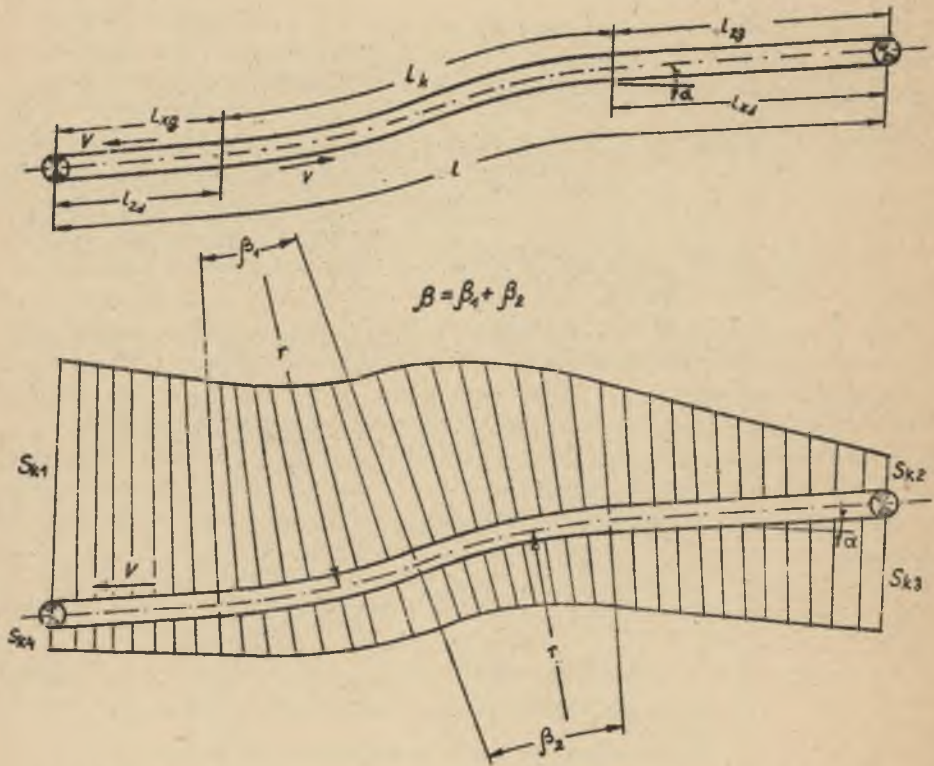
Obliczenia wykonano dla następujących danych:

$$S_z = 0,5, 10, 20 \text{ kN}, Q = 200 \text{ t/h} \left(q_u = 730 \text{ N/m} \right), q_2 = 276 \text{ N/m},$$

$$v = 0,76 \text{ m/s}, l = 200 \text{ m}, l_r = 1,5 \text{ m}, l_k = 30 \text{ m}, f_3 = 0,35,$$

$$f_1 = 0,25, \beta = 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ / \text{kąt przegięcia sąsiednich rynien},$$

$$\alpha = 0^\circ$$



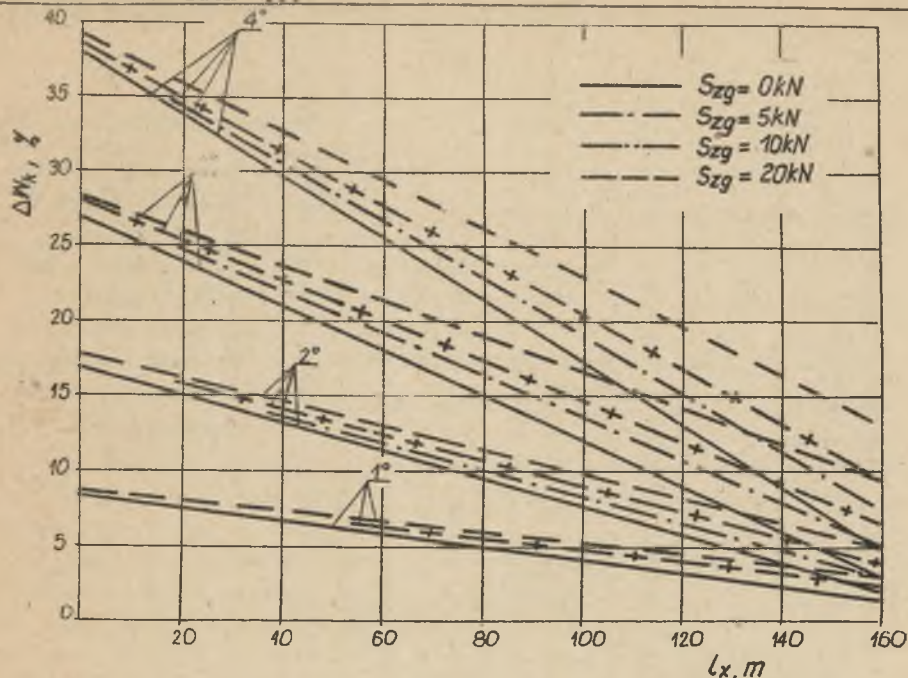
Rys. 1. Rozkład napięć w cięgnie łańcuchowym wielonapędowego przenośnika zgrzeblowego w przypadku gdy $S_{zg}, S_{zg} > 0$

W przypadku gdy w ścianie stosuje się strug węglowy, przenośnik ma zwykle kształt łuku / rys. 3/, otrzymuje się

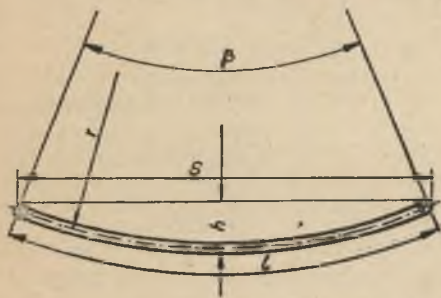
$$S_{k1} = f_3 q \frac{h}{r_1} / e^{f_1 \beta} - 1 / \cos \alpha \mp \frac{\sin \alpha}{f_3} / + S_{k2} e^{f_1 \beta} \quad /7/$$

$$S_{k3} = f_1 q_1 \frac{h}{r_1} / e^{f_1 \beta} - 1 / \cos \alpha \pm \frac{\sin \alpha}{f_1} / + S_{k4} e^{f_1 \beta} \quad /8/$$

Dla zilustrowania wpływu wielkości napięcia cięgnego w punkcie jego zbiegania z bębna napędowego na wartość dodatkowych oporów ruchu ΔW_k wykonano obliczenia zgodnie z zależnością /6/ dla danych: $S_z, Q, v, q_1, l_r, f_3, f_1$ - jak w poprzednich obliczeniach oraz $h = 5, 10, 20$ m. Wyniki przedstawiono na rys. 4.



Rys. 2. Zależność dodatkowych oporów ruchu ΔW_k od długości zakrzywienia l_x , napięcia cięgna w punkcie zbiegania z bębna napędowego S_{zg} , oraz kąta przegięcia między rynnami φ



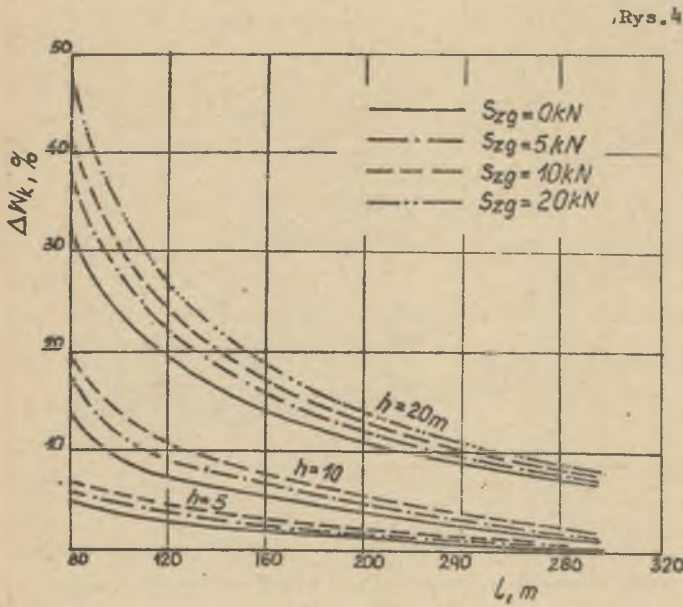
Rys.3. Schemat trasy przenośnika zgrzeblowego w ścianie strugowej

Z teoretycznej analizy sił w cięgnach przenośników zgrzeblowych wynika, że najmniejsze opory ruchu będą występować w przypadku, gdy siły w cięgnie w punktach zbiegania z bębnow napędowych wynoszą zero/ rys.5/. Wzrost oporów ruchu wynikać może z nadmiernego napięcia wstępnego cięgna oraz niewłaściwego rozdziału mocy na napęd główny i pomocniczy.

Zwiększone opory ruchu przenośnika przyczyniają się do:

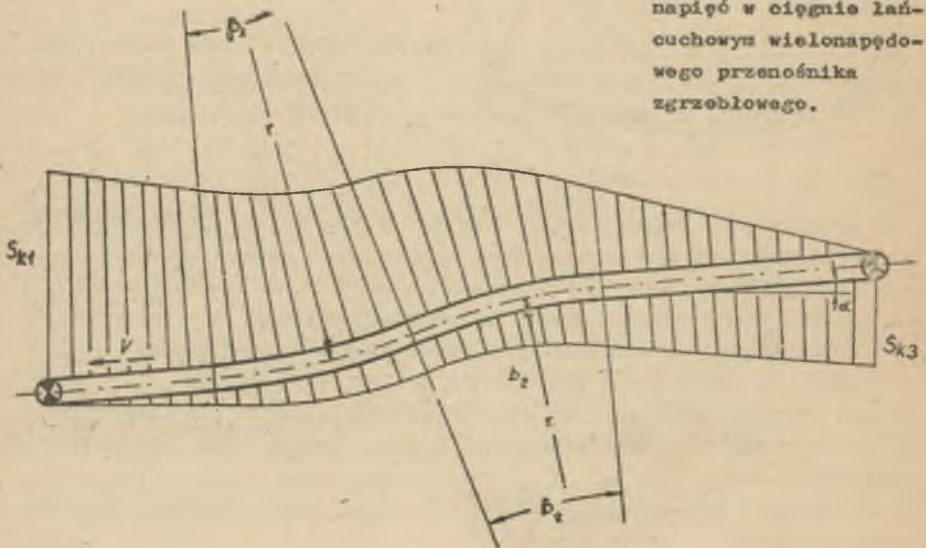
- wzrostu zużycia ściernego rynn, bębnow napędowych i elementów cięgna,
- obniżenia współczynnika bezpieczeństwa pracy cięgna oraz jego trwałości i niezawodności.

Zwiększenie mocy przenośnika zakrzywionego w stosunku do prostoliniowego określa zależność



Rys. 4. Zależność dodatkowych oporów ruchu ΔW_k od długości przenośnika L , napięcia cięgną w punkcie zbliżenia z bębna napędowego S_{zg} oraz wygięcia przenośnika h .

Rys. 5. Optymalny rozkład napięć w cięgniach łańcuchowym wielonapędowym przenośnika zgrzeblowego.



$$N_k = / \frac{N_k}{N_p} - 1 / \cdot 100 \%$$

gdzie moc napędu głównego

$$N_{kg} = \frac{/ S_{k1} - S_{k2} / \cdot v}{1000 \eta_c}$$

zaś moc napędu pomocniczego

$$N_{kp} = \frac{/ S_{k3} - S_{k4} / \cdot v}{1000 \eta_c}$$

Dla przenośników prostoliniowych zależności na moc będą analogiczne, z tym że w miejsce sił S_{k1} , S_{k2} , S_{k3} , S_{k4} należy podstawić odpowiednio S_{p1} , S_{p2} , S_{p3} , S_{p4} .

Poruszona problematyka jest szczególnie ważna dla właściwej eksploatacji przenośników zgrzeblowych pracujących w warunkach silnie powyginanej trasy.

Prawidłowym rozwiązaniem byłoby tu zastosowanie siłowników hydraulicznych, które przesuwaliby podłużnie jeden z napędów, zwrotnię lub specjalny bęben napinający, odpowiednio do zmian obciążenia ciężna w punkcie jego zbiegania z bębna napędowego, tj. tak, aby w tym punkcie napięcie było stałe i bliskie zero. Układ napinania ciężna powinien być także wyposażony w urządzenia do kontroli wartości napięcia wstępnego.

Wnioski

Na podstawie przeprowadzonej analizy oraz obserwacji ruchowych przenośników zgrzeblowych pracujących w górnictwie węglowym można wysunąć następujące wnioski:

1. Wartość dodatkowych oporów ruchu przenośnika jest funkcją krzywizny oraz miejsca zakrzywienia na trasie przenośnika.
2. Dodatkowe opory ruchu są tym większe, im większa jest siła w punkcie / w punktach / zbiegania ciężna z bębna / bębnów / napędowego. Optymalne warunki pracy przenośnika ze względu na opory ruchu mają miejsce w przypadku, gdy siła ta jest równa zero.
3. W celu zmniejszenia skutków niewłaściwego przebiegu napięć w ciężnie łańcuchowym należy:
 - 3.1. dążyć do zachowania możliwie najbardziej prostoliniowej trasy przenośnika,
 - 3.2. przed zainstalowaniem przenośnika przeanalizować rozkład napięć w ciężnie pod kątem wyboru optymalnego miejsca usytuowania napędów i rozdziału mocy na te napędy,
 - 3.3. opracować odpowiednie urządzenia napinające i metody kontroli napięcia ciężna.

LITERATURA

- [1] Guder H.: Kettenkräfte und Antriebsleistungen an nicht geradlinig verlaufenden Kettenkratzerförderer. Technische Mitteilungen 59 / 1966/, Heft 9.
- [2] Antoniak J., Suchoń J.: Nowoczesne metody obliczeń przenośników zgrzebłowych. Cz.I i II. Instytut Mechanizacji Górnictwa, Politechnika Śląska, Gliwice 1971 / praca niepublikowana./

Дополнительное сопротивление движению в скребковых конвейерах на криволинейном маршруте

В статье показано и доказано целесообразность применения расширенной зависимости Эйлера-Эютельвайна для определения движения в тягах скребковых конвейеров на криволинейном маршруте. На графике было показано влияние некоторых параметров на дополнительное значение сопротивления движению.

ADDITIONAL RESISTANCES TO MOTION IN PUSH-PLATE CONVEYORS WITH A CURVILINEAR ROUTE

In the paper are given and motivated the advisability of using the extended Euler-Eytelwein dependences for determining the resistances to motion in the pull rods of push-plate conveyors with a curvilinear route. The influence of some parameters on the surplus value of the resistances to motion has been presented graphically.