

## **Prof. Lech Gładysiewicz, dr inż. Robert Król, mgr inż. Jędrzej Bukowski**

Instytut Górnictwa

Politechnika Wrocławska

Pl. Teatralny 2; 50-051 Wrocław

Tel. (71) 320 68 49

email: lech.gladysiewicz@pwr.wroc.pl; robert.krol@pwr.wroc.pl; jedrzej.bukowski@pwr.wroc.pl

### **Eksperymentalne badania oporów ruchu przenośnika taśmowego**

Tests of belt conveyor resistance to motion

**Słowa kluczowe:** *przenośnik taśmowy, krążnik, opór obracania, obciążenie, tensometr*

**Keywords:** *belt conveyor, idler, rotational resistance, loading, strain gauge*

**Streszczenie:** Podstawą projektowania przenośników taśmowych są zaawansowane metody obliczeniowe oraz wielowariantowe symulacje różnych stanów pracy. Kluczowym zadaniem projektowym jest wymiarowanie napędu głównego w oparciu o wyznaczone opory ruchu przenośnika. Najlepsze oszacowanie oporów ruchu przynoszą metody oporów jednostkowych rozwijane w różnych środowiskach badawczych. Doskonalenie metod obliczeniowych wymaga prowadzenia badań w celu weryfikacji opracowanych zależności. W artykule przedstawiono eksperymentalne metody badań wybranych składowych oporów ruchu przenośnika taśmowego, obejmujące pomiary na stanowisku do badań krążników, pomiary toczącego się wózka z dwoma krążnikami na bieżni wyłożonej taśmą przenośnikową oraz pomiary oporów ruchu pojedynczego zestawu krążnikowego na przenośniku kopalnianym. Uzyskane wyniki pomiarów posłużyły nie tylko do weryfikacji metod obliczeniowych, ale również do porównania krążników z płaszczem stalowym z krążnikami z płaszczem poliuretanowym.

#### **1. Wstęp**

Podstawą dobrego projektowania maszyn, w tym przenośników taśmowych są obliczenia. Niewyczerpanym źródłem wiedzy natomiast są badania, na podstawie których tworzona jest teoria. Teoria i obliczenia są zatem nierozłączną parą. Bez sprawdzonej teorii uwzględniającej wszystkie istotne wielkości wpływowe nie można przeprowadzić dobrych, wiarygodnych obliczeń a więc nie można optymalnie zaprojektować maszyny (przenośnika taśmowego). Współczesne obliczenia przenośników taśmowych opierają się na zaawansowanych metodach obliczeniowych, przeważnie symulacyjnych obliczeniach wielowariantowych. Takie podejście do zagadnienia gwarantuje najlepsze rozwiązania we wszystkich fazach projektu. Rozpoznanie wpływu różnych czynników na opory ruchu przenośnika taśmowego jest też podstawą wszelkich działań modernizacyjnych, szczególnie wtedy gdy poszukiwane są rozwiązania zmniejszających zużycie energii.

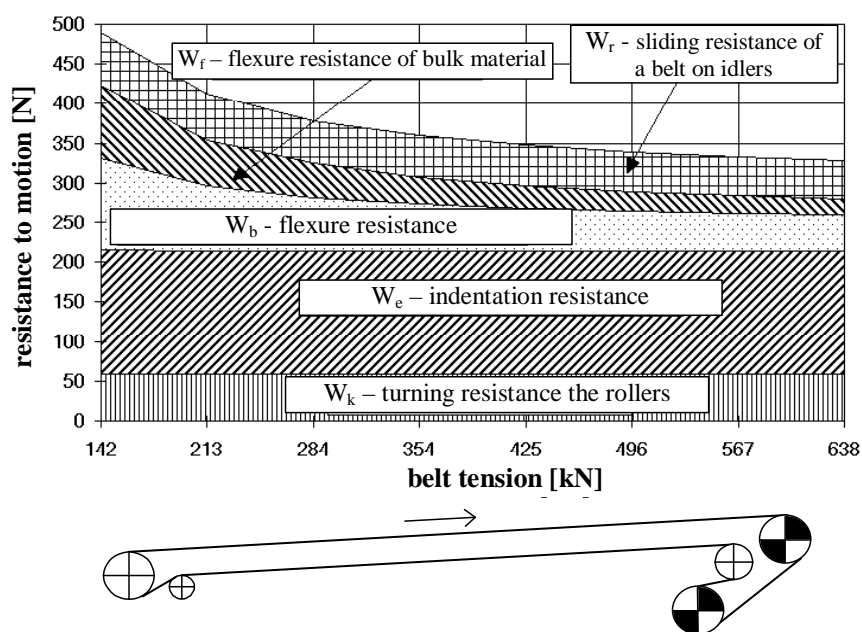
#### **2. Składowe opory ruchu przenośnika taśmowego**

W przenośnikach powyżej 80 m długości dominują rozłożone wzdłuż trasy opory główne. Pod pojęciem opory główne definiuje się wszystkie siły występujące na trasie przenośnika w strefach kontaktu taśmy z elementami podpierającymi (zazwyczaj są to tylko krążniki ale mogą to być podpierające elementy ślizgowe). Ze względu na towarzyszące ruchowi taśmy zjawiska przemian (rozpraszania) energii opory główne dzielimy na:

- opory obracania krążników  $W_k$ ,
- opory toczenia taśmy po krążnikach  $W_e$ ,
- opory przeginanania taśmy  $W_b$ ,
- opory falowania urobku  $W_f$ ,

- opory tarcia taśmy o krążniki  $W_r$ .

Wpływ parametrów technicznych przenośnika, właściwości taśmy oraz urobku na poszczególne składowe oporów głównych jest w miarę dobrze rozpoznany przede wszystkim teoretycznie, w mniejszym stopniu eksperymentalnie[7]. Istotnym zagadnieniem jest wpływ własności taśmy i krążników na opory ruchu przenośnika i przede wszystkim w tym obszarze prowadzone są liczne badania[1,2,3,5,6,10]. Niemniej ważnym zagadnieniem jest wpływ siły w taśmie na wielkość oporów ruchu. Znajomość tych zagadnień nabiera znaczenia przy projektowaniu i eksploatacji przenośników długich i wznoszących bo taśma i krążniki generują większą część oporów głównych, a siła w cięgnie górnym zmienia się w szerokim zakresie[4,9]. Problem ten ilustruje rys. 1, gdzie na przykładzie przenośnika o długości trasy  $L=1100$  m pokazano rozkład wszystkich składowych oporów głównych dla całego zakresu zmian siły w cięgnie górnym. W ruchu ustalonym analizowanego przenośnika siła w cięgnie górnym narasta od poziomu  $S=142$  kN w okolicy stacji zwrotnej do poziomu  $S=638$  kN w miejscu nabiegania na czołową stację napędową. Wzdłuż cięgna górnego opory obracania krążników oraz opory toczenia taśmy jako składowe niezależne od siły w taśmie pozostają na stałym poziomie. Udział pozostałych trzech składowych oporów głównych istotnie zależy od siły w taśmie. Są to: opory przeginięcia taśmy, opory falowania urobku i opory tarcia taśmy o krążniki. Pokazane na rys. 1 składowe oporów ruchu przeliczone zostały na pojedynczy zestaw krążnikowy w cięgnie górnym.



Rys. 1. Udział składowych oporów głównych wzdłuż cięgna górnego przenośnika nadkładowego o następujących parametrach: długość trasy  $L=1100$  m; wysokość podnoszenia  $H=10$  m; kąt nachylenia trasy  $\delta=0,52^\circ$ ; szerokość taśmy  $B=2,25$  m; prędkość taśmy  $v_t=5,24$  m/s; odległość zestawów krążnikowych w cięgnie górnym  $l_g=1,0$  m; gęstość usypowa urobku  $\rho=1600$  kg/m<sup>3</sup>; kąt niecki cięgna górnego  $\lambda=45^\circ$ ; temperatura otoczenia  $T_c=0^\circ$ C; napęd główny na stacji czołowej  $4 \times 1000$  kW, taśma St 3150, krążniki w dobrym stanie technicznym

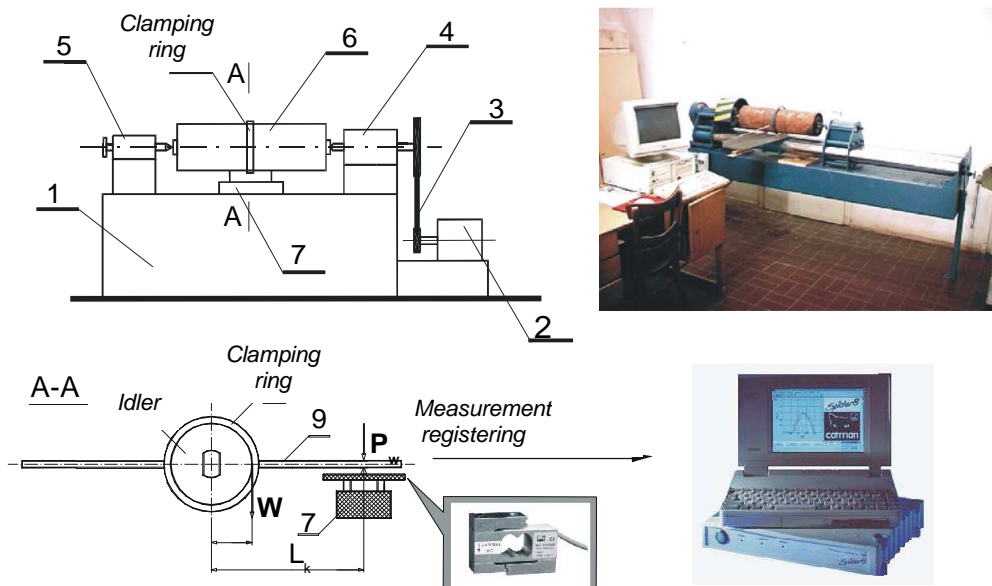
Fig. 1. Proportions of primary resistance components along top strand of overburden conveyor with specifications: route length  $L=1100$  m; load-lifting height  $H=10$  m; route inclination angle  $\delta=0.52^\circ$ ; belt width  $B=2.25$  m; belt speed  $v_t=5.24$  m/s; top-strand idler set spacing  $l_g=1.0$  m; mining spoil bulk density  $\rho=1600$  kg/m<sup>3</sup>; top strand trough angle  $\lambda=45^\circ$ ; ambient temperature  $T_c=0^\circ$ C; main stub-end station drive  $4 \times 1000$  kW, belt St 3150, idlers in good technical condition.

Podział na składowe oporów głównych wyszczególnionych na rys. 1 wynika ze zjawisk jakie towarzyszą ruchowi taśmy wraz z urobkiem po zestawach krążnikowych. Znając parametry przenośnika i warunki eksploatacyjne oraz parametry wpływowe taśmy i urobku

składowe te można z dobrym przybliżeniem wyznaczyć analitycznie natomiast wydzielenie poszczególnych składowych w badaniach eksperymentalnych nie zawsze jest możliwe. Jediną składową, którą można badać eksperymentalnie na specjalnych stanowiskach pomiarowych jest opór obracania krążnika. W dalszej części pracy przedstawione zostaną różne metody badań oporów ruchu przenośnika, których nadrzędnym celem jest rozpoznanie zjawisk i uściślenie metod obliczeniowych w celu prowadzenia analiz nad możliwościami zmniejszenia energochłonności napędu głównego przenośnika taśmowego.

### 3. Badania eksperymentalne oporów obracania krążników

Opór obracania pojedynczego krążnika definiowany jest jako siła styczna przyłożona do płaszcza krążnika, niezbędna do pokonania oporów tarcia w łożyskach oraz uszczelnieniach. Składowa ta może być wyznaczana tylko na podstawie badań. Badania oporów obracania krążników, zgodnie z polską normą: PN-91 M-46606 „Przenośniki taśmowe. Krążniki” wykonuje się na specjalnie przeznaczonym do tego stanowisku pomiarowym, przedstawionym na rysunku poniżej (rys.2).



Rys. 2. Stanowisko do pomiaru oporu obracania krążników:

- 1 – rama nośna, 2 – silnik elektryczny, 3 – przekładnia pasowa, 4 – podpora uchwyty obrotowego, 5 – podpora uchwyty dociskowego nieobrotowego  
6 – badany krążnik, 7 – czujnik siły, 8 – obejmia, 9 – ramię

Fig. 2. Rig for measuring rotational resistance of idler rollers:

- 1 – frame bearer, 2 – electric motor, 3 – belt transmission, 4 – rotary fixture support, 5 – nonrotary clamping fixture support, 6 – tested idler, 7 – force gauge, 8 – clamping ring, 9 – arm.

Oś krążnika (6) mocowana jest z jednej strony w obrotowym uchwycie (4) za pośrednictwem którego przekazywane są obroty z silnika (2) poprzez przekładnie pasową (3). Z drugiej strony podpierana jest dociskowo w nieobrotowym uchwycie (5). Do płaszcza krążnika mocowana jest pierścieniowa obejmia z ramieniem opartym na wadze przez co unieruchomiony jest płaszcz krążnika. Ruch osi względem nieruchomego płaszcza powoduje powstanie momentu, który przenoszony jest przez ramię o stałej długości na wagę lub czujnik siły. Rejestrowana siła jest przeliczana na wartość oporu obracania z warunku równowagi momentów względem osi krążnika. Silnik, który napędza oś wyposażony jest w układ bezstopniowej regulacji obrotów poprzez zmianę częstotliwości prądu zasilającego. Waga

sprężona jest z komputerem pomiarowym rejestrującym opór obracania krążnika w funkcji czasu. Opór obracania  $W_k$  krążnika obliczany jest ze wzoru:

$$W_k = P_w \cdot \frac{L_k}{r_p} [N] \quad (1)$$

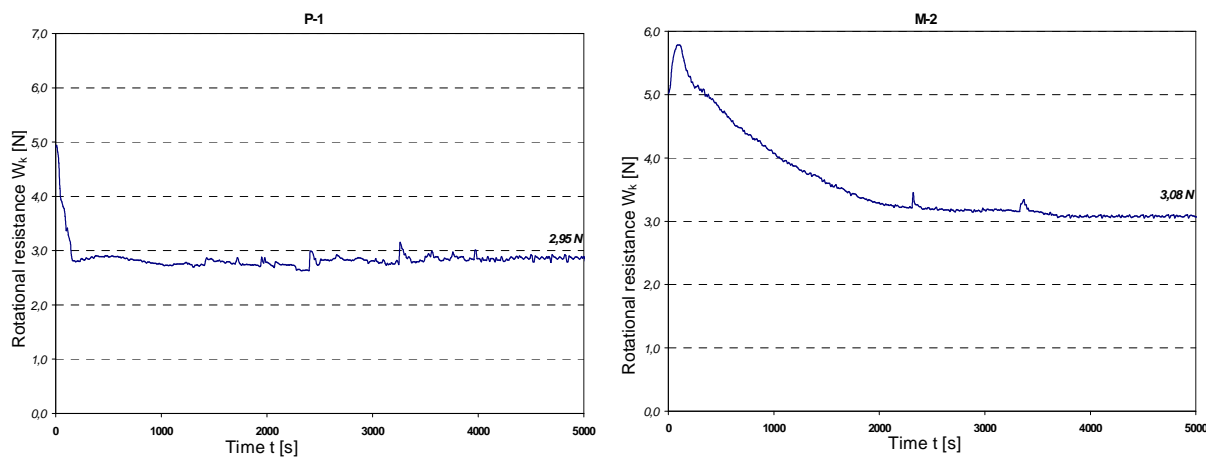
gdzie:

$P_w$ - wskazania wagi, w N,.

$L_k$ - odległość nacisku ramienia obejmującego na szalkę wagi od osi krążnika, w m,

$r_p$ - promień zewnętrzny płaszczka krążnika, w m.

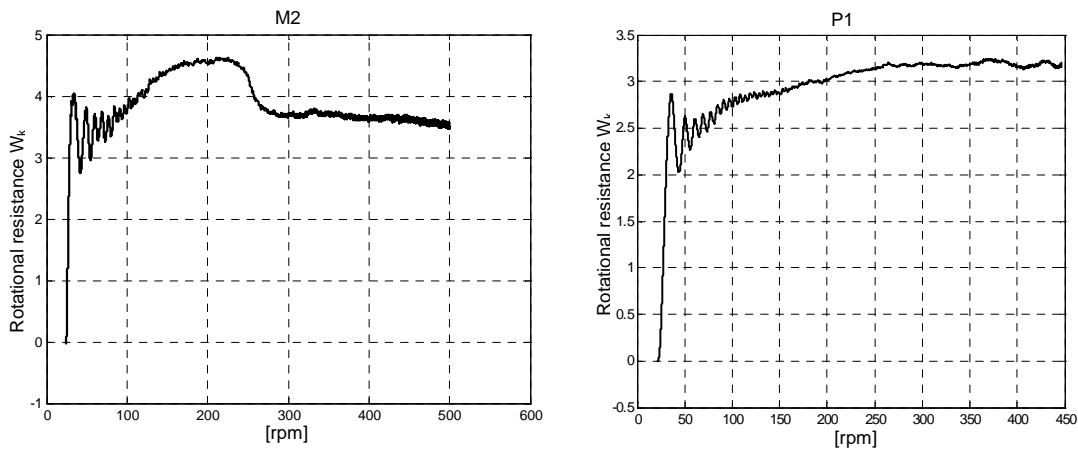
Zgodnie z normą PN-91 M-46606 nowe krążniki przed pomiarami zasadniczymi należy przez 4 godziny obracać z prędkością obrotową równą 600 obr/min. Po tym okresie można przystąpić do pomiarów, gdzie wielkością mierzoną jest opór obracania po ustabilizowaniu czyli po czasie około 2000 sekund. Rys. 3 przedstawia porównanie typowych przebiegów czasowych oporu obracania dla krążnika z płaszczem stalowym i krążnika z płaszczem poliuretanowym



Rys. 3. Przebieg oporów obracania krążnika z płaszczem poliuretanowym **P-1** oraz krążnika z płaszczem stalowym **M-2**

Fig. 3. Traces of rotational resistance for idler rollers with polyurethane shell (**P-1**) and with steel shell (**M-2**)

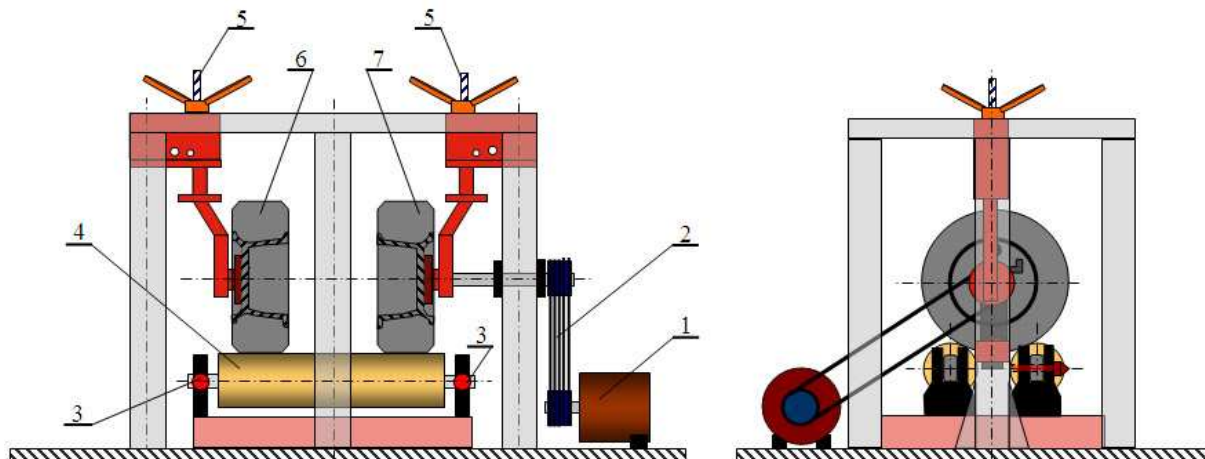
Dla celów porównawczych i dla przeprowadzenia analiz wpływu parametrów konstrukcyjnych przenośnika na opory ruchu interesująca jest zależność oporu obracania krążnika w funkcji prędkości kątowej. Wyniki pomiarów oporu obracania w trakcie rozruchu przy narastaniu prędkości obrotowej od 0 do 500 obr/min dla dwóch typów wykonania płaszczka krążnika porównano na rys. 4.



Rys. 4. Porównanie przebiegów oporu obracania krążnika z płaszczem metalowym **M-2** i krążnika z płaszczem poliuretanowym **P-1** w zakresie obrotów od 0 do 500 obr/min.

Fig. 4. Comparison of recorded rotational resistance traces for idler rollers with metal shell **M-2** and with polyurethane shell **P-1** in rotational speed range of 0-500 rpm.

Przedstawiona metoda wyznaczania oporu obracania krążnika jest prosta i dzięki temu obarczona niewielkim błędem. Wadą tej metody jest pomiar bez obciążenia krążnika. Przy współpracy z niemieckim producentem krążników – firmą Artur Kuepper GmbH & Co AG w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej opracowano nowe stanowisko umożliwiające badania oporów obracania krążników pod obciążeniem. Schemat nowego stanowiska pomiarowego do badania oporu obracania krążnika przedstawiono na rys. 5. Oś badanego krążnika jest mocowana w dwóch wspornikach (8). Płaszcz krążnika zostaje obciążony dwoma kołami (6 i 7), z których jedno jest połączone poprzez wał napędowy i przekładnię pasową (2) z silnikiem elektrycznym (1), a zatem jest kołem napędzającym krążnik. Drugie koło jest wprawiane w ruch bezpośrednio przez obracający się krążnik i jest to koło obciążające. Poprzez śruby dociskające (5) oraz mechanizm dźwigniowy obydwie koła mogą wywierać nacisk na płaszcz krążnika generując siłę promieniową  $F_r$  o wartości do 20kN.

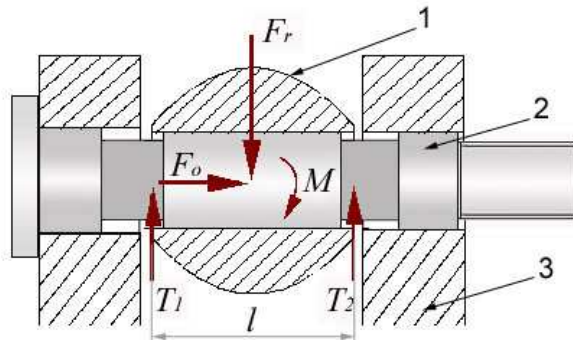


Rys.5. Stanowisko pomiarowe do wyznaczania oporów obracania krążników.

Fig. 5. Test rig for measuring idler rotational resistance.

W otworach wsporników (8) oraz osi krążnika umieszczono dwa bolce pomiarowe (3), które rejestrują siłę promieniową  $F_r$  działającą prostopadle w kierunku osi krążnika (rys. 6). Siła promieniowa  $F_r$  rozkłada się na reakcje  $T_1$ ,  $T_2$  w miejscu gdzie występują największe naprężenia tnące w bolcu pomiarowym. Siła  $F_o$  mogąca działać wzdłuż osi bolca jest

kompenzowana przez układ pomiarowy, a zatem nie zakłóca pomiaru. Jeżeli płaszcz krążnika pozostaje nieruchomy to reakcje na bolcu  $T_1$  i  $T_2$  są sobie równe.



Rys.6. Rozkład sił i momentu na bolcu pomiarowym.  
 1 oś badanego krążnika, 2 bolec pomiarowy, 3 wspornik.  
 Fig. 6. Distribution of forces and torque on measuring bolt:  
 1 axle of tested roller, 2 measuring bolt, 3 support.

Kiedy krążnik zostanie wprowadzony w ruch występuje różnica między reakcjami  $T_1$  i  $T_2$ . Różnica ta jest tym większa im większe są opory obracania krążnika. Znając wartości reakcji  $T_1$ ,  $T_2$  oraz znając długość ramienia  $l$  na jakim reakcje działają można wyznaczyć moment  $M$  działający na oś krążnika. Otrzymujemy zatem zależności:

$$M = T_1 \cdot \frac{l}{2} - T_2 \cdot \frac{l}{2} \quad (3)$$

$$M = (T_1 - T_2) \cdot \frac{l}{2} \quad (4)$$

gdzie:

$M$  – moment skręcający oś krążnika, w Nm

$T_1, T_2$  – reakcje powstające na bolcu wskutek działania sił promieniowej  $F_r$ , w N

$l$  – odległość pomiędzy miejscami występowania sił tnących  $T_1, T_2$ , w N.

Znając wartość momentu  $M$  oraz promień krążnika  $r$  można wyznaczyć wielkość oporu  $W_k$  obracania krążnika z zależności:

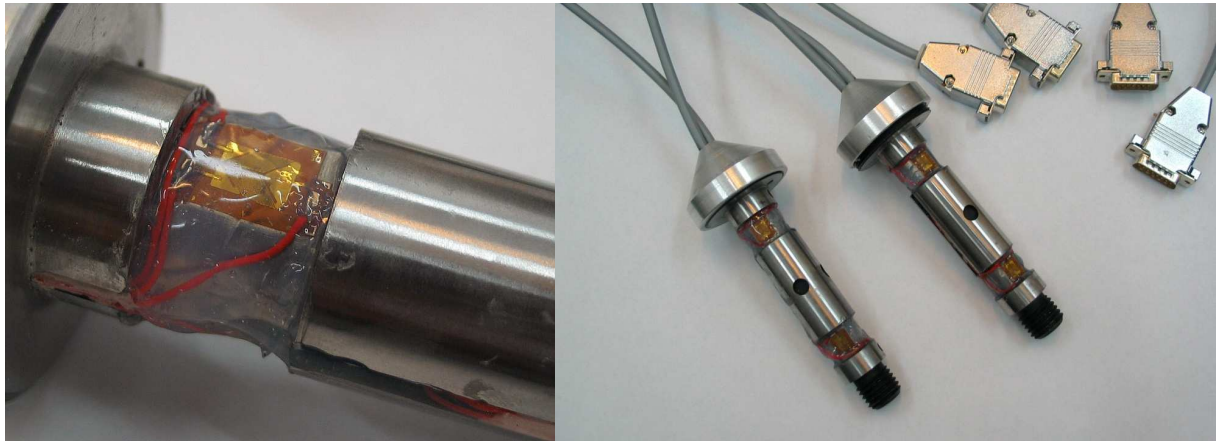
$$W_k = \frac{M}{r_p} \quad (5)$$

gdzie:

$W_k$  – opór obracania krążnika, w N

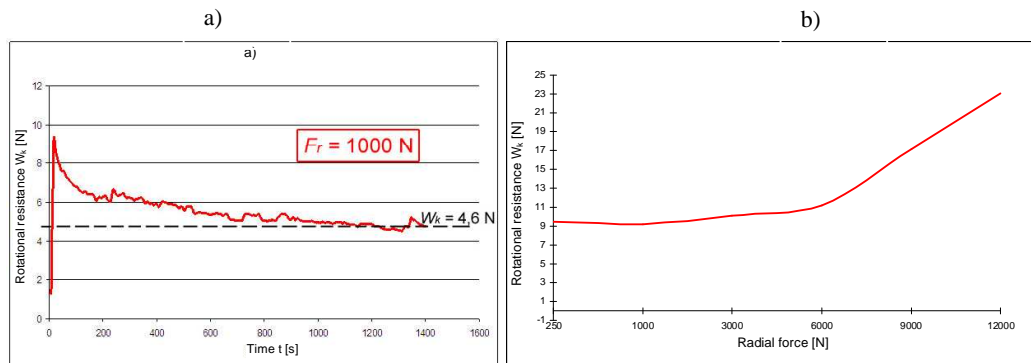
$r_p$  – promień równy połowie średnicy krążnika, w m

Do pomiaru oporu obracania krążnika  $W_k$  została wykorzystana tensometryczna technika pomiarowa. Bolec pomiarowy został skonstruowany w taki sposób, aby w miejscach występowania największych naprężeń tnących ( $T_1, T_2$ ) możliwe było naklejenie dwóch pełnych mostków tensometrycznych (Rys.7). Bolce pomiarowe zostały wykonane z najwyższej jakości stali sprężynowej, dzięki czemu bolec ulega odkształceniom sprężystym w zakresie sił: od 0 do 12kN. W badaniach zostały użyte rozety tensometryczne serii Y o oporności 120Ω firmy Hottinger przeznaczone dla stali, połączone „sześćożyłowo” w trzy niezależne mostki tensometryczne. Połączenie „sześćożyłowe” oraz zastosowanie pełnych mostków powoduje niewrażliwość układu pomiarowego na zmiany temperatury otoczenia.



Rys.7. Bolce pomiarowe oraz punkt pomiarowy z naklejonymi tensometrami.  
Fig.7. Measuring bolts and measuring point with stuck on strain gauges.

Przedstawiony układ pomiarowy umożliwia jednoczesną rejestrację obciążeń promieniowych oraz oporów obracania krążnika. Na stanowisku prowadzone są badania trwałościowe, gdzie wyznacza się charakterystyki badanych krążników (opór obracania w funkcji siły promieniowej). W celu wyznaczenia takiej charakterystyki wykonuje się serię pomiarów oporu obracania krążnika w czasie, dla różnych poziomów obciążenia badanego krążnika. Najczęściej jest to sześć pomiarów, gdzie wartość siły promieniowej  $F_r$  (obciążenia) mieści się w zakresie  $250 \div 12000\text{N}$ . Na rys.8a przedstawiono przebieg zmienności oporu obracania krążnika  $W_k$  w czasie  $t$ , przy obciążeniu promieniowym  $F_r$  równym  $1000\text{N}$ . Ponieważ badany krążnik (produkcji Artur Kuepper GmbH & Co AG  $219 \times 1160\text{mm}$  z łożyskami typu 6312-2Z C4) przepracował w kopalni około 2 lata, stabilizacja oporu obracania następowała po upływie 20 minut od momentu rozpoczęcia badania. Następnie, w oparciu o wyniki serii pomiarów przy zadanym poziomie obciążenia  $F_r$  ( $0,25 \div 12\text{kN}$ ), sporządzono zależność oporu obracania  $W_k$  w funkcji  $F_r$  (rys.8b). Uzyskana zależność wskazuje, że obciążenie promieniowe  $F_r$  wpływa znacząco na wartość oporu obracania krążnika  $W_k$ .



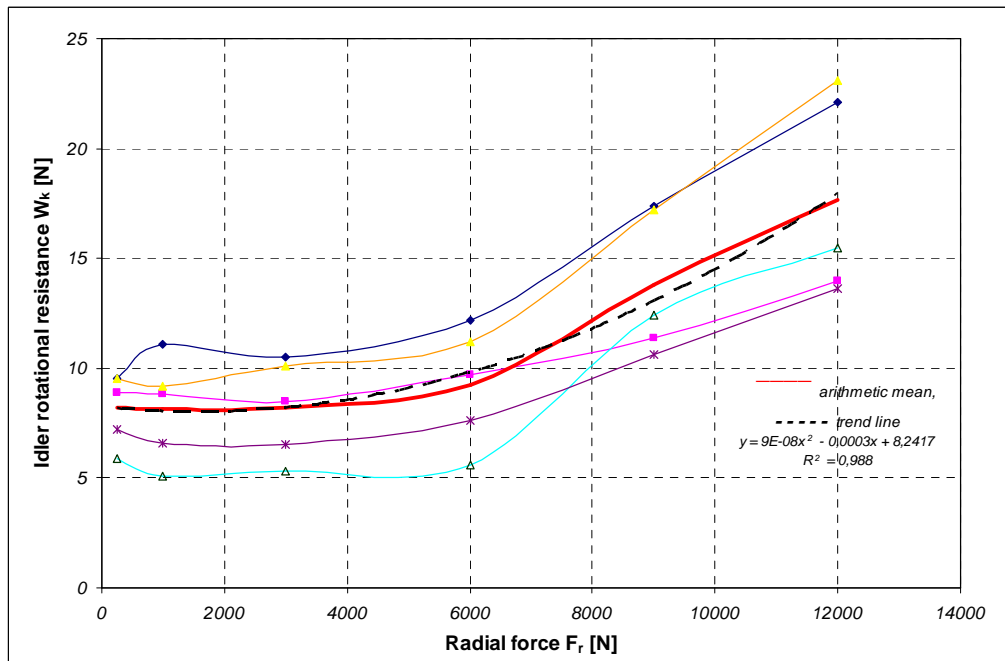
.Rys.8. Przebiegi dynamicznych oporów obracania dla krążnika firmy AKT ( $219 \times 580\text{mm}$ ):

- a) w funkcji czasu (dla obciążenia promieniowego  $F_r = 1\text{kN}$ )
- b) w funkcji siły promieniowej  $F_r$ , w zakresie od  $0,25$  do  $12\text{kN}$

Fig.8. Dynamic rotational resistance for AKT ( $219 \times 580\text{mm}$ ) idler versus:

- a) time (for radial load  $F_r = 1\text{kN}$ ); b) radial force  $F_r$ , in range of  $0.25$ - $12\text{kN}$ .

Zbiorcze zestawienie uzyskanych wyników pomiarów, dla przyjętych do analizy pięciu krążników z płaszczem stalowym i uszczelnieniem labiryntowym, przedstawiono na rys.9. Dodatkowo, dla uzyskanych przebiegów wyznaczono średnią arytmetyczną zależność  $W_k(F_r)$ , która odzwierciedla charakter zachodzących zmian oporu obracania.



Rys.9. Wykres zależności oporu obracania krążnika  $W_k$  od siły promieniowej  $F_r$  dla analizowanych krążników firmy AKT oraz przebieg średniej z wszystkich zależności.

Fig. 9. Idler rotational resistance  $W_k$  versus radial force  $F_r$  for tested AKT idlers and plotted mean of all relations.

Obiecujące wyniki opracowanej metody pomiarowej zachęcają do zastosowania bolców w pomiarach eksploatacyjnych na przenośniku taśmowym. Trwają przygotowania do takich pomiarów, gdzie na jednym zestawie krążnikowym zastosowanych będzie sześć bolców pomiarowych umożliwiających rejestrację obciążeń krążników i ich oporów obracania. Będą to pierwsze pomiary oporów obracania krążników w warunkach eksploatacyjnych. Z takich pomiarów możliwe będzie uzyskanie informacji o faktycznym wpływie sił eksploatacyjnych na opory obracania krążników. To z kolei może rzucić nowe światło na zagadnienia energochłonności zestawu krążnikowego, optymalnego doboru rozstawów krążnikowych oraz trwałości poszczególnych krążników.

#### 4. Badania oporu toczenia i oporu obracania krążnika na stanowisku z równią pochyłą

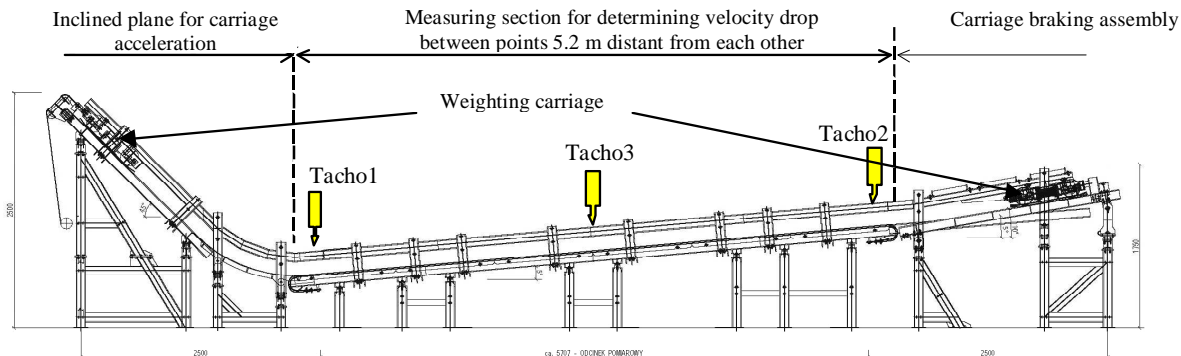
Z wykresu przedstawionego na rys.1 wynika, że największą składową oporów głównych przenośnika taśmowego jest opór toczenia taśmy po krążnikach. Poszukując optymalnych rozwiązań przenośnika należy przeanalizować przede wszystkim tę składową. Dla potrzeb badania oporów toczenia taśmy po krążnikach opracowano stanowisko pomiarowe, gdzie symulowane są warunki współpracy krążnika z taśmą. Stanowisko pomiarowe składa się z czterech głównych zespołów (patrz rys. 8) :

- wózka z dwoma krążnikami,
- odcinka z równią pochyłą służącego do rozpędzenia wózka,
- odcinka pomiarowego na którym badana jest droga swobodnego toczenia się krążnika po taśmie,
- zespołu hamowania wózka.

Odcinek pomiarowy, na którym badana jest kinematyka ruchu wózka wyłożony jest taśmą przenośnikową. Wózek obciążający składa się z dwóch krążników nośnych i ramy. Krążniki umieszczone są w ramie, do której można dokładać dodatkowe masy, przez co zmienia się siłę docisku krążników do taśmy. W badaniach wózek rozpędzany jest do wymaganej

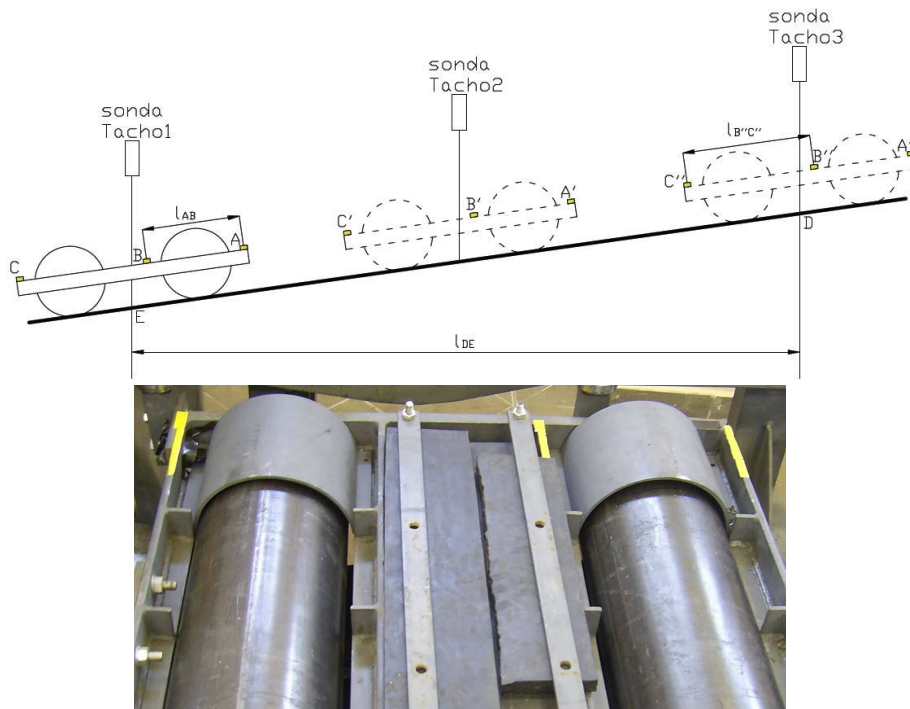


prędkości na równi pochyłej. Następnie na odcinku pomiarowym wskutek oporu toczenia i oporu obracania krążników prędkość ta maleje. Dzięki zastosowaniu trzech sond tachometrycznych (Tacho1, Tacho2 i Tacho3) mierzone są zmiany prędkości. Analiza zmian energii kinetycznej toczącego się po taśmie wózka umożliwia wyznaczenie oporu tocznia. Do tego potrzebna jest znajomość oporów obracania zastosowanych krążników. Opory te wyznacza się metodami przedstawionymi w poprzednim rozdziale.



Rys. 8. Schemat stanowiska z równi pochyłą do badań oporu toczenia taśmy  
Fig. 8. Schematic of inclined-plane rig for testing belt-on-idler rolling resistance.

Dysponując pomiarami czasu przejazdu wózka między kolejnymi sondami można wydzielić odcinki pomiarowe i dla ruchu na tych odcinkach określić zmiany energii kinetycznej. Dla punktu początkowego **E** i końcowego **D** odcinka pomiarowego można określić prędkości przejazdu wózka zgodnie ze schematem pokazanym na rys. 9.



Rys. 9 Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych oraz widok wózka pomiarowego.

Fig. 9. Spacing of measuring points and view of measuring carriage.

Prędkość początkową  $v_1$  i końcową  $v_2$  przy ruchu wózka pomiędzy punktami **D** i **E** na pochyłym odcinku pomiarowym  $l_{DE}$  wyznacza się z równań:

$$v_1 = \frac{l_{AB}}{\Delta t_{AB}} \quad (6)$$

$$v_2 = \frac{l_{BC}}{\Delta t_{BC}} \quad (7)$$

gdzie:

$l_{BC}$  – odległość między punktami B i C na wózku, w m,

$\Delta t_{BC}$  – zmierzony czas przejazdu między punktami B i C, w s.

$l_{AB}$  – odległość między punktami A i B na wózku, w m,

$\Delta t_{AB}$  – zmierzony czas przejazdu między punktami A i B, w s.

Spadek energii kinetycznej wózka podczas ruchu pomiędzy punktami **D** i **E** wyniesie :

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \cdot \left( m + \frac{I_r}{r^2} \right) \cdot (v_1^2 - v_2^2) \quad (8)$$

gdzie:

$m$  – masa wózka, w kg,

$I_r$  – moment bezwładności jednego krążnika, w  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ,

$r$  – promień krążnika, w m,

$v_1$  – prędkość początkowa, w m/s,

$v_2$  – prędkość końcowa, w m/s.

Zmiana energii kinetycznej nastąpiła w wyniku prac sił zewnętrznych na drodze  $l_{DE}$ . Suma sił zewnętrznych działających przeciwnie do kierunku ruchu wózka wynosi:

$$\sum F = W_e + W_k + m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (9)$$

Praca sił zewnętrznych na długości analizowanego odcinka ruchu opisana jest zależnością :

$$\Delta L = (W_e + W_k + m \cdot g \cdot \sin \beta) \cdot l_{DE} \quad (10)$$

gdzie:

$W_e$  – opór toczenia taśmy po krążnikach (dla dwóch krążników w wózku), w N,

$W_k$  – suma dynamicznego oporu obracania dwóch krążników, w N,

$m$  – masa wózka, w kg,

$g$  – przyspieszenie ziemskie, w  $\text{m/s}^2$ ,

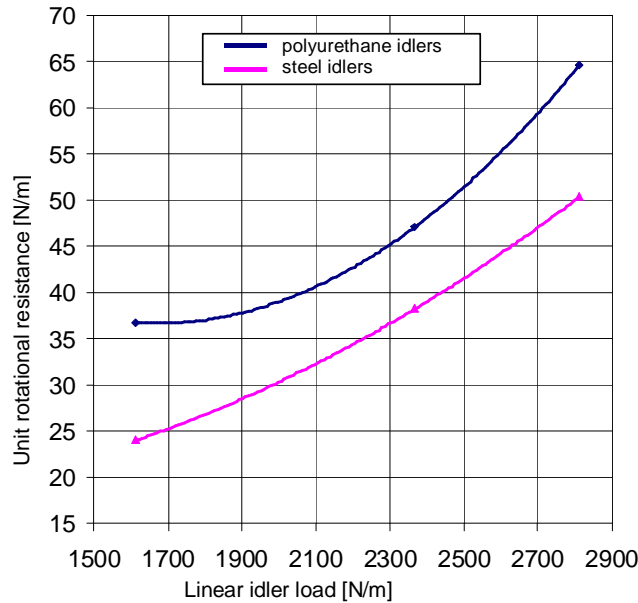
$\beta$  – kąt nachylenia równi, w  $^\circ$ ,

$l_{DE}$  – długość przyjętego odcinka pomiarowego, w m.

Ponieważ praca sił zewnętrznych bilansuje się ze spadkiem energii kinetycznej  $\Delta E_k = \Delta L$ , to po uwzględnieniu równań (9) i (10) otrzymujemy wzór na opór toczenia krążników (wózka z dwoma krążnikami) po taśmie

$$W_e = \frac{1}{2 \cdot l_{DE}} \cdot \left( m + \frac{I_r}{r^2} \right) \cdot (v_1^2 - v_2^2) - W_k - m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (12)$$

Badania na opisanym stanowisku mogą służyć porównaniu wpływu różnych typów taśm lub różnych rozwiązań krążników na wielkość oporu toczenia. Wyznaczone zgodnie z opisaną metodą jednostkowy liniowy opór toczenia taśmy dla dwóch typów krążników porównano na rys. 10. Z przedstawionego wykresu widać wyraźnie, że krążniki z płaszczem poliuretanowym generują większe opory toczenia, co spowodowane jest ich mniejszą sztywnością i większymi odkształceniami pod wpływem siły promieniowej.



Rys. 10. Porównanie jednostkowych oporów toczenia w funkcji liniowego obciążenia krażnika dla krażników z płaszczem metalowym i krażników z płaszczem stalowym.

Fig. 10. Comparison of unit rolling resistance as function of linear idler load for idlers with metal shell and idlers with steel shell.

## 5. Badania na członie pomiarowym przenośnika taśmowego

Badania na specjalnie przygotowanym członie trasy przenośnika w PGE KWB Bełchatów S.A. umożliwiły pomiar sumarycznego oporu ruchu przypadającego na pojedynczy zestaw krażnikowy, Sumaryczny opór ruchu pojedynczego zestawu tworzą następujące składowe: opór obracania trzech krażników, opór toczenia taśmy po krażnikach, opór przeginania taśmy, opór falowania (deformacji urobku) oraz opór ślizgania taśmy po krażnikach wynikający z losowego zbiegania bocznego taśmy oraz z samoczynnego wychylania się krażników bocznych (ustawiania się z tzw. wyprzedzeniem) Pomiarowy zestaw krażnikowy zawieszony jest po obu stronach na trzech przegubowych elementach (rozieszczonych w trzech wzajemnie do siebie prostopadłych kierunkach). W miejscu podwieszenia zestawu po obu jego stronach zainstalowane są czujniki sił (**F1** i **F2**) umożliwiające pomiar zarówno obciążenia pionowego jak obciążenia pionowego zestawu będącego miarą chwilowej wydajności przenośnika. Pomiar sumarycznego oporu ruchu przypadającego na zestaw pomiarowy realizowany jest przy pomocy pary czujników sił po obu stronach zestawu (**F3** i **F4** oraz **F5** i **F6**) zamocowanych na elementach poziomych. Przed uruchomieniem przenośnika w czujnikach sił poziomych ustala się stan sił początkowych  $F_{30}$ ,  $F_{40}$ ,  $F_{50}$  oraz  $F_{60}$ . Podczas ruchu taśmy początkowe siły poziome rejestrowane przez czujniki ulegają zmianie. Siły  $F_3$  i  $F_5$  wzrosną odpowiednio:

$$F_3 = F_{30} + \Delta F_3 \quad (13)$$

$$F_5 = F_{50} + \Delta F_5 \quad (14)$$

Siły  $F_4$  i  $F_6$  zostaną pomniejszone w stosunku do ich wartości początkowych:

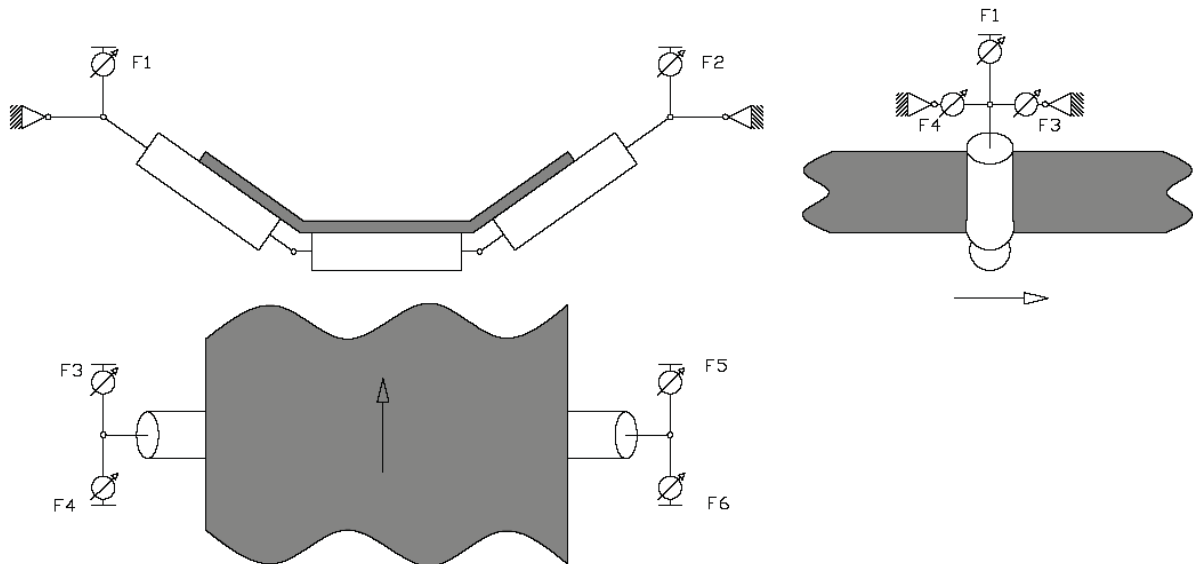
$$F_4 = F_{40} - \Delta F_4 \quad (15)$$

$$F_6 = F_{60} - \Delta F_6 \quad (16)$$

Chcąc obliczyć sumaryczny opór ruchu przypadający na zestaw pomiarowy  $W$  należy zsumować wszystkie przyrosty sił zarejestrowane przez czujniki poziome w trakcie pracy przenośnika:

$$W = \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5 + \Delta F_6 \quad (17)$$

W pomiarach istotne jest odpowiednie ustawienie zestawu kółkowy względem osi taśmy oraz względem zestawów sąsiednich. Aby wyeliminować w pomiarach dodatkowe obciążenia kółkowy a tym samym dodatkowe lokalne przyrosty oporu ruchu niezbędne jest aby zestaw pomiarowy oraz dwa zestawy sąsiednie (poprzedzający i następny) były tak usytuowane w przestrzeni, że osie kółkowy trzech kolejno po sobie występujących zestawów leżały dokładnie na jednej płaszczyźnie. Do regulacji ustawienia zestawów kółkowych służą śruby rzemienne.



Rys. 11. Schemat zawieszenia zestawu pomiarowego oraz rozmieszczenia czujników sił.  
 Fig. 11. Schematic of measuring idler set suspension and arrangement of force gauges.

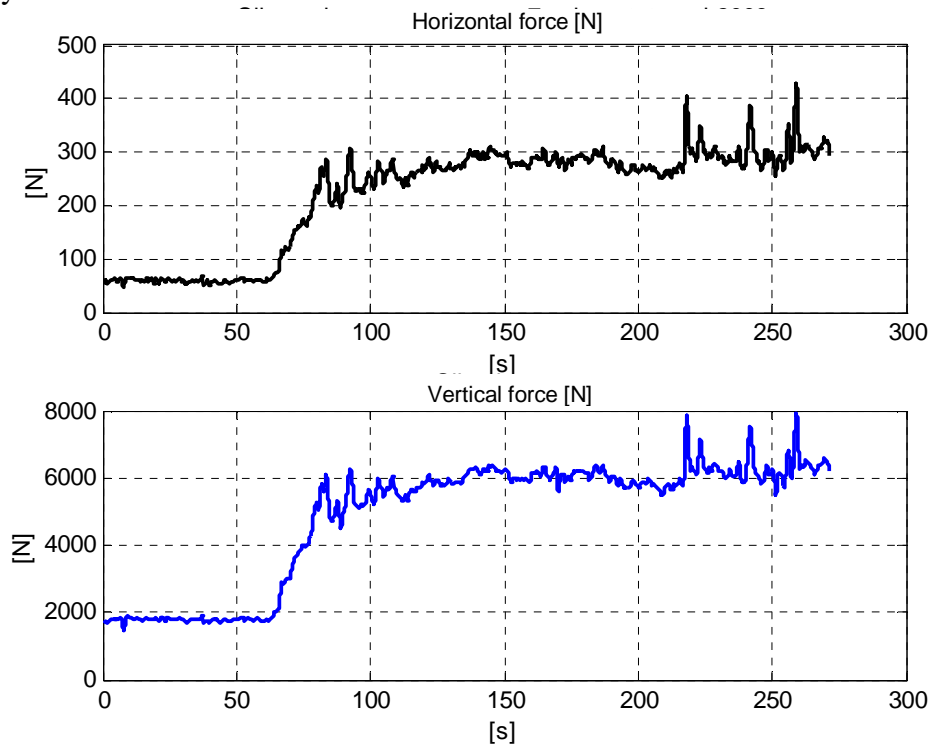
Widok członu pomiarowego zainstalowanego na trasie badanego przenośnika nadkładowego przedstawia rys. 12.



Rys.12. Człon pomiarowy do badania oporów ruchu na pojedynczym zestawie kółkowym.  
 Fig. 12. Measuring segment for investigating motion resistance of single idler set.

W badaniach rejestrowany jest czasowy przebieg wypadkowej siły pionowej będącej sumą odczytów z obu bocznych czujników sił **F1** i **F2** oraz przebieg wypadkowej siły poziomej jako sumaryczny sygnał z czterech czujników sił **F3**, **F4**, **F5** i **F6** (oznaczenia zgodnie z rys.

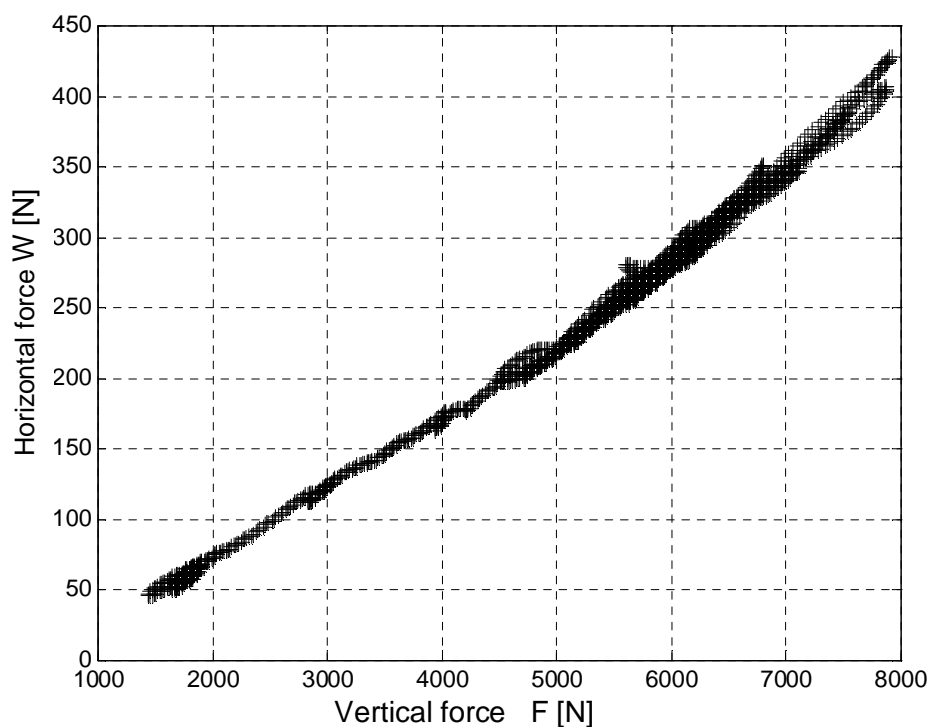
11). Wypadkowa siła pionowa jest miarą wydajności chwilowej przenośnika natomiast wypadkowa siła pozioma jest mierzonym oporem ruchu przypadającym na zestaw krążnikowy.



Rys. 13. Przykładowy przebieg chwilowej siły pionowej (obciążenia od urobku oraz taśmy) i siły poziomej (oporu ruchu zestawu).

Fig. 13. Typical trace of instantaneous vertical force (mining spoil and belt load) and horizontal force (idler set motion resistance).

Zarejestrowane przebiegi chwilowych sił można przetworzyć na wykresy przedstawiające zależność sumarycznego oporu ruchu zestawu krążnikowego od obciążenia wywołanego transportowanym urobkiem oraz taśmą. Przykładowy wykres dla przebiegów przedstawionych na rys.13 pokazuje wykres zbiorczy na rys.14.



Rys.14.. Zbiór punktów pomiarowych tworzących zależność chwilowej siły poziomej od chwilowej siły pionowej.

Fig. 14. Set of measuring points illustrating dependence between instantaneous horizontal force and vertical force.

## 6. Podsumowanie

1. W analizach mających na celu ustalenie wpływu parametrów konstrukcyjnych przenośnika na wielkość oporów ruchu istotna jest dokładność dostępnych metod obliczeniowych. W celu weryfikacji tych metod niezbędne są pomiary oporów ruchu przenośnika. Poza oporami obracania kół nie ma możliwości wydzielenia w pomiarach poszczególnych składowych oporów głównych przenośnika.
2. Najwięcej informacji na temat oporów ruchu przenośnika taśmowego dostarczają bezpośrednie pomiary na przenośniku, gdzie mierzona jest suma wszystkich składowych oporów głównych.
3. W pracach nad obniżeniem energochłonności transportu taśmowego skupiono się nad badaniami dwóch największych składowych oporów ruchu, tj. oporu obracania kół i oporu toczenia taśmy po kółkach. Te dwie składowe można badać na specjalnym stanowisku pomiarowym z równią pochyłą (rys.8). Na stanowisku tym prowadzone są prace mające na celu ustalenie wpływu parametrów taśmy oraz różnych rozwiązań konstrukcyjnych kół na opory ruchu przenośnika.
4. Badania oporów obracania kół mające na celu ocenę poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych można prowadzić na prostym stanowisku pomiarowym przedstawionym w rozdziale 3 na rys.2. Dla kół przeznaczonych do przenośników pracujących w odkrywkowych kopalniach węgla brunatnego lub innych przenośników o dużej wydajności niezbędna jest znajomość wpływu obciążeń kół na ich opory obracania. W tym celu prowadzone są badania na specjalnym stanowisku z dwoma obciążającymi kołami (rys. 5).
5. Zastosowana w badaniach oporów obracania kół tensometryczna technika pomiarowa z wykorzystaniem specjalnie przygotowanych bolców została sprawdzona w

warunkach laboratoryjnych i z powodzeniem może być wykorzystana w pomiarach przemysłowych. Aktualnie trwają przygotowania do pomiarów w jednej z kopalń węgla brunatnego, gdzie dzięki tej metodzie rejestrowane będą siły oraz opory obracania na trzech krążnikach zestawu górnego.

#### **Literatura:**

1. Bukowski J, Gładysiewicz L. Metoda badań oporów obracania krążników pod obciążeniem: *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze* 2010; 1:1899-5489.
2. Furmanik K., Zarzycki J.: Badania laboratoryjne wybranych własności taśm przenośnikowych . *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze* 2009; 3: 1899-5489.
3. Geesmann F. Experimentelle and theoretische Untersuchungen der Bewegungswiderstände von Gurtförderanlagen (Experimental and theoretical investigations of the motion resistances of belt conveyor systems). Thesis, Hanover University 2001.
4. Gładysiewicz L, Hardygóra M, Kawalec W. :Determining belt resistance. *Bulk Handling Today*. 2009 ; 5
5. Gładysiewicz L, Król R. Badania wpływu warunków eksploatacyjnych na opory obracania krążników. *Transport Przemysłowy* 2003;2: 1640-5455.
6. Gładysiewicz L, Król R. Kompleksowa ocena jakości krążników poliuretanowych stosowanych w górnictwie odkrywkowym. *Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały* 2009; 36
7. Gładysiewicz L. Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2003
8. Hardygóra M, Bajda M, Gładysiewicz L. Wpływ parametrów mieszanek gumowych na energochłonność transportu przenośnikowego. *Transport Przemysłowy* 2007;3: 1640-5455.
9. Kawalec W, Król R, Kubiak D. Długie przenośniki taśmowe dla kopalń rud miedzi. Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Kraków: Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, 2009 (monografia).
10. Kasza P, Kulinowski P, Zarzycki J. Mobilne stanowisko do badania oporów obracania krążników. *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze* 2010; 3:1899-5489

#### **Tests of belt conveyor resistance to motion**

**Abstract:** The modern of belt conveyor calculations are based upon the advanced computational methods, mostly multivariate simulations. Dimensioning of a conveyor drive depends on the identification of belt conveyor resistance to motion which can be identified with the biggest accuracy after adopting the exact methods of calculation the components of the main resistance force. The development of these methods requires verification of theoretical algorithms. Various tests of the belt conveyor resistance to motion, from the laboratory individual idler rotational resistance to motion, through the combined idler rotational and indentation resistances with the use of a special test rig up to the in-situ tests of an idler subjected to typical operational conditions have been presented. The obtained results have been used both for the verification of calculation methods and the comparison of idlers with alternative steel or polyurethane coating.