

PIOTR KULINOWSKI

Kierunki zmniejszenia energochłonności górniczych przenośników taśmowych

W artykule poruszono problematykę oszczędności energii zużywanej przez górnicze przenośniki taśmowe. Wykorzystując pojęcie wskaźnika energochłonności, przedstawiono kierunki ograniczenia zużycia energii przenośników taśmowych przez zastosowanie energooszczędnych podzespołów, modernizację układu napędowego lub wprowadzenie zmian organizacyjno-technicznych w procesie odstawy urobku.

Słowa kluczowe: przenośniki taśmowe, projektowanie, obliczenia, badania przemysłowe, badania laboratoryjne, monitoring, eksploatacja

1. WSTĘP

Głównym elementem systemu odstawy urobku w kopalniach węgla kamiennego, brunatnego oraz rud miedzi są przenośniki taśmowe, które jako środek transportu ciągłego zapewniają odpowiednią wydajność przy zachowaniu wysokiej dyspozycyjności. Mimo najlepszych wskaźników energochłonności spośród pozostałych stosowanych urządzeń transportowych wzrost długości dróg transportowych w kopalniach powoduje, że rośnie procentowy udział kosztu transportu w ogólnych kosztach wydobywania kopaliny użytecznej. W związku z tym zjawiskiem oraz stale rosnącymi kosztami energii elektrycznej coraz większego znaczenia nabierają zagadnienia poświęcone obniżeniu energochłonności przenośników taśmowych.

Podstawowym parametrem techniczno-ruchowym opisującym kompleksowo jednostkowy pobór energii przez jednostkę napędową przenośnika taśmowego jest wskaźnik energochłonności, zdefiniowany jako wartość energii zużytej na przetransportowanie 1 kg urobku na odległość 1 m [1]:

$$w_g = \frac{N}{\dot{M} \cdot L} \quad [\text{W} \cdot \text{s}/(\text{kg} \cdot \text{m})] \quad (1)$$

gdzie:

- $\dot{M}$ – strumień masy, wydajność [kg/s],
- N – wymagana moc napędu [W],
- L – długość drogi transportowej (przenośnika) [m].

Na wartość wskaźnika energochłonności istotnie wpływa profil trasy, cechy konstrukcyjne przenośnika, jakość wykonania i stopień zużycia podzespołów oraz warunki pracy, kultura eksploatacji i wykorzystanie zdolności transportowej przenośnika. Zgodnie z definicją wskaźnika przenośniki nieznacznie obciążone urobkiem będą miały najwyższe, czyli niekorzystne wartości wskaźnika energochłonności, mimo mniejszego poboru mocy przez układ napędowy, ponieważ odnosi się on zarówno do wydajności przenośnika, jak i zużycia energii elektrycznej.

Po odpowiednim przekształceniu wzoru (1), uwzględniającym sprawność napędu i to, że jego moc jest iloczynem oporów ruchu przenośnika i prędkości taśmy, otrzymano wyrażenie:

$$w_E = \frac{N}{M \cdot \eta} \quad [\text{N}/\text{kg}] \quad (2)$$

gdzie:

- W – całkowity opór ruchu przenośnika [N],
- M – masa nosiwa na przenośniku [kg],
- η – sprawność układu napędowego [-].

Zgodnie ze wzorem (2) wartość wskaźnika energochłonności można obniżyć przez zmniejszenie oporu ruchu przenośnika W , zwiększenie masy nosiwa na

przenośniku M i poprawę sprawności układu napędowego η .

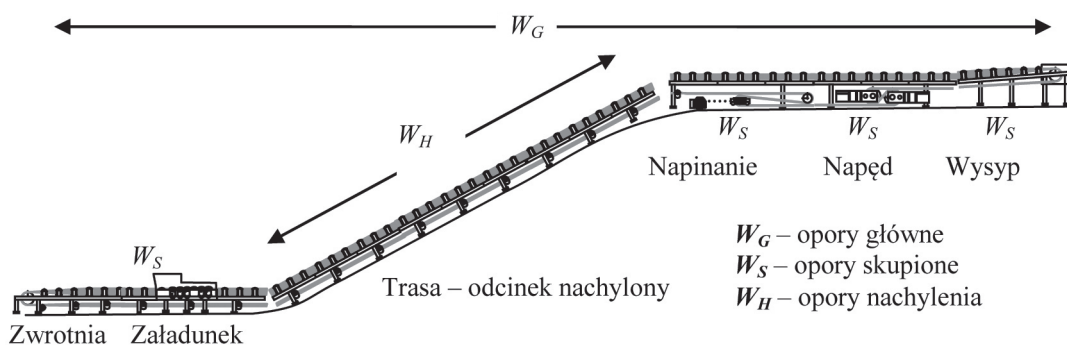
Ograniczenia energochłonności przenośników taśmowych mogą się odbyć przez:

- zmniejszenie oporów ruchu przenośnika dzięki właściwemu dobraniu parametrów pracy oraz stosowanie odpowiednich podzespołów, takich jak np. taśm energooszczędnych i krążników o małych oporach obracania;
- zwiększenie stopnia wykorzystania zdolności transportowej przenośnika w wyniku działań organizacyjno-technicznych;

- poprawę sprawności układu napędowego przez modernizację silników, sprzęgieł i przekładni oraz optymalizację bębnowych układów napędowych.

2. OPORY RUCHU PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

Źródłem oporów ruchu przenośnika są siły tarcia, grawitacji i bezwładności (rys. 1). Występują zarówno równomiernie rozłożone wzdłuż całej trasy przenośnika W_G , jak i w ściśle określonych miejscach konstrukcji W_S oraz na nachylonych odcinkach trasy W_H .



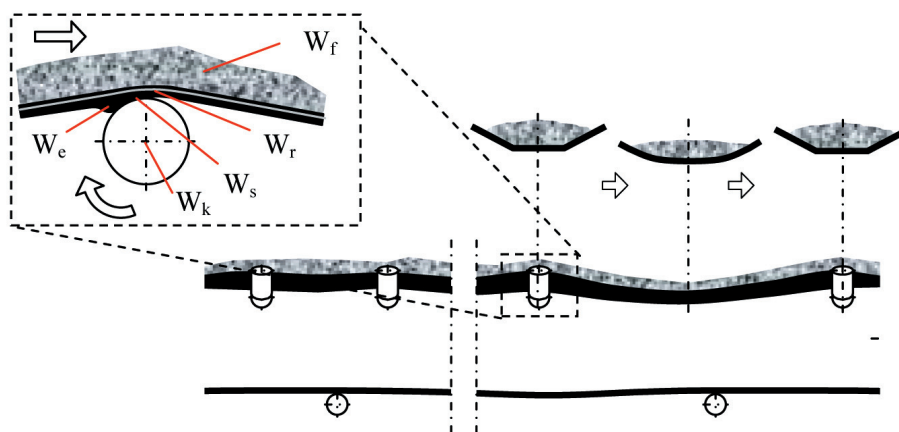
Rys. 1. Przykładowe rejony występowania poszczególnych rodzajów oporów ruchu przenośnika [2]

2.1. Opory główne

Pierwsza grupa oporów ruchu występujących wzdłuż całej trasy przenośnika nosi nazwę oporów głównych W_G . Należą do niej opory (rys. 2) [3]:

- obracania krążników, zależne od sił tarcia w łożyskach i ich uszczelnieniach W_k ,

- przemieszczania taśmy po krążnikach związane z wgnięciem płaszcza krążnika w gumowe okładki taśmy W_e ,
- przeginalnia taśmy na zestawach krążnikowych W_r ,
- związane z falowaniem urobku W_f ,
- tarcia taśmy o krążniki związane ze współpracą powierzchni płaszcza krążnika z gumowymi okładkami taśmy W_s .



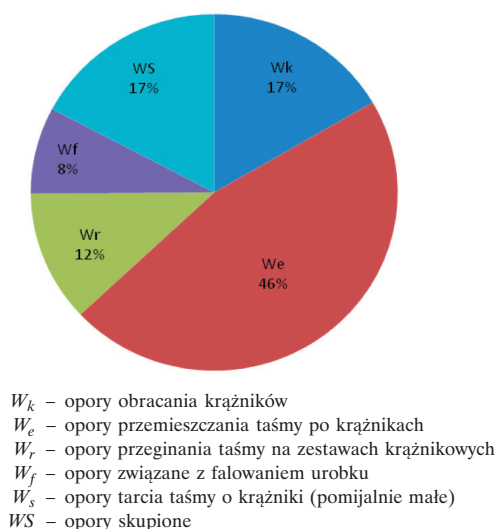
- W_k – opory obracania krążników
- W_e – opory przemieszczania taśmy po krążnikach
- W_r – opory przeginalnia taśmy na zestawach krążnikowych
- W_f – opory związane z falowaniem urobku
- W_s – opory tarcia taśmy o krążniki

$$W_G = W_k + W_e + W_r + W_f + W_s$$

Rys. 2. Składowe oporów głównych ruchu przenośnika

Opory główne mają decydujące znaczenie przy doborze mocy układu napędowego dla przenośników długi o nieznacznym kącie nachylenia trasy (rys. 3).

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy, wyznaczony za pomocą programu komputerowego QNK-TT [4], procentowy udział poszczególnych składowych oporów w całkowitym oporze ruchu przenośnika poziomego, w pełni załadowanego, w kopalni odkrywkowej węgla brunatnego ($L = 1100$ m, $Q = 20\,000$ t/h, $v = 5,5$ m/s). Struktura składowych oporów ruchu przenośnika taśmowego nie jest stała, może się zmieniać w zależności od typu przenośnika i jego parametrów pracy, miejsca eksploatacji, stopnia załadunku i własności materiału transportowanego.



Rys. 3. Składowe oporów ruchu
w pełni załadowanego przenośnika poziomego
z kopalni węgla brunatnego

Wyróżniającym składnikiem na tym wykresie są opory przemieszczenia taśmy po krążnikach W_e będące wynikiem wgniatania taśmy w krążnik a stanowiące w tym przypadku niemal 50% całkowitego oporu ruchu przenośnika. Z tego powodu większość działań zmniejszających energochłonność przenośnika skoncentrowano na opracowaniu taśm energooszczędnych, cechujących się głównie okładkami o zmniejszonej grubości i wytworzonymi z mieszanek gumowych o odpowiednich właściwościach. Zastosowanie taśm energooszczędnych pozwoli na zmniejszenie tej składowej oporów ruchu o około 1/3 w stosunku do taśmy standardowej [1, 3, 5, 6, 7, 8]. Niektórzy producenci taśm zwracają także uwagę na możliwości budowy taśm ze specjalnym, energooszczędnym rdzeniem, lżejszych i powodujących zmniejszenie oporów przeginanania i przemieszczania taśmy – W_r , W_e [9].

Ograniczenie wartości oporów ruchu przenośnika można uzyskać przez zastosowanie krążników o śred-

nicach większych niż standardowe, uzyskując: zmniejszenie oporów przeginanania W_r , przemieszczania taśmy po krążnikach W_e i obracania krążników W_k . Równolegle trwają także poszukiwania rozwiązań konstrukcyjnych krążników o zmniejszonych oporach obracania przez zastosowanie specjalnych łożysk i uszczelnień [10, 11].

Niemiecka norma DIN 22101 [12], opisująca podstawową metodę obliczania przenośników taśmowych, wskazuje kierunki zmniejszenia oporów głównych przenośnika przez:

- prawidłowe ustawienie trasy przenośnika,
- ograniczenie kąta wyprzedzenia krążników bocznych,
- zwiększenie rozstawu zestawów krążnikowych,
- powiększenie średnic krążników,
- zwiększenie siły napinającej taśmę,
- redukcja prędkości taśmy.

Chociaż dbałość o prawidłowe ustawienie przenośnika i zwiększenie średnic krążników nie budzi żadnych wątpliwości, to należy pamiętać o tym, że zmiana każdego z pozostałych parametrów niesie za sobą także niekorzystne konsekwencje. Powiększenie rozstawu zestawów krążnikowych spowoduje wzrost ich obciążenia i będzie skutkowało koniecznością zwiększenia sił napinających taśmę, przyczyniających się do zmniejszenia trwałości taśmy i jej złączy oraz zwiększenia obciążenia bębnow. Natomiast redukcja prędkości i kąta niecki może obniżyć zdolność transportową przenośnika.

2.2. Opory skupione

W przypadku przenośników krótkich, o dużej wydajności często o wartości dobranej mocy napędu decydują opory skupione W_S występujące w określonych miejscach przenośnika, takich jak: stacja czołowa i zwrotna, bębnowy układ napędowy, urządzenie napinające oraz stacje załadunkowe i rozładunkowe. Podstawowymi składowymi tych oporów są:

- opory w miejscu załadunku związane z przyspieszaniem materiału transportowanego,
- opory w miejscu załadunku wywołane tarciami materiału transportowanego o listwy ograniczeń bocznych,
- opory związane z parciem materiału znajdującego się w koszu zasypowym,
- opory pochodzące od zgarniaków, listew i innych urządzeń czyszczących,
- opory przeginanania taśmy na bębnach,
- opory obracania bębnow wynikające z sił tarcia w łożyskach i uszczelnieniach.

Ponadto w skład oporów skupionych mogą wchodzić opory dodatkowe W_D , wynikające z instalacji urządzeń specjalnych, takich jak:

- krążnikowe zestawy centrujące bieg taśmy,
- instalacje do odwracania taśmy,
- pług lub wózki zrzutowe itp.

W przypadku przenośników taśmowych pracujących w kopalniach odkrywkowych z wydajnością ok. 20 tys. t/h istotny jest także opór załadunku wchodzący w skład oporów skupionych W_S . Kierunki modernizacji punktów przesypowych, w aspekcie zmniejszenia ich energochłonności, koncentrują się na kształtowaniu strugi nosiwa przez zmianę kąta nachylenia odbojnicy i zwiększeniu składowej poziomej prędkości strugi urobku w miejscu spadku na taśmę odbierającą i zmniejszeniu wysokości podnoszenia urobku, co pozwoli ograniczyć opory załadunku o połowę w stosunku do rozwiązań obecnie stosowanych [13, 14].

Niewątpliwie ograniczenie oporów skupionych uzyskuje się przez zabudowę jak najdłuższych przenośników, co przyczynia się do redukcji liczby przesypów, bębnow i urządzeń czyszczących taśmę.

2.3. Opory nachylenia

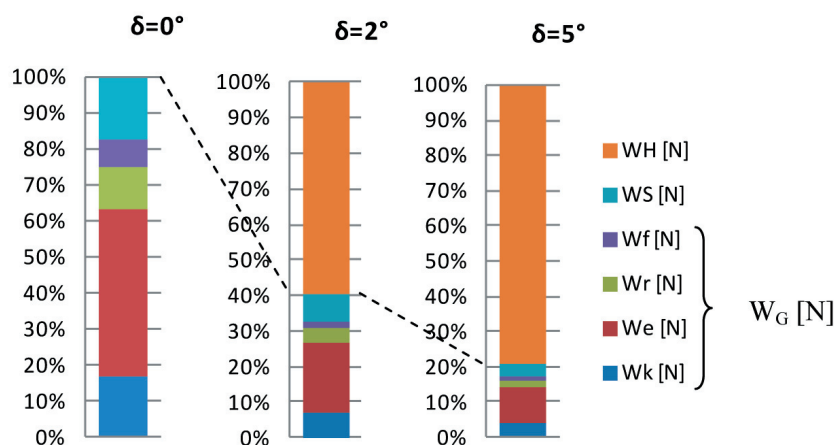
W przenośnikach taśmowych o znacznym kącie nachylenia podstawową składową oporów ruchu są opory nachylenia – W_H , związane z podnoszeniem lub opuszczaniem materiału transportowanego na nachylonych odcinkach trasy przenośnika. Jako jedyne spośród różnych rodzajów oporów mogą mieć wartość dodatnią lub ujemną, zależną od znaku kąta nachylenia trasy.

Opory podnoszenia urobku istotnie zmieniają strukturę składowych oporów ruchu przenośnika (rys. 4). W przypadku przenośnika, którego składowe opory ruchu przedstawiono na rysunku 3, zmiana

średniego kąta nachylenia przenośnika o 2° spowodowała, że procentowy udział oporów przemieszczania taśmy po krążnikach spadł z prawie 50% do 20% oporu całkowitego. W przypadku przenośnika nachylnego pod kątem 5° opory te stanowią już tylko 10% oporu całkowitego, gdyż 80% mocy napędu jest wykorzystywane do podnoszenia urobku, a tylko 20% jest zużywane na pokonanie oporów głównych i skupionych przenośnika.

Podany przykład dotyczy w pełni obciążonego przenośnika z kopalni odkrywkowej węgla brunatnego o znacznej wydajności. W przypadku mniejszych wydajności i nieznacznego wykorzystania przekroju niekieki wartości procentowe udziału poszczególnych składowych mogą odbiegać od podanych w powyższym przykładzie. Niemniej, niezależnie od zastosowanego wariantu konstrukcji przenośnika taśmowego efekty zastosowania energooszczędnych taśm i zestawów krążnikowych będą wyraźnie zauważalne jedynie w przypadku przenośników długich, poziomych i o nieznacznym kącie nachylenia.

Przenośnik taśmowy jest urządzeniem transportowym dobrze dostosowującym się do ukształtowania terenu. Zatem całkiem niemała grupa przenośników taśmowych transportuje nosiwo w dół pod średnim kątem nachylenia trasy większym od -5° . W takiej sytuacji istnieje możliwość nie tylko ograniczenia zużycia, ale i odzysku energii. Na przykład w kopalni Los Pelambres w Chile pracuje ciąg przenośników taśmowych o długości 13 km. Trzy przenośniki taśmowe o wydajności 8700 t/h transportują rudę miedzi z kopalni znajdującej się na wysokości 3200 m n.p.m. do zakładu przerobczego ulokowanego 1310 m niżej. Lokalizacja przenośników spowodowała, że 10 silników o mocy 2,5 MW każdy pracuje jako generatory prądu. W roku 2007 system transportowy wygenerował 90 milionów kilowatogodzin [2].

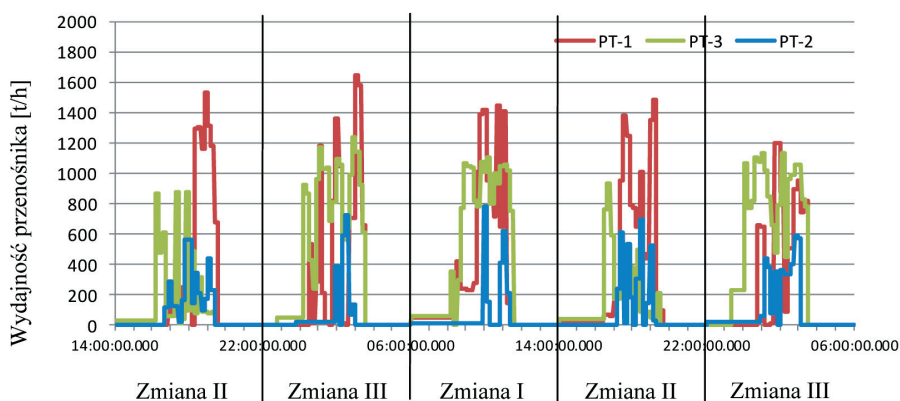


Rys. 4. Struktura oporów ruchu przenośnika poziomego i nachylnego pod kątem 2° i 5° wg QNK-TT

3. ZDOLNOŚĆ TRANSPORTOWA PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

Kolejnym parametrem (poza oporami ruchu przenośnika) mającym istotny wpływ na energochłonność przenośnika jest masa transportowanego urobku, która znajduje się na taśmie przenośnika. Z uwagi na stosowany system eksploatacji i organizację czasu

pracy załogi zdolność transportowa przenośników taśmowych nie jest w pełni wykorzystywana. Poniżej przedstawiono przykładowy przebieg zmian uśrednionej wydajności trzech przenośników taśmowych, pracujących w kopalni podziemnej (rys. 5). Maksymalna wydajność teoretyczna każdego z przenośników wynosi 2,5 tys. t/h, natomiast stopień wykorzystania zdolności transportowej nie przekracza 60%.



Rys. 5. Zmiana wydajności trzech przykładowych przenośników podczas pięciu zmian pracy

By zmniejszyć wartość wskaźnika energochłonności przenośników należy ograniczyć do minimum ich pracę bez urobku (wartość wskaźnika energochłonności przenośnika bez nosiwa dąży do nieskończoności) i zapewnić co najmniej czterdziestoprocentowy stopień załadowania przenośnika (rys. 8). Można to zrealizować w wyniku stabilizacji strugi urobku za pomocą zbiorników retencyjnych lub z zastosowaniem układu regulacji prędkości taśmy. Ustabilizowanie strugi urobku za pomocą zbiorników wyrównawczych pozwoli na zmniejszenie energochłonności wszystkich przenośników w ciągu za zbiornikiem, natomiast regulacja prędkości taśmy w celu zwiększenia stopnia załadowania zmniejszy pobór mocy przez napęd tylko jednego przenośnika. Problem regulacji prędkości taśmy w funkcji wydajności nadawcy jest dość złożony i wielopłaszczyznowy, zależny od oporów ruchu i sprawności układu napędowego [15]. Charakter przebiegu krzywej energochłonności wskazuje, że niewątpliwie warto zapewnić minimum 40% załadowania przenośnika, natomiast wartość optymalnego wypełnienia niecki zależy od typu przenośnika, jego konfiguracji i lokalizacji oraz od zastosowanych podzespołów.

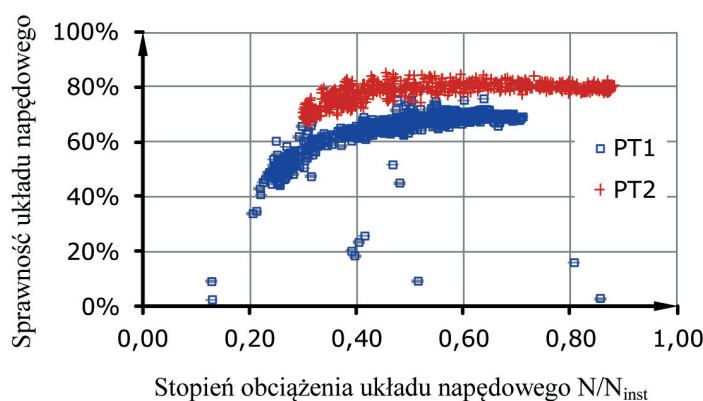
4. SPRAWNOŚĆ UKŁADU NAPĘDOWEGO

Podczas badań przemysłowych prowadzonych w miejscu eksploatacji przenośnika stwierdzono, że dużą trudność sprawia uzyskanie pełnego wypełnienia nie-

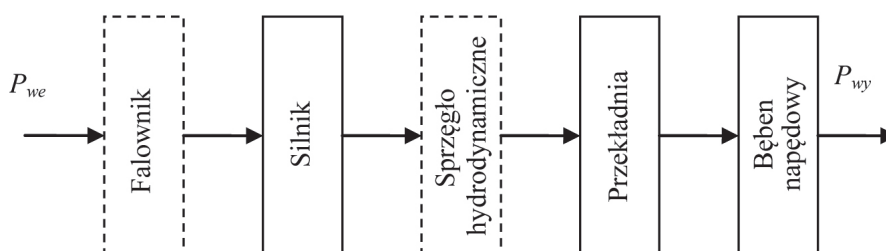
cki taśmy przenośnika na całej jego długości. W związku z tym układ napędowy nie jest w pełni obciążany i często znacznie poniżej nominalnych wartości obciążenia silnika i przekładni. Za pomocą mobilnego układu do pomiaru parametrów pracy przenośników taśmowych przeprowadzono serię badań wybranych przenośników, na podstawie których określono całkowitą sprawność wielobębnowego układu napędowego przenośnika taśmowego, wyznaczoną jako stosunek mocy mechanicznej nadanej taśmie do mocy czynnej zmierzonej w rozdzielni elektrycznej (rys. 6) [16]. Wyniki pomiarów wskazały, że straty w układzie napędowym mogą być istotną przyczyną zwiększonej energochłonności przenośników taśmowych, a zjawisko spadku sprawności układu napędowego nasila się przy pracy poniżej 30% obciążenia znamionowego.

Typowy układ napędowy przenośnika taśmowego składa się z silnika indukcyjnego, sprzęgła, przekładni zębatej i bębnow napędowych oraz może być także wyposażony w falownik sterujący pracą silnika lub rozruchowe sprzęgło hydrodynamiczne (rys. 7). Całkowita sprawność napędu jest iloczynem sprawności poszczególnych podzespołów układu, zatem zmniejszenie energochłonności napędu można uzyskać, zwiększając sprawność każdego z elementów.

Sprawność przemiennika częstotliwości jest najwyższa przy obciążeniu nominalnym i częstotliwości 50 Hz. Przy częstotliwości obniżonej do 25 Hz (zmniejszenie prędkości taśmy o połowę) należy liczyć się ze spadkiem sprawności nawet do 81% przy 25% obciążeniu silnika [17].



Rys. 6. Całkowita sprawność układu napędowego przenośników taśmowych wyznaczona na podstawie badań przemysłowych [2]



Rys. 7. Schemat blokowy układu napędowego przenośnika taśmowego

Sprawność silnika indukcyjnego w dużym uproszczeniu zależy od przenoszonego obciążenia, mocy znamionowej, typu silnika i liczby par biegunów [2]. Większa moc silnika i wyższa prędkość synchroniczna oznacza jego większą sprawność. Sprawność silnika można podnieść o 4–6% poprzez zastosowanie silników energooszczędnych [18].

Sprzęgło hydrodynamiczne przenosi moment obrotowy jedynie wtedy, gdy występuje poślizg między jego częścią pompową i turbinową. Nominalny poślizg sprzęgła wynosi od 2% do 3%, zatem podczas pracy ustalonej przenośnika jego sprawność jest większa niż 97%, gdyż przy mniejszym obciążeniu od nominalnego poślizg maleje.

Sprawność mechaniczna przekładni zębatej zależy od przenoszonego obciążenia, mocy znamionowej, przełożenia, liczby stopni oraz od prędkości obrotowej i temperatury pracy. Im niższe przełożenie i mniejsza prędkość, tym większa jest sprawność przekładni.

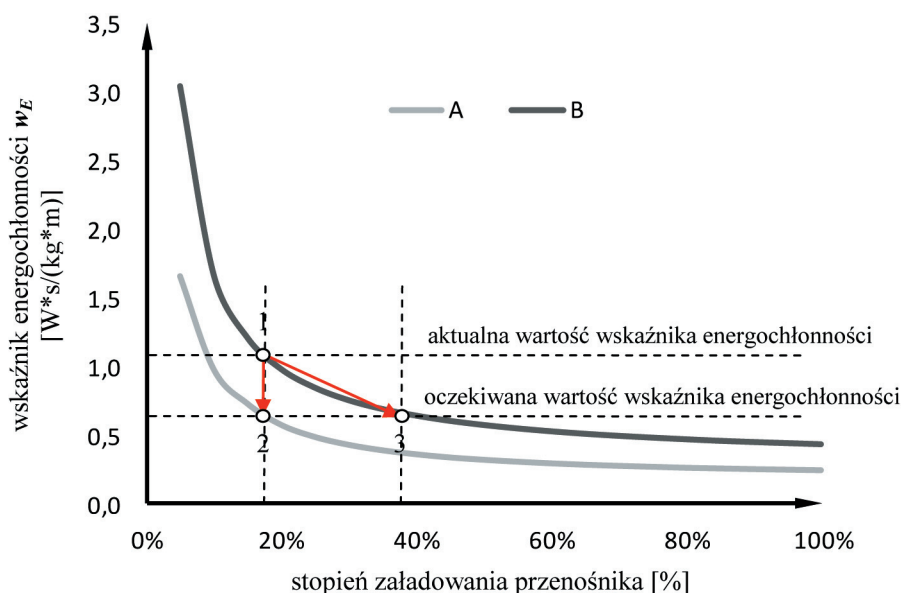
Ostatnim elementem w układzie napędowym jest bęben napędowy. Sprawność zamiany momentu napędowego na obwodową siłę napędową jest zależna między innymi od oporów przeginalnia taśmy, jej własności, siły napinającej, oporów w łożyskach bębnowych, ich średnicy oraz strat energetycznych związanych z przeniesieniem siły napędowej z powierzchni bębnowych na taśmę. Jak wykazały wyniki badań przemysłowych (rys. 6), wartość ta może być znacząca i wymaga

dokładniejszego zbadania zarówno w aspekcie analiz teoretycznych, i badań laboratoryjnych.

5. PODSUMOWANIE

Możliwe kierunki zmniejszenia energochłonności przenośnika taśmowego można zilustrować na podstawie przykładowego wykresu zamieszczonego na rysunku 8. Przenośnik, o charakterystyce energochłonności opisanej krzywą B, można poddać modernizacji polegającej na obniżeniu oporów ruchu i zwiększeniu sprawności napędu (1→2). Dzięki temu, nie zmieniając stopnia załadowania przenośnika, uzyska się zmniejszenie jego energochłonności (stan A). Można też pozostać przy charakterystyce energochłonności B (bez modernizacji) i zwiększyć średni stopień załadowania przenośnika przez zmiany organizacyjno-technologiczne parametrów jego pracy (1→3).

Nikt praktycznie nie polemizuje z tezą o konieczności stosowania energooszczędnych rozwiązań w eksploatacji przenośników taśmowych. Niniejszy artykuł przedstawia możliwe kierunki zmniejszenia energochłonności przenośników, które powinny być wybierane indywidualnie, z uwzględnieniem specyfiki warunków eksploatacji określonego przenośnika. Można budować lepsze przenośniki, wyposażone w nowoczesne podzespoły i zapewniać im jak najlepsze warunki pracy lub też sięgnąć do rezerw istniejących w organizacji pracy odstawy kopalnianej.



Rys. 8. Wskaźnik energochłonności przenośnika przed modernizacją (B) i po modernizacji (A)

Literatura

- [1] Kulinowski P.: *Identyfikacja parametrów techniczno-ruchowych przenośników taśmowych jako sposób na obniżenie kosztów wydobywania*. Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2010, [niepublikowane materiały konferencyjne].
- [2] Kulinowski P.: *Metodyka zintegrowanego projektowania górniczych przenośników taśmowych*. Wydawnictwa AGH, Kraków 2012.
- [3] Gładysiewicz L.: *Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [4] Kawalec W., Kulinowski P.: *Obliczenia przenośników taśmowych metodą podstawową oraz oporów jednostkowych w zintegrowanym środowisku programowym*. Transport Przemysłowy 2007, 1(27): 6–11.
- [5] Gładysiewicz L.: *Badania oporów ruchu przenośnika taśmowego w warunkach eksploatacyjnych*. Sympozjum Naukowo-Techniczne Sempertrans Bełchatów 2013: 5–17.
- [6] Michalczyk A.: *Nowe produkty i rynki w Sempertrans*. Sympozjum Naukowo-Techniczne Sempertrans Bełchatów 2013: 5–17.
- [7] Stefanowicz M., Dyduch J., Gwiazda Z.: *Własności energooszczędne taśm przenośnikowych*. XX Międzynarodowe Sympozjum „20 lat doświadczeń i perspektywy rozwoju transportu taśmowego” 2012: 162–170.
- [8] Bajda M., Hardygóra M.: *Szacowanie energooszczędności transportu przenośnikowego na podstawie badań parametrów dynamicznych okładki bieżnej taśmy przenośnikowej*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze 2011, 4(14): 12–15.
- [9] Łodewijks G.: *Nowa generacja energooszczędnych przenośników taśmowych*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze 2012, 3(17): 12–21.
- [10] Furmanik K., Kasza P., Zarzycki J., Kulinowski P.: *Badania oporów ruchu krążników nowej konstrukcji*. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 2013 [praca niepublikowana].
- [11] Gładysiewicz L.: *Kierunki optymalizacji transportu taśmowego*. Transport Przemysłowy 2008, 1(31): 5–9.
- [12] Norma Gurtförderer für Schüttgüter – DIN 22 101.
- [13] Gładysiewicz L., Kulinowski P., Czuba W., Katterfeld A.: *Optymalizacja przesypów przenośnikowych*. Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej 2010 [praca niepublikowana].
- [14] Kawalec W.: *Przenośniki taśmowe dalekiego zasięgu do transportu węgla brunatnego*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze 2009, 1(3): 6–13.
- [15] Lauhoff H.: *Speed Control on Belt Conveyors – Does it Really Save Energy?* Bulk Solids Handling 2005, 25: 6.
- [16] Kulinowski P.: *Mobilny system pomiarowy pracy przenośników taśmowych*. Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2012 [niepublikowane materiały konferencyjne].
- [17] Misiewicz W., Misiewicz A.: *Napędy regulowane w układach pompowych źródeł ciepła*. Krajowa Agencja Poszanowania Energii S.A. 2008.
- [18] Bernatt M., Zieliński T., Piszczek J.M.: *Remontować czy wymieniać silniki elektryczne dużej mocy*. Fundacja na rzecz Efektywnego Wykorzystania Energii, Katowice 2006, <https://docplayer.pl/42478848-Remontowac-czy-wymieniac-stare-silniki-elektryczne-w-przemysłowych-napedach-sredniej-i-duzej-mocy.html> [10.07.2022].

dr hab. inż. PIOTR KULINOWSKI, prof. AGH

Katedra Inżynierii Maszyn i Transportu

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica

ul. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

piotr.kulinowski@agh.edu.pl