prof. dr hab. inż. MARIAN DOLIPSKI
dr inż. STANISŁAW MIKUŁA
dr inż. ERYK REMIORZ
dr inż. PIOTR SOBOTA
Wydział Górnictwa i Geologii
Politechnika Śląska

Wytyczne do prawidłowej eksploatacji bębnów łańcuchowych w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych

W artykule wskazano czynniki sprzyjające zmniejszeniu wartości sił działających na poszczególne elementy bębnów łańcuchowych i ograniczające intensywność ich zużycia. Dowiedziono, iż na żywotność bębnów łańcuchowych korzystnie wpływają: konfiguracja napędów z pojedynczym silnikiem napędowym w napędzie wysypowym i zwrotnym, zapewnienie właściwego napięcia wstępnego łańcucha zgrzebłowego, współdziałanie bębna z łańcuchem o maksymalnym wydłużeniu podziałek $\Delta p/p = 2{,}5\%$ oraz stosowanie bębnów łańcuchowych o jak największej liczbie zębów. Zauważono, iż w praktyce szczególne znaczenie mają dwie wielkości określające stopień zużycia ściernego bębnów: wzrost długości gniazd (zmniejszanie się grubości zębów) oraz obniżanie się położenia den gniazd bębna. Graniczne wartości zużycia ściernego dna gniazda i flanki roboczej zęba ustalono na podstawie geometrycznego kryterium położenia ogniwa poziomego w gnieździe bębna. Dla obydwóch wielkości liniowych zaproponowano przyjąć graniczne zużycie na poziomie 15% średnicy nominalnej pręta ogniwa łańcucha.

1. WSTĘP

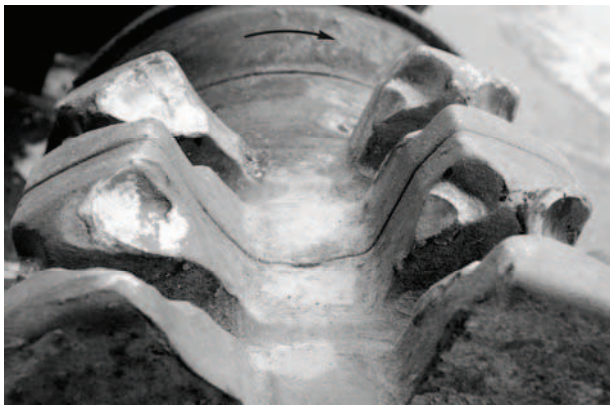
Wymagania stawiane maszynom górniczym pod względem wydajności i trwałości są coraz wyższe, gdyż wzrasta zapotrzebowanie na poprawę efektywności i rytmiczności wydobycia. Koncentracja wydobycia węgla kamiennego powoduje zwiększanie mocy w układach napędowych przenośników ścianowych oraz przenoszenie przez bębny łańcuchowe coraz większych obciążeń.

Współdziałanie bębna łańcuchowego z łańcuchem, a także trudne warunki eksploatacji w wyrobiskach ścianowych kopalń węgla kamiennego powodują, że najbardziej newralgicznymi elementami przenośników zgrzebłowych są obecnie bębny łańcuchowe. Ich trwałość jest w tej chwili najmniejsza spośród wszystkich elementów przenośnika ścianowego. Na dodatek w literaturze przedmiotu brakuje publikacji obrazującej w sposób kompleksowy zarówno same zjawiska zachodzące podczas eksploatacji bębnów łańcuchowych, jak i ich skutki. Zgromadzone przez autorów doświadczenia z badań eksploatacyjnych przenośników zgrzebłowych oraz przeprowadzone symulacje komputerowe umożliwiły opracowanie wytycznych do prawidłowej eksploatacji bębnów łańcuchowych, które mogą być wykorzystane przez użytkowników tychże urządzeń.

2. LOKALIZACJA WĘZŁÓW ZUŻYCIA ŚCIERNEGO W GNIAZDACH BĘBNA

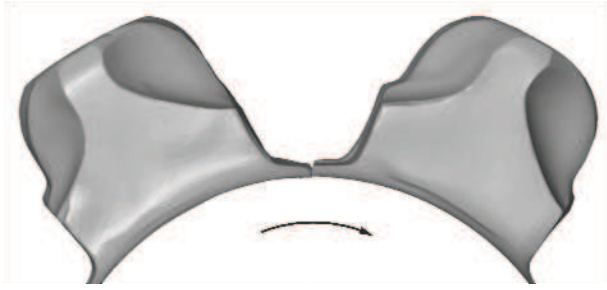
Przeprowadzone badania – w powiązaniu z analizą stanu obciążenia w zazębieniu zębów bębna łańcuchowego z ogniwami łańcucha zgrzebłowego [1] – jednoznacznie wskazują, iż zużycie występuje

w pewnych charakterystycznych węzłach gniazd bębnów łańcuchowych przenośników zgrzebłowych. Ich lokalizacja wynika ze sposobu współpracy tych elementów. Poślizgom torusa przedniego ogniwa łańcucha zgrzebłowego na powierzchni dna gniazda o ograniczonej powierzchni towarzyszą bowiem duże siły nacisku i tarcia, decydujące o zużyciu ściernym przedniej części dna gniazd bębna łańcuchowego (rys. 1).



Rys. 1. Bęben łańcuchowy o dużym stopniu zużycia przedniej części dna gniazda (opracowanie własne)

Zużyciu ulegają również tylna część dna gniazda oraz flanki zębów po stronie roboczej w miejscu kontaktu tych elementów z torusem tylnym ogniw poziomych. Uprzywilejowany kierunek ruchu łańcucha zgrzebłowego transportującego urobek determinuje zasadniczy kierunek obrotów bębna łańcuchowego. Wpływa to na asymetryczne zużycie się den gniazd i flanek zębów [2]. Na wycofanym z eksploatacji, ze względu na zużycie, bębnie łańcuchowym widoczne są istotne różnice (rys. 2), zarówno w wielkości zużycia, jak i stereometrii gniazda, po stronie napędowej – przedniej (stykającej się z torusem tylnym ogniwa poziomego) oraz biernej – tylnej.



Rys. 2. Asymetryczne zużycie flanki zęba po stronie napędowej i biernej (opracowanie własne)

Siły działające na dno gniazda i flankę roboczą segmentów zębów zależne są przy tym od wartości siły w gałęzi łańcucha nabiegającej na bęben. Im wyższa jest wartość siły przenoszonej przez ogniwa łańcucha nabiegającego na bęben, tym wyższe są wartości wszystkich sił reakcji pomiędzy ogniwem poziomym wchodzącym w zazębienie, a dnem gniazda i flanką zęba [5]. Wartość siły w łańcuchu nabiegającym na bęben łańcuchowy zależna jest od oporów ruchu w gałęzi ładownej (górnej) łańcucha zgrzebłowego oraz w gałęzi powrotnej (dolnej), a także od nachylenia podłużnego przenośnika, wartości napięcia wstępnego łańcucha, konfiguracji napędów przenośnika i rozdziału obciążeń pomiędzy napędami.

3. ZNACZENIE KONFIGURACJI NAPĘDÓW PRZENOŚNIKA I NAPIĘCIA WSTĘPNEGO ŁAŃCUCHA

Stosowane w górnictwie węgla kamiennego zgrzebłowe przenośniki ścianowe wyposażone są w dwa napędy: wysypowy i zwrotny. W polskich kopalniach węgla kamiennego stosuje się najczęściej przenośniki ścianowe z dwoma lub trzema silnikami napędowymi.

Konfiguracja napędu zwrotnego musi uwzględniać możliwości dojazdu kombajnu ścianowego do końca ściany, co przy bezwnękowej eksploatacji związane jest z koniecznością minięcia kadłuba napędu zwrotnego przenośnika przez ramię wychylne kombajnu. Z tych względów w napędach zwrotnych ścianowych przenośników zgrzebłowych stosuje się wyłącznie pojedyncze zespoły napędowe. Natomiast napęd wysypowy przenośnika ścianowego najczęściej wyprowadzony jest do chodnika podścianowego, co umożliwia zastosowanie dwóch zespołów do napędu bębna łańcuchowego w tym napędzie. Z tych powodów znacząca większość ścianowych przenośników zgrzebłowych stosowanych w polskim górnictwie węgla kamiennego wyposażona jest w trzy silniki napędowe – dwa w napędzie wysypowym i jeden w napędzie zwrotnym. Przy zastosowaniu jednakowych silników moc zainstalowana w napędzie wysypowym jest dwukrotnie wyższa niż w napędzie zwrotnym. W rezultacie siła obwodowa, będąca różnicą siły w łańcuchu nabiegającym na bęben i w łańcuchu zbiegającym z niego, przenoszona przez bęben łańcuchowy, w napędzie wysypowym jest dwukrotnie wyższa niż przenoszona przez bęben łańcuchowy w napędzie zwrotnym.

W dynamice górniczych przenośników zgrzebłowych niezbędnym okazało się wprowadzenie pojęcia stanu napięcia łańcucha, ponieważ napięcie wstępne łańcucha zgrzebłowego jest pojęciem niewystarczającym. Napięcie wstępne łańcucha jest to statyczne

obciążenie konturu łańcuchowego w czasie postoju przenośnika, mające na celu kompensację wydłużeń sprężystych pojawiających się w ruchu. Podczas ruchu przenośnika zgrzebłowego występują wydłużenia sprężyste łańcucha o charakterze statycznym i dynamicznym. Te pierwsze są wywołane oporami ruchu, a te drugie są wynikiem występujących drgań. W zależności od relacji zachodzących pomiędzy oporami ruchu i intensywnością drgań a wartością napięcia wstępnego łańcuch może się znajdować w stanie nieluzowania, w stanie stałego luzowania lub w stanie okresowego luzowania. Stanem nieluzowania łańcucha nazywamy taki stan dynamiczny przenośnika zgrzebłowego, w którym nie występują luzy międzyogniwowe w łańcuchu, co oznacza, że napięcie wstępne skompensowało całkowicie statyczne i dynamiczne wydłużenie sprężyste. W stanie stałego luzowania luzy międzyogniwowe w łańcuchu występują stale w miejscu jego zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego, natomiast w stanie okresowego luzowania występują one okresowo. Ta część napięcia wstępnego łańcucha, która pozostaje po skompensowaniu wydłużeń sprężystych, nazywa się resztowym napięciem wstępnym. Stany napięcia łańcucha można również zdefiniować za pomocą resztowego napięcia wstępnego. Dodatniej wartości resztowego napięcia wstępnego odpowiada stan nieluzowania, natomiast wartości ujemnej i zerowej – stan stałego luzowania. Fizykalnie ujemnej wartości resztowego napięcia wstępnego odpowiada zwisanie łańcucha w miejscu jego zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego. W stanie okresowego luzowania łańcucha resztowe napięcie wstępne przyjmuje na przemian wartości dodatnie i ujemne [3].

Dla przenośnika przesuwającego urobek, wyposażonego w dwa łańcuchy środkowe, wyróżnić można wiele przypadków występowania stanu luzowania bądź nieluzowania łańcuchów. Podstawowe znaczenie w analizie możliwości wystąpienia tego stanu ma określenie miejsca, w którym występuje minimalna wartość sumy obciążeń obydwóch łańcuchów (miejsca luzowania łańcucha zgrzebłowego bądź miejsca występowania resztowego napięcia wstępnego w łańcuchu). Tak więc miejsce rzeczywistego lub potencjalnego luzowania może wystąpić przy zbieganiu łańcucha z bębna napędu wysypowego lub z bębna napędu zwrotnego.

Konfiguracja napędów przenośnika z dwoma silnikami w napędzie wysypowym i jednym w napędzie zwrotnym sprawia, że tworzą się warunki do luzowania łańcucha zgrzebłowego przy zbieganiu z bębna łańcuchowego napędu wysypowego i przejmowania części oporów ruchu w gałęzi dolnej przez napęd wysypowy, co skutkuje zwiększoną wartością siły w łańcuchu nabiegającym na bęben w napędzie wysypowym. Ponieważ w tym przypadku udział mocy napędu wysypowego w sumarycznej mocy zainstalowanej w przenośniku wynosi 2/3, to sytuacja, w której luzowanie łańcucha występuje w miejscu jego zbiegania z bębna napędu wysypowego, trwa, dopóki opory ruchu łańcucha zgrzebłowego i urobku w gałęzi górnej przenośnika nie będą dwukrotnie wyższe od oporów ruchu łańcucha zgrzebłowego w gałęzi dolnej przenośnika. Ze względu na możliwość zmniejszenia szczytowych wartości sił w łańcuchu nabiegającym na bęben napędu wysypowego należy stosować w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych konfigurację napędów z pojedynczym silnikiem napędowym w napędzie wysypowym i zwrotnym o tych samych mocach. Ponadto wyposażenie napędu wysypowego i zwrotnego w pojedyncze zespoły napędowe o takiej samej mocy sprzyja wyrównaniu obciążeń bębnów w obydwóch napędach.

Jeżeli napięcie wstępne łańcucha zgrzebłowego będzie zbyt duże i skompensuje całkowicie wydłużenia sprężyste spowodowane oporami ruchu gałęzi górnej i dolnej łańcucha, wystąpi stan nieluzowania łańcucha. Resztowe napięcie wstępne pozostające po skompensowaniu wydłużeń sprężystych zwiększa wartości sił w każdym punkcie konturu łańcucha. Stan nieluzowania łańcucha prowadzi więc do wzrostu wartości sił w łańcuchu nabiegającym i zbiegającym zarówno z bębna napędu wysypowego, jak i bębna napędu zwrotnego. Stosowany obecnie sposób wstępnego napinania łańcucha zgrzebłowego, polegający na okresowej kontroli i skracaniu bądź wydłużaniu łańcucha o kilka ogniw, nie jest w stanie zapewnić właściwej wartości napięcia wstępnego ze względu na dużą liczbę zmiennych czynników wpływających na jego wartość. Zdecydowanym ułatwieniem w tej sytuacji jest zastosowanie oferowanej przez producentów rynny teleskopowej w napędzie zwrotnym, która umożliwia płynne wydłużanie lub skracanie konturu łańcucha zgrzebłowego. Całkowicie problem napinania wstępnego może rozwiązać jednak dopiero zastosowanie nadążnego napinania łańcucha, które automatycznie będzie zmieniać położenie bębna łańcuchowego w rynnie teleskopowej [4].

4. ZNACZENIE WYDŁUŻENIA PODZIAŁKI ŁAŃCUCHA I LICZBY ZĘBÓW BĘBNA

Zwiększenie podziałki ogniw zmienia charakter współdziałania bębna napędowego z łańcuchem zgrzebłowym i może prowadzić do nieprawidłowości w postaci nadmiernego jego obciążenia, zakleszczeń

ogniw, przyspieszonego zużycia zębów i gniazd bębna łańcuchowego, wyrzutników łańcucha oraz ogniw łańcucha, a nawet może stać się przyczyną zerwań łańcucha zgrzebłowego.

Relacje geometryczne pomiędzy bębnem napędowym a łańcuchem decydują o położeniu ogniw łańcucha w gniazdach bębna i miejscu wystąpienia sprzężenia kształtowego pomiędzy segmentami zębów bębna i ogniwami poziomymi łańcucha. W czasie eksploatacji ścianowego przenośnika zgrzebłowego następuje – głównie na skutek zużycia ściernego – zwiększenie podziałki łańcucha ogniwowego i zmniejszenie podziałki bębna łańcuchowego. Rzeczywista podziałka ogniw łańcucha, na skutek tarcia w przegubach ogniw podczas nabiegania i zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego, zwiększa się ponad podziałkę technologiczną łańcucha ogniwowego z czasem eksploatacji pociągowego układu łańcuchowego. Zwiększenie długości podziałki łańcucha o Δp, wynikające z tolerancji wykonania łańcucha oraz z zużycia ściernego ogniw w przegubach, najczęściej opisuje się względnym zwiększeniem tej podziałki odniesionym do podziałki technologicznej p i wyrażonym w procentach.

Wskutek współdziałania bębna łańcuchowego o wymiarach normowych z łańcuchem o wydłużonej podziałce nabiegające ogniwo poziome nie styka się z dnem gniazda na całej swej długości [1]. Ten wariant zazębienia charakteryzuje się tym, że ogniwa poziome łańcucha znajdujące się na kole gniazdowym są nachylone względem den gniazd tak, że ich torusy przednie stykają się dnami gniazd, a torusy tylne stykają się z bokami roboczymi segmentów zębów. Im większa jest wartość wydłużenia podziałek ogniw, tym większe jest prawdopodobieństwo wystąpienia poślizgu torusa tylnego ogniwa poziomego po flance zęba, który decyduje o zużyciu ściernym roboczej flanki zęba [5]. Maksymalne względne wydłużenie podziałek ogniw $\Delta p/p$ nie powinno przekraczać 2,5% ze względu na prawidłowe współdziałanie ogniw łańcucha z bębnem łańcuchowym.

Zróżnicowanie podziałek ogniw odcinków łańcucha współdziałających z bębnami łańcuchowymi, zależne od rozkładu trwałych wydłużeń podziałek ogniw łańcucha wzdłuż jego konturu, wpływa na okresowe zróżnicowanie obciążenia napędów. O rozdziale mocy pomiędzy napęd wysypowy i zwrotny decyduje nie tyle bezwzględna wartość wydłużeń odcinków łańcucha, ile rozkład tych wydłużeń wzdłuż konturu łańcucha. Z tego względu nie należy w jednym przenośniku ścianowym łączyć odcinków łańcucha nowego z łańcuchem zużytym o wydłużonych podziałkach.

Zróżnicowanie rozdziału mocy wywołane zróżnicowaniem podziałek ogniw łańcucha powtarza się po pełnym obiegu łańcucha. Ponieważ w połowie obiegu ten sam odcinek łańcucha przechodzi z bębna łańcuchowego napędu wysypowego na bęben napędu zwrotnego, następuje odwrócenie reakcji tych silników (po wzroście obciążenia – jego spadek, a po spadku – wzrost). Zróżnicowanie podziałek łańcucha wzdłuż konturu łańcucha ma zasadniczy wpływ na chwilowe zróżnicowanie mocy poszczególnych silników napędowych przenośnika, prowadzące do okresowego przeciążania i niedociążania wszystkich elementów układu napędowego, w tym bębnów łańcuchowych.

Analiza obciążenia elementów bębna łańcuchowego, a zwłaszcza porównanie szczytowych wartości sił działających na dna gniazd i flanki zębów, wskazuje jednoznacznie na korzystne obciążenie bębnów o większej liczbie zębów [5]. Dodatkowym atutem bębnów o dużej liczbie zębów jest mniejsza liczba zazębień i wyzębień ogniw poziomych łańcucha z jednym gniazdem bębna w jednostce czasu przy tej samej prędkości łańcucha zgrzebłowego. Niestety znaczącą przeszkodą w zastosowaniu bębnów łańcuchowych o dużej liczbie zębów w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych jest ich średnica zewnętrzna determinująca wysokość kadłubów napędu wysypowego i zwrotnego, co jest ważne nie tylko w ścianach niskich. Zwiększenie wysokości napędu wysypowego związane jest przy tym ze wzrostem kąta nachylenia rynny najazdowej lub jej wydłużeniem. Natomiast zwiększenie wysokości napędu zwrotnego musi uwzględniać możliwości dojazdu kombajnu ścianowego do końca ściany, co związane jest z koniecznością minięcia kadłuba napędu zwrotnego przenośnika przez ramię wychylne kombajnu. Z tych względów w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych rzadko stosuje się bębny łańcuchowe o liczbie zębów $z = 8$, których obciążenie jest zdecydowanie bardziej korzystne niż bębnów o mniejszej liczbie zębów.

5. METODY OCENY STANU TECHNICZNEGO BĘBNÓW ŁAŃCUCHOWYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH W WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH

Prace badawcze dotyczące eksploatacji dużej liczby typów górniczych przenośników zgrzebłowych ścianowych i podścianowych użytkowanych w różnych warunkach górniczo-geologicznych pozwoliły na ustalenie, że głównymi procesami niszczącymi bębny łańcuchowe są procesy zużycia ściernego i ścierno-korozyjnego oraz pękanie zmęczeniowe. Łącznie zużycie ścierne i procesy zmęczeniowe bęb-

nów są przyczyną wycofania z eksploatacji około 75% bębnów łańcuchowych przenośników zgrzebłowych, dlatego na te formy zniszczeń eksploatacyjnych należy zwrócić szczególną uwagę [2]. Proponowane metody i kryteria oceny powinny być możliwie proste, efektywne i mało czasochłonne.

Z punktu widzenia prawidłowości współpracy łańcuchów z bębnami oraz zachowania dostatecznej sprawności zazębienia szczególne znaczenie w praktyce mają dwie wielkości liniowe, określające stopień zużycia ściernego bębnów:

- wzrost długości gniazd współpracujących z ogniwami poziomymi, który odbywa się kosztem zmniejszania się grubości zębów,
- obniżanie się położenia dna gniazda bębna, czyli zmniejszanie się odległości dna gniazda od osi obrotu bębna.

Pozostałe ubytki zużyciowe, korozyjne i ścierno-korozyjne w praktyce eksploatacyjnej bębnów łańcuchowych mają drugorzędne znaczenie i przy ocenie stopnia zużycia mogą być pominięte lub brane pod uwagę pomocniczo.

Zmniejszenie się grubości zębów w wyniku zużycia powoduje spadek wskaźnika zginania w krytycznych przekrojach zębów z kwadratem grubości. Obniżanie się dna gniazda powoduje zaś liniowy wzrost momentu zginającego w krytycznych przekrojach zębów w przypadku wystąpienia obciążenia w strefie głowy zębów. W efekcie oba wspomniane ubytki powodują pogorszenie się stanu naprężeń, co sprzyja inicjowaniu pęknięć zmęczeniowych zębów. Stan naprężeń zmienia się wraz z częstotliwością wynikającą z prędkości obrotowej bębnów łańcuchowych.

Pełna i prawidłowa ocena wielkości ubytków zużyciowych, jak również ujawnienie pęknięć zmęczeniowych jest w praktyce możliwe dopiero po zdjęciu łańcucha, co znacznie utrudnia organizację procesu kontroli stopnia zużycia eksploatacyjnego bębnów. Zdjęcie łańcucha wiąże się z koniecznością jego rozpięcia po uprzednim unieruchomieniu przenośnika. Wymusza to postój całego systemu maszynowego ściany wydobywczej. Należy więc dążyć do stosowania takich metod oceny stopnia zużycia bębnów, które wymagać będą możliwie najkrótszej przerwy w pracy.

Spośród rozważanych wielu metod oceny stopnia zużycia bębnów najkorzystniejszym wydaje się zastosowanie następujących:

- pomiar przyrostu długości gniazda na wysokości nominalnej dna oraz obniżenia dna gniazda bębna łańcuchowego za pomocą prostych przyrządów do pomiarów liniowych i porównanie wartości zmierzonych z nominalnymi,
- użycie przyrządu kontrolnego w postaci specjalnego ogniwa wykonanego z cienkościennych rurek stalowych, składającego się z półogniw o nominalnej średnicy pręta połączonych ze sobą za pomocą dwóch jednakowych śrub rzymskich z gwintem odpowiednio lewym i prawym [6], co umożliwia, po ustawieniu dowolnej podziałki ogniwa kontrolnego, pomiar rzeczywistej długości gniazda bębna,
- użycie specjalnego przyrządu w postaci odcinka łańcucha wzorcowego złożonego z rozbieralnych ogniw, wykonanych podobnie jak ogniwo kontrolne z cienkościennych rurek stalowych, którym można opasać bęben łańcuchowy z jednoczesnym napięciem łańcucha [7],
- przestrzenny scanning powierzchni roboczych bębna, w którym zarejestrowany obraz wybranych powierzchni może być porównywany z obrazem nominalnym [8] lub ze stanem wyjściowym danego egzemplarza bębna (metoda przyszłościowa wymagająca opracowania i przystosowania do warunków występujących w miejscu prowadzenia pomiarów).

Dla wykrywania pęknięć zmęczeniowych zębów bębnów łańcuchowych proponuje się stosowanie następujących metod z zakresu techniki badań nieniszczących:

- użycie penetrantów wnikających w szczeliny, umożliwiające ujawnienie pęknięć zmęczeniowych i innych wad powierzchniowych, które z reguły rozwijają się od powierzchni roboczych. Penetrantami są najczęściej ciekłe preparaty w formie sprayu, które po naniesieniu i wytarciu powierzchni jaskrawo świecą w świetle np. lampy ultrafioletowej, obrazując położenie i przebieg pęknięcia,
- użycie zawiesiny rozdrobnionego magnetytu w specjalnej cieczy nośnej, którą spryskuje się analizowaną powierzchnię, z ewentualnym dodatkowym wykorzystaniem pola magnetycznego. Pod działaniem pola magnetycznego drobinki magnetytu przemieszczają się do krawędzi pęknięć i innych wad powierzchniowych.

Metody z zakresu techniki badań nieniszczących proponuje się wykorzystywać przy podejmowaniu decyzji o dalszym wykorzystaniu bębnów łańcuchowych podczas alokacji ścianowego przenośnika zgrzebłowego.

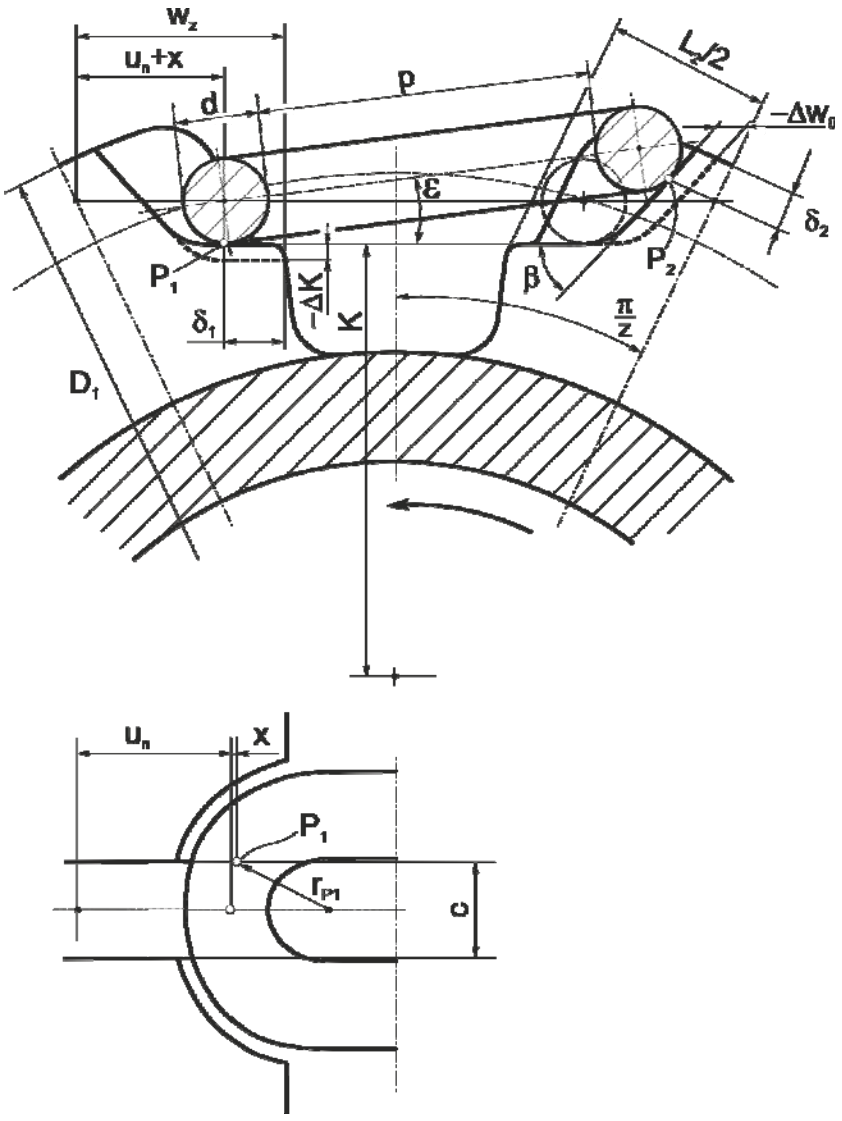
6. USTALENIE KRYTERIÓW WYCOFANIA BĘBNÓW ŁAŃCUCHOWYCH Z EKSPLOATACJI

Dno gniazda nie stanowi jednolitej powierzchni, gdyż jest przedzielone wzdłużnym rowkiem zębnym,

w którym układają się ogniwa pionowe łańcucha. Ponadto w środkowej części dna gniazda znajduje się poprzeczna wnęka na zgrzebło. Praktycznie więc dno gniazda stanowią cztery fragmenty powierzchni o niewielkim polu, przy czym dwa fragmenty od strony nieroboczej flanki zęba współdziałają z torusem przednim ogniwa poziomego, zaś dwa fragmenty od strony roboczej flanki zęba współdziałają z torusem tylnym ogniwa poziomego.

Graniczne wartości zużycia ściernego dna gniazda i flanki roboczej zęba ustalono na podstawie geometrycznego kryterium położenia ogniwa poziomego w gnieździe bębna.

Zużycie ścierne roboczej flanki zęba powiększa długość dna gniazda o wielkość ubytków flanki zęba, mierzonych równolegle do dna gniazda, które oznaczono jako Δw_0 (rys. 3).



Rys. 3. Położenie punktów styku ogniwa poziomego z gniazdem (opracowanie własne)

Zużycie flanki zęba prowadzi do przesuwania się punktu styku torusa przedniego ogniwa poziomego z dnem gniazda w stronę środka gniazda. Punkty styku ogniwa z dnem gniazda, które leżą na krawędziach rowka zębnego, zbliżają się przy tym do krawędzi wnęki pod zgrzebło, czemu towarzyszy zmniejszanie się powierzchni styku torusa przedniego z dnem gniazda (rys. 1). Z tych względów punkt styku P_1 torusa przedniego z krawędzią rowka zębnego powinien być oddalony od wnęki pod zgrzebło (rys. 3). Odległość punktu P_1 od krawędzi wnęki pod zgrzebło oznaczono przez δ_1:

$$\delta_1 = w_z - (u_n + x) \tag{1}$$

gdzie:

w_z – odległość wnęki pod zgrzebło od początku boku wieloboku foremnego;

u_n – odległość umownego środka przegubu przy torusie przednim ogniwa poziomego od początku boku wieloboku foremnego;

x – przesunięcie punktu styku P_1 z osi rowka zębnego na jego krawędź w kierunku wnęki pod zgrzebło;

przy czym:

$$w_z = \frac{L_2}{2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z}\right)} + \frac{d}{2} \cdot tg\left(\frac{\pi}{z}\right) \quad (2)$$

$$x = r_{P1}\left[1 - \cos\left(\arcsin\left(\frac{c}{2 \cdot r_{P1}}\right)\right)\right] \cdot \cos(\varepsilon) \quad (3)$$

oraz:

$$r_{P1} = R - \frac{d}{2}(1 - \sin(\varepsilon)) \quad (4)$$

gdzie:

z – liczba zębów bębna,

d – grubość ogniwa łańcucha,

L_2 – szerokość zęba (wg PN-G-46703),

ε – kąt nachylenia ogniwa poziomego względem dna gniazda,

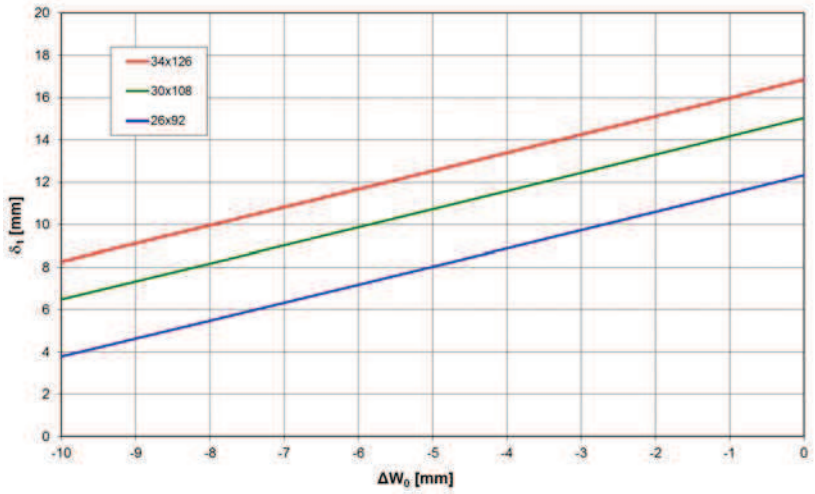
r_{P1} – promień kontaktu torusa ogniwa z dnem gniazda w punkcie P_1,

c – szerokość rowka zębnego (wg PN-G-46703),

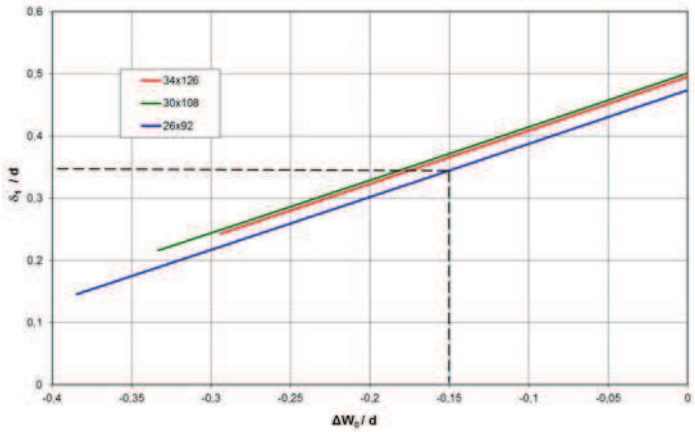
R – zewnętrzny promień torusa ogniwa.

Dla bębnów łańcuchowych o najczęściej stosowanej liczbie zębów $z = 7$, kącie pochylenia flanki zęba $\beta = 60°$ i parametrach zgodnych z normą PN-G-46703 współdziałających z łańcuchami wielkości 34×126 mm, 30×108 i 26×92 o podziałkach ogniw wydłużonych o $\Delta p/p = 2{,}5\%$, wyznaczono w symulacjach komputerowych odległość δ_1 punktu styku torusa przedniego ogniwa poziomego z dnem gniazda na krawędzi rowka zębnego od krawędzi wnęki pod zgrzebło dla ubytków flanki zęba zmienianych w zakresie od $\Delta w_0 = 0$ do $\Delta w_0 = -10$ mm (rys. 4). Ze wzrostem zużycia flanki zęba punkt styku P_1 ogniwa poziomego z dnem gniazda zbliża się do krawędzi wnęki pod zgrzebło. Odległość ta jest tym mniejsza, im mniejsza jest wielkość łańcucha współdziałającego z bębnem.

W ocenie ubytków zużyciowych proponuje się przyjąć wielkości graniczne odniesione procentowo do wymiarów nominalnych. Ponieważ dla znormalizowanych łańcuchów górniczych relacja między średnicą pręta a podziałką jest w przybliżeniu stała, proponujemy przyjąć nominalną grubość ogniwa łańcucha (średnicę nominalną pręta) jako wyróżnik rozmiaru łańcucha i odnieść wielkości graniczne zużycia do tej średnicy. Względna odległość punktu styku ogniwa poziomego z dnem gniazda od krawędzi wnęki pod zgrzebło odniesiona do grubości ogniwa w zależności od wielkości ubytków flanki zęba również odniesionych do grubości ogniwa praktycznie nie zależy od wielkości łańcucha (rys. 5). Pozwala to wyznaczyć graniczną wartość zużycia roboczej flanki zęba. Przyjęcie minimalnej odległości punktu styku P_1 od krawędzi wnęki na poziomie $\delta_1 = 0{,}35\,d$ umożliwia wyznaczenie granicznej wartości zużycia roboczej flanki zęba odniesionej do grubości ogniwa jako $\Delta w_0 = -0{,}15\,d$ (linie przerywane na rys. 5).



Rys. 4. Odległość punktu styku ogniwa poziomego z dnem gniazda od krawędzi wnęki pod zgrzebło w zależności od wartości ubytków flanki zęba (opracowanie własne)



Rys. 5. Względna odległość punktu styku ogniwa poziomego z dnem gniazda od krawędzi wnęki pod zgrzebło w zależności od wartości względnych ubytków flanki zęba (opracowanie własne)

Zużycie ścierne dna gniazda prowadzi do wzrostu kąta nachylenia ogniwa poziomego względem dna gniazda ε, co skutkuje osiadaniem torusa tylnego na flance roboczej zęba coraz bliżej głowy zęba (rys. 3). Położenie punktu P_2 styku torusa tylnego ogniwa poziomego na roboczej flance zęba w pobliżu głowy zęba stwarza niebezpieczeństwo przeskoku ogniwa po głowie zęba. Odległość δ_2 punktu P_2 styku torusa tylnego ogniwa poziomego z flanką zęba na krawędzi rowka zębnego od zewnętrznej powierzchni głowy zęba leżącej na średnicy zewnętrznej bębna wyznaczyć można z zależności:

$$\delta_2 = \frac{D_1}{2} - \frac{K + \Delta K + \frac{d}{2} + (p+d)\cdot\sin(\varepsilon) - \frac{d}{2}\cdot\cos(\beta)}{\cos\left(\frac{\pi}{z}\right)} + \tag{5}$$

$$+ r_{P2}\left[1 - \cos\left(\arcsin\left(\frac{c}{2\cdot r_{P2}}\right)\right)\right]\cdot\sin(\varepsilon)$$

przy czym:

$$r_{P2} = R - \frac{d}{2}\left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta + \varepsilon\right)\right] \tag{6}$$

gdzie:

D_1 – średnica zewnętrzna bębna,

K – odległość dna gniazda od środka bębna,

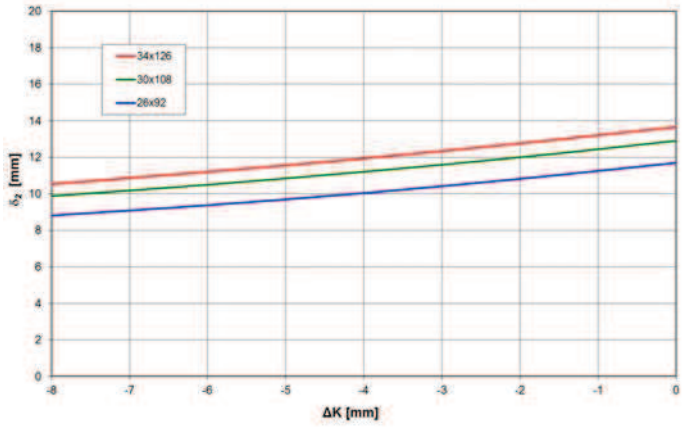
ΔK – zmniejszenie odległości dna gniazda od środka bębna ze względu na zużycie,

p – podziałka ogniwa,

r_{P2} – promień kontaktu torusa ogniwa z segmentem zęba w punkcie P_2,

β – kąt nachylenia flanki segmentu zęba w punkcie styku z ogniwem.

Dla bębnów łańcuchowych o liczbie zębów $z = 7$, kącie pochylenia flanki zęba $\beta = 60^o$ i parametrach zgodnych z normą PN-G-46703, współdziałających z łańcuchami wielkości 34×126 mm, 30×108 i 26×92 o podziałkach ogniw wydłużonych o $\Delta p/p = 2{,}5\%$, wyznaczono w symulacjach komputerowych odległość δ_2 punktu styku torusa tylnego ogniwa poziomego z flanką zęba od zewnętrznej średnicy bębna dla ubytków dna gniazda zmienianych w zakresie od $\Delta K = 0$ do $\Delta K = -8$ mm (rys. 6).

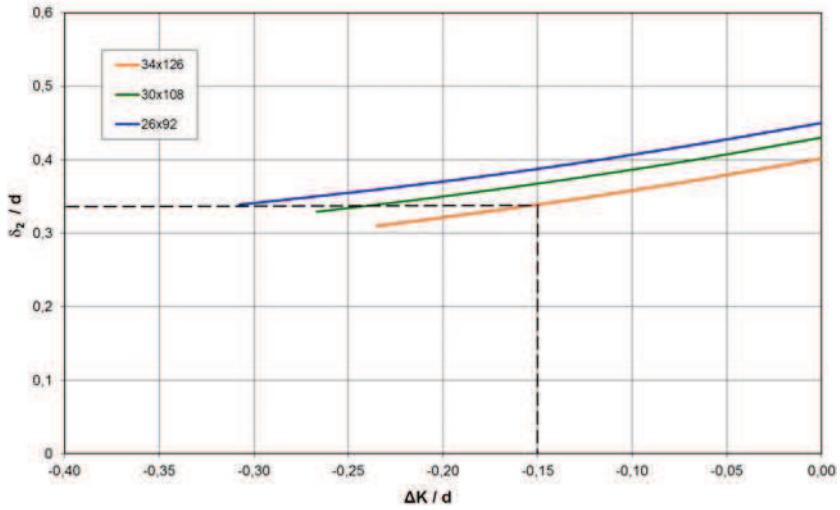


Rys. 6. Odległość punktu styku ogniwa poziomego z flanką zęba od zewnętrznej średnicy bębna w zależności od wartości ubytków dna gniazda (opracowanie własne)

Względna odległość punktu styku ogniwa poziomego z flanką zęba od zewnętrznej średnicy bębna odniesiona do grubości ogniwa w zależności od wielkości ubytków dna gniazda odniesionych do grubości ogniwa praktycznie w niewielkim stopniu zależy od wielkości łańcucha (rys. 7). Pozwala to wyznaczyć graniczną wartość zużycia dna gniazda. Przyjęcie minimalnej odległości punktu styku P_2 od zewnętrznej średnicy bębna na tym samym poziomie, jak w przypadku punktu P_1, czyli $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}35\ d$, umożliwia wyznaczenie granicznej wartości zużycia dna gniazda odniesionej do grubości ogniwa jako $\Delta K = -0{,}15\ d$ (linie przerywane na rys. 7).

Wyznaczone w ten sposób wartości graniczne zużycia den gniazd i roboczych flanek zębów odpowiadają w przybliżeniu głębokości warstwy hartowanej powierzchni roboczych bębnów łańcuchowych. Ze względu na konieczność hartowania wybranych powierzchni w wykonanym wcześniej bębnie i wymagania dotyczące własności rdzeni segmentów zębów, warstwa utwardzona w ten sposób nie jest głęboka i wynosi kilka milimetrów.

Pomiary ubytków zużyciowych należy wykonać na co najmniej połowie gniazd ocenianego bębna. Średnia arytmetyczna z uzyskanych pomiarów nie powinna przekraczać wartości granicznych.



Rys. 7. Względna odległość punktu styku ogniwa poziomego z flanką zęba od zewnętrznej średnicy bębna w zależności od wartości względnych ubytków dna gniazda (opracowanie własne)

7. PODSUMOWANIE

Graniczne wartości ubytków eksploatacyjnych den gniazd i flanek zębów bębnów łańcuchowych należy traktować jako kierunkowe wytyczne, z założeniem, że w uzasadnionych technicznie i ekonomicznie sytuacjach dopuszczalne są odstępstwa od nich. W przypadku konieczności dokończenia wybiegu ściany bądź planowanego w niedługim czasie wycofania z użytkowania przenośnika zgrzebłowego w całości lub jego układu pociągowego wytyczne należy stosować elastycznie, kierując się racjonalnymi przesłankami użytkowania maszyn i bezpieczeństwem pracy obsługi. Ujawnione pęknięcia zmęczeniowe, zwłaszcza występujące w krytycznych strefach, kwalifikują bęben do niezwłocznej wymiany w celu uniknięcia nagłej awarii o rozległych skutkach.

Ustalenie racjonalnych okresów kontroli stanu technicznego bębnów jest w praktyce uwarunkowane szeregiem ograniczeń, w związku z czym należy dążyć do wykorzystania każdej sytuacji sprzyjającej przeprowadzeniu tego rodzaju kontrolnych działań. Przede wszystkim nadają się do tego celu wszelkie okoliczności wymagające rozpięcia łańcucha zgrzebłowego, związane z takimi operacjami, jak skracanie czy wydłużanie przenośnika, planowa wymiana ogniw złącznych, usuwanie awarii w postaci zerwania łańcucha czy ogniw złącznych. Proponuje się, aby kontrola stanu technicznego bębnów łańcuchowych odbywała się nie rzadziej niż raz na cztery tygodnie użytkowania. Pełną kontrolę stanu zużycia wszystkich den gniazd oraz flanek zębów, prowadzącą do ujawniania pęknięć zmęczeniowych zębów bębnów łańcuchowych, należy zawsze przeprowadzać przy podejmowaniu decyzji o dalszym wykorzystaniu bębnów łańcuchowych podczas alokacji ścianowego przenośnika zgrzebłowego. Oczywiście w kontekście kontroli stanu technicznego bębnów każdorazowo należy brać pod uwagę również intensywność eksploatacji ocenianego przenośnika.

Systematycznie przeprowadzane kontrole stanu technicznego bębnów łańcuchowych oraz łańcuchów pozwolą na prognozowanie tempa narastania zużycia w zależności od konkretnych warunków eksploatacji. Po uzyskaniu szerszych doświadczeń praktycznych możliwe jest bardziej elastyczne stosowanie zaproponowanych wytycznych kierunkowych.

W praktyce eksploatacyjnej obserwuje się najczęściej synergiczne sprzężenie oddziaływań zmęczeniowych, zużycia ściernego, adhezyjnego, korozyjnego i tribochemicznego, które wpływają na degradację własności użytkowych bębnów łańcuchowych przenośników zgrzebłowych. Te procesy niszczące często są przyczyną awarii o poważnych skutkach technicznych i ekonomicznych oraz mogą stanowić znaczne zagrożenie dla pracowników, zaś nie podjęta w porę decyzja o wymianie bębnów łańcuchowych o nadmiernym zużyciu prowadzi do gwałtownego wzrostu intensywności zużycia łańcucha zgrzebłowego.

Wszelkie czynniki sprzyjające zmniejszeniu wartości sił działających na poszczególne elementy bębnów łańcuchowych zmniejszają również intensywność ich zużycia. Z tego punktu widzenia korzystnie na żywotność bębnów łańcuchowych wpływają:

- konfiguracja napędów z pojedynczym silnikiem napędowym w napędzie wysypowym i zwrotnym o tej samej mocy (wpływa ona na możliwość zmniejszenia szczytowych wartości sił w łańcuchu nabiegającym na bęben napędu wysypowego i sprzyja wyrównaniu obciążeń bębnów w obydwóch napędach);
- zapewnienie właściwego napięcia wstępnego łańcucha zgrzebłowego, tak by nie doprowadzać do wzrostu wartości sił w łańcuchu nabiegającym i zbiegającym zarówno z bębna napędu wysypowego, jak i bębna napędu zwrotnego, co w praktyce wymaga zastosowania rynny teleskopowej w napędzie zwrotnym, która umożliwia płynne wydłużanie lub skracanie konturu łańcucha zgrzebłowego, a w dalszej perspektywie – zastosowanie automatycznego nadążnego napinania łańcucha, które będzie zmieniać położenie bębna łańcuchowego w rynnie teleskopowej;
- prawidłowe współdziałanie bębna z łańcuchem, którego maksymalne względne wydłużenie podziałek ogniw nie powinno przekraczać $\Delta p/p = 2{,}5\%$, gdyż im większa wartość wydłużenia podziałek ogniw, tym większe prawdopodobieństwo wystąpienia poślizgu torusa tylnego ogniwa poziomego po flance zęba, który decyduje o zużyciu ściernym roboczej flanki zęba;
- stosowanie bębnów łańcuchowych o możliwie jak największej liczbie zębów, ze względu na mniejszą liczbę zazębień i wyzębień ogniw poziomych łańcucha z jednym gniazdem bębna w jednostce czasu przy tej samej prędkości łańcucha zgrzebłowego oraz mniejsze wartości szczytowe sił działających na dna gniazd i flanki zębów.

Właściwe określenie stopnia zużycia ściernego bębnów łańcuchowych jest podstawą do racjonalizacji decyzji o wycofaniu bębnów z eksploatacji bądź dalszym ich użytkowaniu. Z punktu widzenia prawidłowości współpracy łańcuchów z bębnami oraz zachowania dostatecznej sprawności zazębienia szczególne znaczenie w praktyce mają dwie wielkości liniowe, określające stopień zużycia ściernego bębnów:

- wzrost długości gniazd współpracujących z ogniwami poziomymi, który odbywa się kosztem zmniejszania się grubości zębów,
- obniżanie się położenia dna gniazd bębna, czyli zmniejszanie się odległości dna gniazda od osi obrotu bębna.

Dla obydwóch wielkości liniowych proponuje się przyjąć graniczne zużycie na poziomie 15% średnicy nominalnej pręta ogniwa łańcucha.

Literatura

1. Dolipski M., Remiorz E., Sobota P., Osadnik J.: *Komputerowe badania wpływu zużycia den gniazd i flanki zębów bębna na położenie ogniw w gniazdach bębna łańcuchowego*. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 2011 nr 4.
2. Dolipski M., Giza T., Mikuła S., Sobota P.: *Eksploatacyjne uszkodzenia bębnów łańcuchowych górniczych przenośników zgrzebłowych*. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie, 2011 nr 12.
3. Dolipski M.: *Dynamika przenośników łańcuchowych. Podręcznik akademicki*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
4. Dolipski M., Remiorz E.: *Nachträgliche Anpassung der restlichen Kettenvorspannung im Strebförderer*. Glückauf Forschungshefte, R. 62 (2001), nr 1.
5. Sobota P.: *Komputerowe badania wpływu zwiększenia podziałki ogniw na obciążenie bębna łańcuchowego*. Referat wygłoszony na Konferencji Naukowej „Techniki urabiania 2011", Krynica 2011.
6. Dolipski M., Mikuła S., Cheluszka P., Giza T., Remiorz E., Sobota P.: *Przyrząd pomiarowy do kontroli stopnia zużycia gniazda bębna łańcuchowego przenośnika zgrzebłowego*. Zgłoszenie patentowe P.400994 z dnia 01.10.2012.
7. Dolipski M., Mikuła S., Cheluszka P., Giza T., Remiorz E., Sobota P.: *Sposób i przyrząd do kontroli stopnia zużycia gniazda bębna łańcuchowego przenośnika zgrzebłowego*. Zgłoszenie patentowe P.400995 z dnia 01.10.2012.
8. Dolipski M., Cheluszka P., Giza T., Sobota P.: *Identyfikacja cech geometrycznych gniazd bębnów łańcuchowych przenośników zgrzebłowych*. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 2012 nr 4.

Artykuł został zrecenzowany przez dwóch niezależnych recenzentów.

Artykuł opracowano w ramach zrealizowanego projektu rozwojowego nr R09 0026 06/2009, finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego na mocy decyzji nr 0481/R/T02/2009/06.