ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1981

Seria: GÓRNICTWO z. 113 Nr kol. 698

Jan ORLACZ

MOŻLIWOŚCI PODWYŻSZENIA TRWAŁOŚCI MASZYN I URZĄDZEŃ GÓRNICZYCH ZA POMOCĄ ROZWIĄZAŃ INŻYNIERSKICH

Streszczenie. Rozpatrzono problemy zwiększenia trwałości maszyn i urządzeń górniczych przez wdrożenie rozwiązań inżynierskich z zakresu inżynierii materiałowej, analizy konstrukcji i metod eksploatacji. Podano przykłady.

1. Wstęp

Występujące stale różnice między zapotrzebowaniem na maszyny górnicze a możliwościami produkcyjnymi fabryk maszyn uzasadniają celowość podjęcia wszelkich możliwych przedsięwzięć, które doprowadziłyby do zrównoważenia podaży z popytem na maszyny górnicze i części zamienne do tych maszyn.

Jednym z takich przedsięwzięć jest zwiększenie trwałości przez wdrożenie rozwiązań inżynierskich z zakresu:

- inżynierii materiałowej,
- analizy konstrukcji,
- metod eksploatacji.

Poniżej zilustrowano wymienione grupy rozwiązań inżynierskich przykładami zrealizowanych już prac [1].

2. Rozwiązania z zakresu inżynierii materiałowej

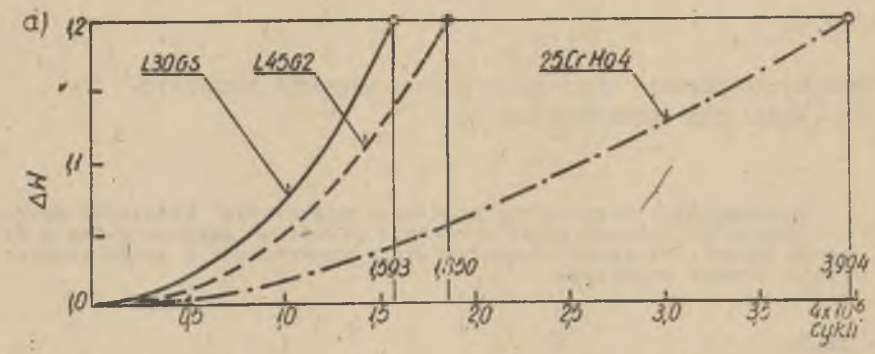
Rozwiązania z zakresu inżynierii materiałowej pozwoliły stosunkowo prostymi zabiegami materiałowymi i technologicznymi podwyższyć znacznie trwałość gwiazd łańcuchowych do przenośników zgrzebłowych. Elementy te produkowane są masowo ze staliwa L30GS, jako odlewy piaskowe o twardościach powierzchni gniazd około 180 HB.

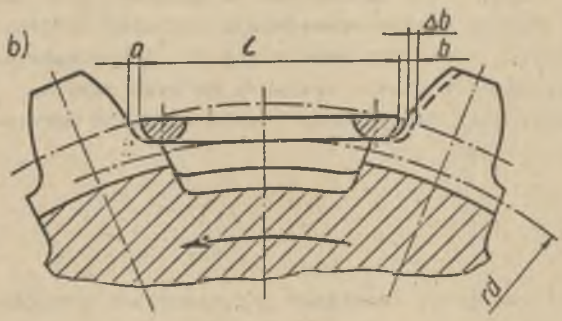
W wyniku badań eksploatacyjnych w przeciętnych warunkach górniczo-geologicznych, a także badań przyspieszonych, zmierzono, że średni zasób Θ_s dla tych elementów wynosi około 1,3 mln cykli (obrotów) do osiągnięcia stanu granicznego $\Delta W = 1,2$ kwalifikującego bęben do wymiany. Wskaźnik ΔW wynika z zależności (1) i może być łatwo mierzony w czasie eksploatacji.

$$\Delta W = 1 + \frac{\Delta b}{a + 0,5\, l}, \qquad (1)$$

gdzie:

l, a i Δb - wielkości pomiarowe wg rys. 1.





Rys. 1. Schemat wymiarowy zużycia gniazd bębna łańcuchowego

a) przebieg zużycia bębnów trójłańcuchowego z różnych staliw trudnościeralnych

b) $\Delta W = 1 + \frac{\Delta b}{0,5\ l + a}$

Zastosowanie staliw trudnościeralnych: L 45G2 i 25CrMo4 obrobionych cieplnie do twardości średnich powierzchni gniazd odpowiednio: 205 HB i 245 HB pozwoliło osiągnąć średnie zasoby: $\theta_s(45)$ = 1,8 mln cykli i $\theta_s(25)$ = 3,9 mln cykli. Oznacza to około 38% i około 300% wzrostu trwałości w odniesieniu do wyrobu masowego.

Oprócz tego dzięki systematyczności prac stwierdzono, że bardzo proste parametry łatwe do kontroli i dotrzymania w produkcji pozwalają osiągnąć powyższe efekty, są to:

- twardość minimalna powierzchni gniazd 250 ± 5 HB,
- różnica twardości gniazd wieńców zewnętrznych w porównaniu z wieńcem środkowym (gwiazdy trójnitkowe) nie powinna przekraczać (-2%).

3. Analiza konstrukcji

Analizę konstrukcji przekładni zębatych do przenośników zgrzebłowych podjęto w wyniku narastającego problemu uszkodzeń tych zespołów. Na tere-

nie jednego ze zjednoczeń, eksploatującego w okresie prowadzenia badań 92 ściany kombajnowe, stwierdzono w ciągu roku 536 przerw pracy przenośników spowodowanych uszkodzeniami przekładni, a łączny czas tych przerw wyniósł 900 h. Na uwagę zasługuje udział uszkodzeń poszczególnych podzespołów w ogólnej liczbie uszkodzeń, pokazany w tablicy 1.

Tablica 1

Struktura uszkodzeń podzespołów przekładni x)

Lp.	Podzespół	Liczba uszkodzeń	Udział %	Czas naprawy min	Udział %
1	Łożyskowanie	39	7,3	4273	7,9
2	Stopień szybkobieżny	83	15,5	18656	34,5
3	Pozostałe zazębienia	185	34,5	9492	17,6
4	Pozostałe podzespoły	229	42,7	21621	40,0
	R a z e m	536		54042	

x) Obejmuje seryjne przekładnie typów: II-stopniowa stożkowa 55 kW, III-stopniowa stożkowa 55 kW.

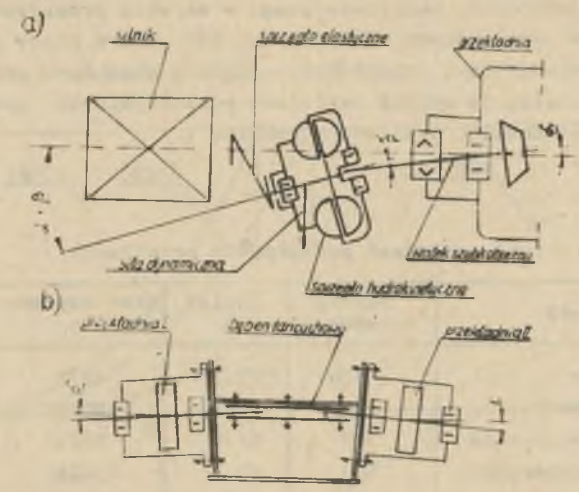
Bardzo znaczny, bo 60-procentowy udział zazębień w globalnej liczbie uszkodzeń uzasadnia potrzebę analizy przyczyn tego stanu.

Uwzględniając zespół czynników zewnętrznych oddziałujących na przekładnię w napędzie przenośnika zrekonstruowano mechanizm niszczenia pokazany na schemacie rys. 2. W wyniku sumowania luzów łożyskowań, powstających na skutek zużywania się łożysk, a także powstawania luzów osadzenia w kadłubie, następuje wychylenie osi wałka szybkobieżnego z osi teoretycznej o kąt α (rys. 2a).

Na wielkość tego kąta istotny wpływ ma rozstaw łożysk oraz rozpowszechnienie zastosowań układów hiperstatycznych typu "O", powodujących przeciążenia łożysk obniżające ich trwałości niekiedy do 90 h. Nakładanie się luzów połączenia piasty sprzęgła z wałem szybkobieżnym powoduje wychylenie osi sprzęgła o dodatkowy kąt β (rys. 2a). Sumowanie się tych kątów wywołuje stałe niewyważenie dynamiczne sprzęgła, niezależnie od stopnia jego wyważenia wstępnego, stając się źródłem obciążeń dynamicznych, powodujących przyspieszenie procesu niszczenia elementów.

Omówiony model kinematyczny wymusza precesyjny ruch wałka szybkobieżnego niszcząc zazębienia tego stopnia. Na intensywność tego niszczenia wpływają dodatkowo wady smarowania łożysk i kół zębatych.

Przekładnie przenośników mocowane są do ram napędu (rys. 2b) podlegających deformacjom sprężystym i plastycznym pod działaniem obciążeń eksploatacyjnych (obciążenia od: łańcucha, maszyny urabiającej, przenośników, elementów rozporowych itp.).



Rys. 2. Schemat oddziaływań zewnętrznych przyspieszających niszczenie przekładni zębatych

a) układ stopnia szybkobieżnego napędu przenośników zgrzebłowych, b) układ wałów stopni wolnobieżnych napędu dwusilnikowego

Deformacje te prowadzą do nieosiowości wałów wolnobieżnych współpracujących par przekładni, których czopy łączone są sztywnym bębnem łańcuchowym tworząc wieloprzęsłowe belki statycznie niewyznaczalne. Wady synchronizacji biegunów magnetycznych silników i różnice charakterystyk elektrycznych (w układach wielosilnikowych) przyczyniają się dodatkowo do niszczenia zazębień i łożyskowań wszystkich stopni przekładni.

Uwzględniając wyżej naszkicowany mechanizm niszczenia oraz problemy nośności zazębień i łożyskowań, przy równoważnikach przeciążenia K_p=1;1,5 i 2, wykazano, że w około 70% wypadków wartości liczb kryterialnych dla zazębień X_p - obciążeń stykowych i X_z - trwałości zmęczeniowej są za małe. Łożyska toczne przy tych samych równoważnikach przeciążeń K_p wykazały ogromne rozproszenie wartości wskaźników trwałości - zasób ustalony Z_u od 8,6 10^2 h do 2,2 10^6 h dla różnych łożysk tej samej przekładni, co wyklucza możliwość prawidłowej eksploatacji.

Oprócz zasygnalizowanych problemów trwałości przekładnie do przenośników powinny spełniać szereg dodatkowych postulatów związanych z produkcją i eksploatacją.

Do najistotniejszych postulatów tej grupy można zaliczyć:

- wymagania minimalizacji gabarytów i mas,
- uniwersalność zastosowań zarówno do przenośników zgrzebłowych, jak i taśmowych oraz innych maszyn górniczych.

Charakterystyka strukturalna klasycznych przekładni zębatych walcowych, a także wzmiankowane wyżej analizy dowiodły niemożności równoczesnego speł-

nienia wszystkich wymienionych wyżej postulatów drogą modernizacji tego typu przekładni.

Omówiony problem stanowi dobrą ilustrację wypadku, kiedy podwyższenie trwałości wymaga zastosowania analizy konstrukcji, której wynikiem jest wprowadzenie innego typu zespołu, w tym przypadku przekładni planetarnych. Szereg typowielkości przekładni planetarnych o mocach N-30, -55, -90, -132, -160, -200 kW, zachowujący podobieństwo mechaniczne, pokrywa potrzeby eksploatacyjne i spełnia wymagania trwałości wg założeń punktu 2.2.2 [2].

Najmniejsze wartości liczb kryterialnych X_p dla takiego typoszeregu są około 2,7-krotnie większe od odpowiedników przekładni klasycznych. Także trwałości łożyskowań są przeciętnie 8-krotnie wyższe. Biorąc dodatkowo pod uwagę korzystniejsze rozkłady obciążeń i nieporównywalnie lepsze warunki smarowania wykazano, że trwałość przekładni planetarnych wyrażona zasobem ustalonym Z_u będzie 5 do 7-krotnie wyższa od obecnie produkowanych osiągając postulowane w punkcie 2.2.2 [2].

$$Z_u = 1 \div 1{,}5\ T_g \text{ i } t_{0,95} \geq Z_u$$

Równocześnie masy przekładni planetarnych są około 40% mniejsze od równoważnych przekładni tradycyjnych.

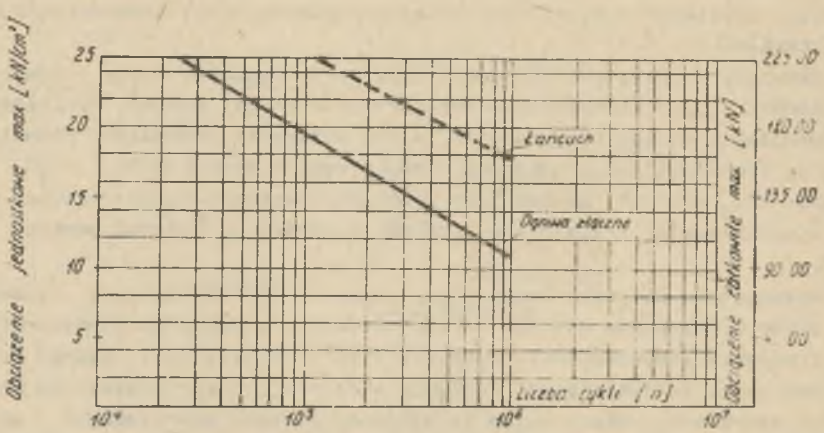
3. Metody eksploatacji

Metody eksploatacji, rozumiane w kategoriach dyscypliny podstawowej, pozwalają na eliminowanie nieprzewidzianych uszkodzeń elementów drogą prowadzenia zorganizowanych i synchronizowanych z produkcją wymian zapobiegawczych, przy czym te ostatnie, jak pokazano poniżej na przykładzie ogniw szybkozłącznych łańcuchów, nie stanowią praktycznie istotnego obciążenia dla służb maszynowych kopalń.

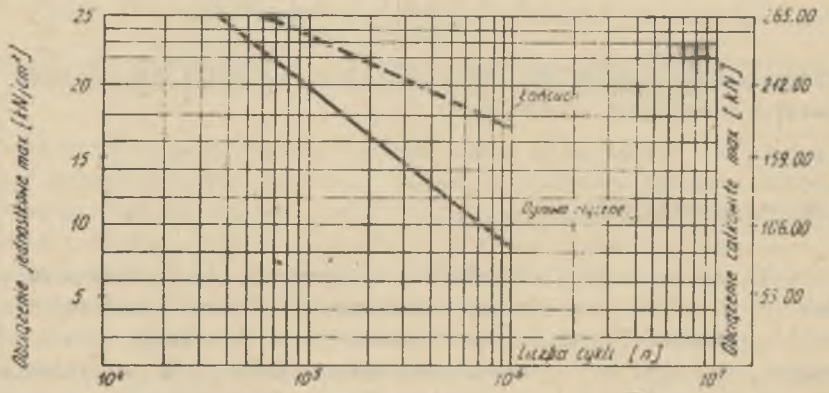
Ogniwa złączne Ø 24 x 86 mm i Ø 26 x 92 mm stosowane są do łączenia odcinków łańcuchów: kombajnowych, strugowych i przenośników zgrzebłowych. Własności wytrzymałościowe tych elementów określa norma branżowa BN-76/1709-02. Trwałość zmęczeniową, opisaną krzywą Wöhlera przybliżoną metodą najmniejszych kwadratów, przedstawiono na rysunkach 3 i 4.

Celem pomiaru rzeczywistej wartości zasobu t_γ (poz. 2.1.6 tablicy 1 [2] przeprowadzono badania eksploatacyjne 63 sztuk ogniw Ø 24 x 86 i 104 sztuki Ø 26 x 92 w 20 ścianach 12 kopalń podległych trzem Zjednoczeniom PW (Zabrzańskie, Bytomskie, Rybnickie) na następujących maszynach:

- kombajnach KWB-2RDU, KWB-3RDS, KWB-6,
- strugach SWS-4U i SWS-5,
- przenośnikach zgrzebłowych RYBNIK-73/II.



Rys. 3. Trwałość zmęczeniowa ogniw złącznych 24 x 86 kl. C i łańcuchów 24 x 86 kl. C przybliżone linią najmniejszych kwadratów



Rys. 4. Trwałość zmęczeniowa ogniw złącznych 26 x 92 kl. C i łańcuchów 26 x 92 kl. C przybliżone linią najmniejszych kwadratów

Na podstawie tych pomiarów stwierdzono, że okresy wymian zapobiegawczych, eliminujących nieprzewidziane zerwanie z prawdopodobieństwem R(t) = = 0,95, powinny wynosić:

- dla strugów SWS-4U i SWS-5 (Ø 26 x 92), $t_{0,95}$ = 80 dni,
- dla kombajnów KWB-3RDS, KWB-3RDU (Ø 24 x 86), $t_{0,95}$ = 100 dni,
- dla przenośników RYBNIK-73/II (Ø 26 x 92) $t_{0,95}$ = 90 dni.

4. Podsumowanie

Najbardziej przydatnymi w doskonaleniu trwałości maszyn górniczych są rozwiązania inżynierskie z zakresu: - analiza konstrukcji i inżynierii materiałowej.

Rozwiązania inżynierskie z zakresu metod eksploatacji, jakkolwiek ważne dla doskonalenia trwałości maszyn, w warunkach krajowych mogą mieć tylko znaczenie uzupełniające.

LITERATURA

[1] Sprawozdanie COPKMG KOMAG nr 3839 "Podniesienie trwałości i niezawodności eksploatacyjnej maszyn i urządzeń ścianowych". Praca nie publikowana. Gliwice 1976.

[2] Orlacz J.: "Problemy trwałości maszyn i urządzeń górniczych". ZN Pol. Śl. Górnictwo z. 113, Gliwice 1981.

Wpłynęło do Redakcji w kwietniu 1981 r.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Antoniak

Возможности повышения долговечности горных машин и установок с помощью инженерских решений

Р е з ю м е

Рассмотрены проблемы повышения долговечности горных машин и установок путем внедрения инженерских решений из области инженерии по материаловедению, анализа конструкции и методов эксплуатации. Представлены примеры.

Lifetime improvements possibilities of mining machines and installations by means of engineer's solutions

S u m m a r y

It has been examined problems on lifitime improvements of mining machines and installations resulting from introducing engineer's solutions falling within the sphere of materials engineering, desing analyses and operation methods. Examples are also given.