

Analiza mechanizmów degradacji i awarii układu napędowego organu urabiającego kombajnu chodnikowego

dr inż. Sławomir BARANOWSKI
Wyższy Urząd Górniczy, Katowice
dr inż. Mariusz SZOT

Główny Instytut Górnictwa – Państwowy Instytut Badawczy, Katowice

TREŚĆ: W artykule przedstawiono studium przypadku awarii głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego typu MR-340X-Ex-S, eksploatowanego w warunkach kopalni węgla kamiennego. Głównym celem pracy jest weryfikacja hipotez dotyczących przyczyn uszkodzenia – zderzenia mechanicznego kontra zmęczeniowego zużycia elementów tocznych – w oparciu o analizę materiału dowodowego, danych procesowych oraz teorię trwałości zmęczeniowej. W opracowaniu dokonano reinterpretacji zarejestrowanych zjawisk elektrycznych, identyfikując je jako stany nieustalone (prądy rozruchowe) silnika indukcyjnego, a nie anomalie obciążeniowe. Wprowadzono teoretyczną analizę trwałości zmęczeniowej opartą na regule Palmgrena-Minera, wyjaśniającą mechanizm propagacji uszkodzeń. Wnioski końcowe sformułowano w postaci algorytmicznych wytycznych dla służb utrzymania ruchu, kładąc nacisk na predykcyjne metody diagnostyki trybologicznej i wibroakustycznej. Analiza danych eksploatacyjnych wykazała, że obserwowane zjawiska, błędnie interpretowane przez serwis jako „przyrosty prądu” świadczące o przeciążeniach zewnętrznych, stanowią w istocie charakterystykę prądów rozruchowych (stanów nieustalonych) silnika indukcyjnego. Ich korelacja z momentem wystąpienia awarii wymaga zastosowania zaawansowanej metodyki MCSA (Motor Current Signature Analysis), którą szczegółowo omówiono. Wnioski końcowe opracowania zostały sformułowane w postaci wytycznych dla służb utrzymania ruchu, definiujących procedury postępowania w przypadku wystąpienia wczesnych symptomów degradacji, takich jak obecność produktów zużycia w oleju (zgodnie z normą ISO 4406) czy zmiany w sygnaturze wibroakustycznej urządzenia (zgodnie z ISO 10816-3).

SŁOWA KLUCZOWE: awaria; kombajn chodnikowy; trwałość zmęczeniowa; metodyka MCSA

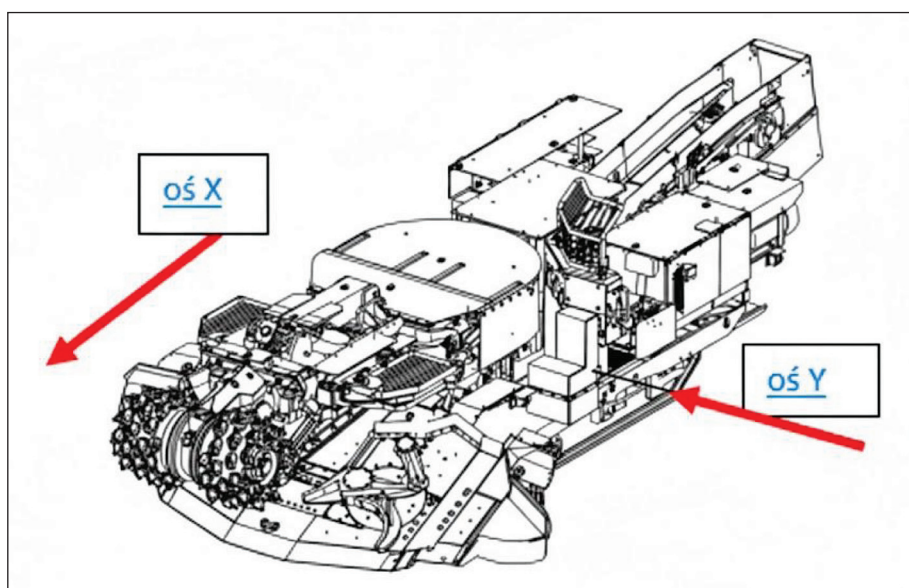
1. Wstęp i uwarunkowania eksploatacyjne maszyn przodkowych

1.1. Rola niezawodności w systemach wydobywczych i ekonomika utrzymania ruchu

Współczesne górnictwo podziemne opiera się na ciągłości procesów technologicznych, w których kombajny chodnikowe pełnią rolę krytyczną, odpowiadając za przygotowanie frontu wydobywczego. Złożoność konstrukcyjna tych maszyn, w połączeniu z ekstremalnie trudnymi warunkami środowiskowymi – zmienną geometrią wyrobisk, agresywnym zapyleniem, wysoką wilgotnością oraz stochastycznym charakterem

obciążeń urabiania – sprawia, że są one podatne na szerokie spektrum mechanizmów degradacji. W ujęciu inżynierii systemów kombajn chodnikowy stanowi szeregowy system niezawodnościowy, w którym uszkodzenie dowolnego kluczowego podzespołu, jakim bez wątpienia jest przekładnia organu urabiającego, skutkuje natychmiastowym przerwaniem procesu produkcyjnego.

Analizy literaturowe (Biały i Habek, 2018) jednoznacznie wskazują, że awarie układów napędowych stanowią jedną z głównych przyczyn nieplanowanych przestojów, generując znaczne straty ekonomiczne. Koszty te nie ograniczają się jedynie do bezpośrednich wydatków na części zamienne i robociznę serwisu (CAPEX/OPEX), ale przede wszystkim obejmują koszty



► Rys. 1. Kombajn chodnikowy typu MR-340X-Ex-S

► Fig. 1. MR-340X-Ex-S roadheader

alternatywne związane z utraconym wydobywaniem i opóźnieniem w uzbrojeniu ściany wydobywczej. Dlatego też kluczowym zadaniem nowoczesnych służb utrzymania ruchu jest transformacja strategii eksploatacyjnej: przejście od modelu reaktywnego (naprawa po awarii), dominującego w opisywanym przypadku, do strategii predykcyjnej opartej na ciągłym monitorowaniu stanu technicznego.

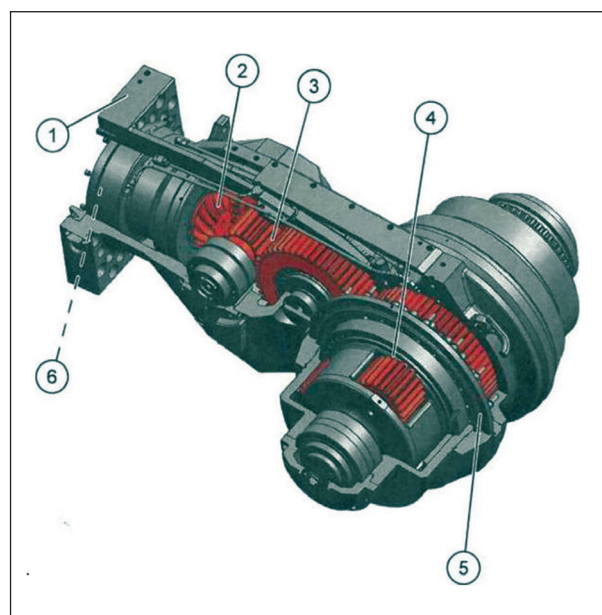
1.2. Charakterystyka techniczna obiektu badań: kombajnu MR-340X-Ex-S

Przedmiotem niniejszej analizy jest kombajn chodnikowy typu MR-340X-Ex-S (rys. 1), maszyna o konstrukcji wysięgnikowej wyposażona w organ urabiający z poprzecznie wirującymi głowicami. Taka konfiguracja kinematyczna, w odróżnieniu od głowic wzdłużnych, pozwala na efektywniejsze przekazywanie mocy na urabianą caliznę i jest preferowana w skałach o trudniejszej urabialności, jednakże wiąże się ze znacznie bardziej skomplikowaną budową układu przeniesienia napędu.

Układ kinematyczny organu urabiającego (Sandvik Mining and Construction, 2012) składa się z:

- **silnika elektrycznego**: typ 2SG8 515M, chłodzonego wodą, o mocy rzędu 230-315 kW (zależnie od trybu pracy), wyposażonego w zaawansowane zabezpieczenia termiczne (PTC, bimetale, Pt100) w uzwojeniach i łożyskach;
- **przekładni zębatej (reduktora)**: element kluczowy, integrujący stopnie walcowe, jeden stopień stożkowy (zmiana osi obrotu o 90° z wzdłużnej na poprzeczną) oraz wyjściowe stopnie planetarne po obu stronach głowicy;
- **systemu smarowania i chłodzenia**: zintegrowana pompa oleju zapewnia wymuszony obieg środka smarowego, jego filtrację i chłodzenie. System ten jest połączony z układem monitorowania przepływu i temperatury, co powinno zabezpieczać przed pracą „na sucho”.

Obecność przekładni planetarnej na wyjściu układu jest rozwiązaniem podyktowanym koniecznością uzyskania wysokiej gęstości mocy. W przekładni planetarnej (rys. 2) moment obrotowy jest dzielony na kilka kół satelitarnych, co pozwala na przenoszenie olbrzymich sił przy zachowaniu kompaktowych wymiarów. Jednakże jest to okupione wysoką wrażliwością na błędy wykonawcze i eksploatacyjne. Wymagane jest zachowanie rygorystycznych tolerancji montażowych, aby zapewnić równomierny podział obciążenia między satelity. Każde odchylenie – czy to wynikające z błędu remontowego,



► Rys. 2. Przekładnia głowicy urabiającej (1 – kryza, 2 – wejściowy stopień stożkowy, 3 – zespoły stopni czotowych, 4 – wyjściowe stopnie planetarne, 5 – obrotowe uszczelnienie mechaniczne, 6 – uszczelka wału wejściowego)

► Fig. 2. Cutting head gearbox (1 – flange, 2 – input bevel gear stage, 3 – spur gear stage assemblies, 4 – output planetary gear stages, 5 – rotary mechanical seal, 6 – input shaft seal)

► Tab. 1. Parametry geomechaniczne urabianego górotworu wraz z oceną ryzyka dla układu napędowego
 ► Table 1. Geomechanical parameters of the excavated rock mass and risk assessment for the drive system

Warstwa litologiczna	Rodzaj skały	Wytrzymałość na ściskanie R_c [MPa]	Charakterystyka spękania/Podzielność	Ocena ryzyka dynamicznego
strop	piaskowiec	40,0–75,0	blokowa do masywnej	bardzo wysokie (udary przy zacinaniu)
	węgiel (pokład 506)	8,4	–	niskie (praca stabilna)
	łupek piaszczysty	27,2–44,2	płytowa do blokowej	średnie
	łupek ilasty	16,3–36,6	–	średnie
pokład 507	węgiel	12,1–17,6	–	niskie
spąg	łupek ilasty	25,8–37,2	płytowa do blokowej	średnie
	łupek piaszczysty	47,9–52,5	–	wysokie (wzrost oporów)
	piaskowiec	49,7–61,5	masywna	wysokie (silne wibracje, abrazywność)

zużycia łożysk, czy obecności zanieczyszczeń – prowadzi do nierównomiernego obciążenia, co skutkuje lawinowym przyspieszeniem procesów degradacji zmęczeniowej.

2. Analiza geologiczna środowiska pracy i dynamika obciążeń

2.1. Charakterystyka litologiczna i parametry wytrzymałościowe

Kluczowym czynnikiem wpływającym na żywotność organu urabiającego jest interakcja narzędzia (noża) z górotworem. W analizowanym przypadku kombajn pracował w środowisku o silnie zróżnicowanej litologii. Na podstawie danych pozyskanych z kopalni utworzono szczegółową tabelę (tab. 1) parametrów geomechanicznych, która pozwala ocenić ryzyko wystąpienia przeciążeń.

Analiza wskazanych danych prowadzi do następujących wniosków.

1. **Zakres roboczy:** maksymalna odnotowana wytrzymałość skał ($R_c = 75$ MPa) mieści się w teoretycznym zakresie pracy kombajnu MR-340X-Ex-S, dla którego producent deklaruje możliwość urabiania skał do 100 MPa (a w pewnych konfiguracjach nawet do 130–140 MPa) [3]. Oznacza to, że awaria nie wynikała z przekroczenia statycznej wytrzymałości maszyny.
2. **Gradient twardości:** największym zagrożeniem dla trwałości zmęczeniowej nie jest sama wartość maksymalna R_c , lecz gwałtowne zmiany parametrów urabialności. Przejście głowicy z miękkiego węgla ($R_c \approx 8$ –12 MPa) na twardy piaskowiec stropowy ($R_c \approx 75$ MPa) o strukturze masywnej generuje potężne udary momentu obrotowego.
3. **Charakterystyka stochastyczna:** proces niszczenia skały ma charakter losowy. Wtrącenia sferosyderytów lub twarde ławice piaskowca działają na układ napędowy jak „młot”, generując fale uderzeniowe,

które propagują przez cały łańcuch kinematyczny – od noży, przez przekładnie planetarne, aż do wału silnika. To właśnie te piki obciążenia, choć trwają ułamki sekund, są odpowiedzialne za inicjację mikropęknięć zmęczeniowych w kołach zębatych i łożyskach.

2.2. Widmo obciążeń a procesy zmęczeniowe

W praktyce inżynierskiej rzadko dysponujemy pełnym rejestrem momentu obrotowego w czasie rzeczywistym. Zamiast tego analiza opiera się na obserwacji skutków pośrednich, takich jak wibracje („głośnie praca”) i pobór prądu. Zgłaszana wielokrotnie przez obsługę kopalni „głośnie praca” przekładni jest dowodem na to, że widmo obciążeń uległo drastycznemu pogorszeniu. Wibracje generowane przez uszkodzone łożyska lub wykruszone zęby nakładają się na nominalne obciążenie od urabiania. Zgodnie z teorią zmęczenia zależność między amplitudą naprężenia (σ) a trwałością (N) jest wysoce nieliniowa i opisana (krzywa Wöhlera) (Kłysz, 2015):

$$N \cdot \sigma^m = C \quad (1)$$

gdzie wykładnik m dla łożysk tocznych wynosi 3 (dla styku punktowego) lub 10/3 (dla styku liniowego), dla kół zębatych może osiągać znacznie wyższe wartości. Oznacza to, że nawet niewielki wzrost amplitudy drgań (związany z głośnie pracą) powoduje wykładnicze skrócenie czasu życia elementu. C : stała materiałowa, wyznaczana doświadczalnie. Praca w warunkach podwyższonej wibroakustyki, którą serwis zbagatelizował, była w istocie „pożeraniem” ресурсu maszyny w tempie wielokrotnie szybszym, niż zakładał projektant.

3. Analiza historii serwisowej i rekonstrukcja procesu degradacji

Na podstawie udostępnionej dokumentacji (12 notatek serwisowych w okresie 2,5 miesiąca) dokonano rekonstrukcji sekwencji zdarzeń, która zaprzecza tezie

o „nagłym wypadku” i wskazuje na proces deterministyczny.

Faza 1: Błędy inicjujące (tydzień 0 – rozruch)

Już na etapie rozruchu po remoncie w oleju przekładniowym stwierdzono obecność opiłków metalu. W inżynierii tribologicznej jest to sygnał alarmowy pierwszego stopnia. Obecność produktów zużycia natychmiast po remoncie sugeruje jedną z dwóch przyczyn:

- **błąd technologiczny remontu** – pozostawienie zanieczyszczeń po obróbce mechanicznej lub myciu,
- **błąd montażowy** – niewspółosiowość wałów, zbyt małe luzy międzyzębne lub błędy w osadzeniu łożysk, prowadzące do natychmiastowego ścierania się współpracujących powierzchni.

Decyzja o kontynuowaniu eksploatacji jedynie po „przepłukaniu” przekładni była błędem. Opiłki te, krążąc w układzie, stały się ścierniwem, które zapoczątkowało proces niszczenia kolejnych elementów.

Faza 2: Inkubacja i propagacja uszkodzeń (tydzień 1–4)

Wymiana pompy zębatej układu smarowania jest dowodem na to, że zanieczyszczenia doprowadziły do jej zatarcia lub zablokowania. Uszkodzenie pompy oznaczało okresowe spadki ciśnienia i wydatku oleju. W przekładniach planetarnych o dużej gęstości mocy film olejowy jest jedyną barierą oddzielającą metal od metalu. Nawet chwilowe przerwanie smarowania pod

obciążeniem prowadzi do lokalnego zgrzewania się wierzchołków mikronierówności (adhezja) i inicjacji pęknięć zmęczeniowych (*micropitting*) (Brizmer, Stadler, Drogen van M., Han, Matta, Piras, 2016), (ISO Standard 15243).

Faza 3: Eskalacja – woda w oleju (miesiąc 2)

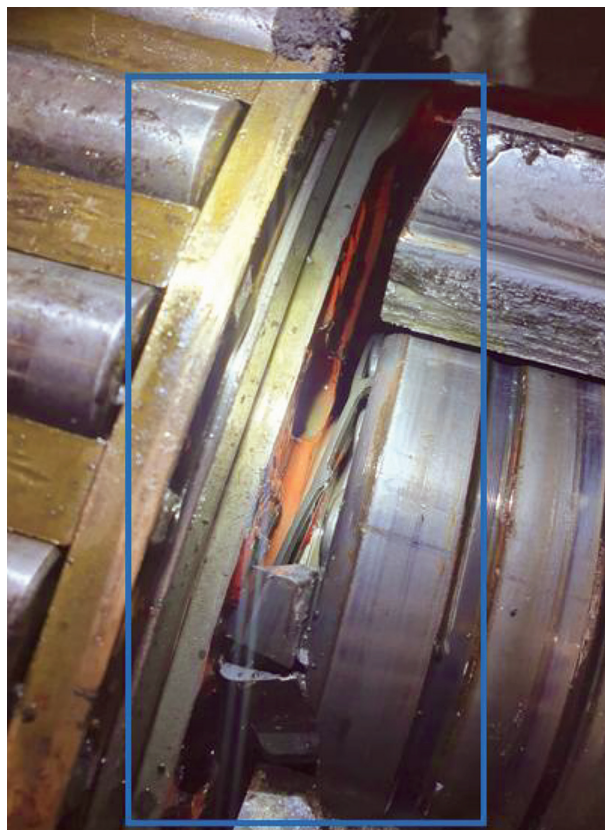
Punktem zwrotnym w procesie degradacji było stwierdzenie przez służby kopalni „przebarwienia oleju”, świadczącego o obecności wody (powstanie emulsji). Woda jest czynnikiem niszczącym o potrójnym działaniu:

1. **redukcja lepkości** – emulsja wodno-olejowa nie jest w stanie wytworzyć trwałego filmu smarnego, co prowadzi do przejścia w stan tarcia granicznego i gwałtownego zużycia ściernego. To stwierdzenie jest dosyć katarygiczne i – patrząc z perspektywy współczesnej tribologii – nie do końca prawdziwe. Choć emulsje wodno-olejowe (szczególnie typu O/W, czyli olej w wodzie) mają trudniej niż czyste oleje, to jednak są w stanie wytworzyć film smarny, choć mechanizm jego powstawania jest znacznie bardziej złożony (Kimura i Kazumi, 1989);
2. **korozja** – zarówno ogólna, jak i wżerowa na precyzyjnie obrobionych powierzchniach bieżni łożysk (Krzemiński-Freda, 1989);
3. **kruchość wodorowa** – w warunkach wysokich nacisków i tarcia woda ulega dysocjacji, a atomowy



► Rys. 3. Uszkodzone koło obiegowe. Zaawansowany *pitting* (wżery) na bocznej powierzchni zęba, przechodzący w *spalling* (tuszczenie) w strefie podziałowej. Widoczne ślady zatarcia adhezyjnego świadczące o przerwaniu filmu olejowego i długotrwałej pracy w warunkach niedostatecznego smarowania

► Fig. 3. Damaged planet gear. Advanced pitting on the tooth flank, progressing to spalling in the pitch zone. Visible signs of adhesive scuffing indicate oil-film breakdown and prolonged operation under insufficient lubrication conditions



► Rys. 4. Uszkodzone łożysko. Zniszczenie zmęczeniowe bieżni wewnętrznej łożyska tocznego. Rozległe wykruszenia materiału oraz ślady korozji fretingowej, sugerujące pracę przy obecności wody w środku smarnym oraz nadmiernych luzach dynamicznych

► Fig. 4. Damaged bearing. Fatigue damage to the inner raceway of the rolling bearing. Extensive material spalling and signs of fretting corrosion suggest operation in the presence of water in the lubricant and excessive dynamic clearances

wodór dyfunduje w głąb stali łożyskowej, powodując jej drastyczne osłabienie i przyspieszone pękanie zmęczeniowe (Evans, 2012).

Normy branżowe wskazują, że stężenie wody powyżej 500 ppm (0,05%) jest stanem krytycznym dla przekładni przemysłowych. Wizualne „przebarwienie” sugeruje stężenia rzędu tysięcy ppm, co dyskwalifikuje olej z dalszej eksploatacji (ISO 12925-1:2018), (DIN 51517-3).

Faza 4: Awaria

Wielokrotne (5-krotne) zgłoszenia „głośniejszej pracy” były ignorowane lub bagatelizowane przez serwis. W rzeczywistości hałas ten był generowany przez zaawansowany *spalling* (łuszczenie) na bieżniach łożysk i wykruszanie zębów. Ostateczne zablokowanie przekładni nie było przyczyną, lecz skutkiem – najprawdopodobniej doszło do rozpadu koszyka łożyska lub oderwania dużego fragmentu zęba, który zakleszczył się między kołem satelitarnym a wieńcowym. Siła bezwładności wirnika silnika w momencie zablokowania wygenerowała uderzenie mechaniczne, a ten zniszczył pozostałe elementy, co mylnie zinterpretowano jako „uderzenie zewnętrzne”.

4. Teoretyczne podstawy analizy zmęczeniowej i materiałowej

Aby zweryfikować mechanizm uszkodzenia, niezbędne jest odwołanie się do teorii mechaniki pękania i inżynierii materiałowej, które wyjaśniają fizykę obserwowanych zjawisk.

4.1. Mechanizmy niszczenia powierzchniowego

Analiza uszkodzonych elementów, przedstawionych na rys. 3 i 4 w materiale źródłowym, pozwala na zidentyfikowanie dominującego mechanizmu niszczenia: zmęczenia stykowego.

Proces ten przebiega w charakterystycznych etapach:

1. **Inicjacja (nukleacja)** – pod wpływem cyklicznych naprężeń kontaktowych Hertza w warstwie podpowierzchniowej (na głębokości występowania maksymalnych naprężeń stycznych) dochodzi do kumulacji dyslokacji i powstania mikropęknięć. Proces ten jest inicjowany na wtrąceniach niemetalicznych w stali lub w miejscach spiętrzenia naprężeń wywołanych przez zanieczyszczenia w oleju (Müller, 1996), (Tallian, 1992), (Standard ANSI/AGMA 1010-F14).
2. **Propagacja i efekt klina hydraulicznego** – pęknięcia rozwijają się pod kątem do powierzchni. Olej smarowy, wciskany w szczelinę pęknięcia pod ogromnym ciśnieniem w strefie przyporu, działa jak klin hydrauliczny, rozrywając materiał od środka (Tallian, 1992), (Way, 1935).
3. **Pitting i spalling** – gdy pęknięcie wraca do powierzchni, fragment materiału, odpada, tworząc wżer (*pit*). W zaawansowanej fazie (*spalling*) dochodzi do odrywania się dużych płatów materiału z bieżni łożysk lub boków zębów (widoczne na rys. 3 i 4). Powstałe kraterki drastycznie zmieniają geometrię współpracy, generując silne uderzenia przy każdym przetoczeniu elementu tocznego (Kocańda 1978), (Wojnar i Łazarz, 2006).

4.2. Zmęczenie u podstawy zęba (*bending fatigue*)

Drugim krytycznym mechanizmem, mogącym prowadzić do nagłego „urwania” napędu, jest zmęczenie zginaniowe u podstawy zęba. Ząb traktowany jest jako belka wspornikowa, podstawy opisane w (Lewis, 1893), (ISO 6336-3:2019). Cykliczne zginanie prowadzi do inicjacji pęknięcia w promieniu przejściowym stopy zęba. W analizowanym przypadku praca z nadmiernymi luzami (spowodowanymi zużyciem łożysk) mogła doprowadzić do zmiany punktu przyłożenia siły na zębie (przesunięcie w stronę wierchołka), co drastycznie zwiększyło moment gnący i przyspieszyło złamanie.

4.3. Reguła Palmgren-Minera

Do prognozowania trwałości w warunkach zmiennych obciążeń (widmo obciążeń) stosuje się liniową hipotezę kumulacji uszkodzeń Palmgren-Minera (Szala, 2005):

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (2)$$

gdzie:

D – całkowity stopień uszkodzenia ($D > 1$ oznacza zniszczenie),

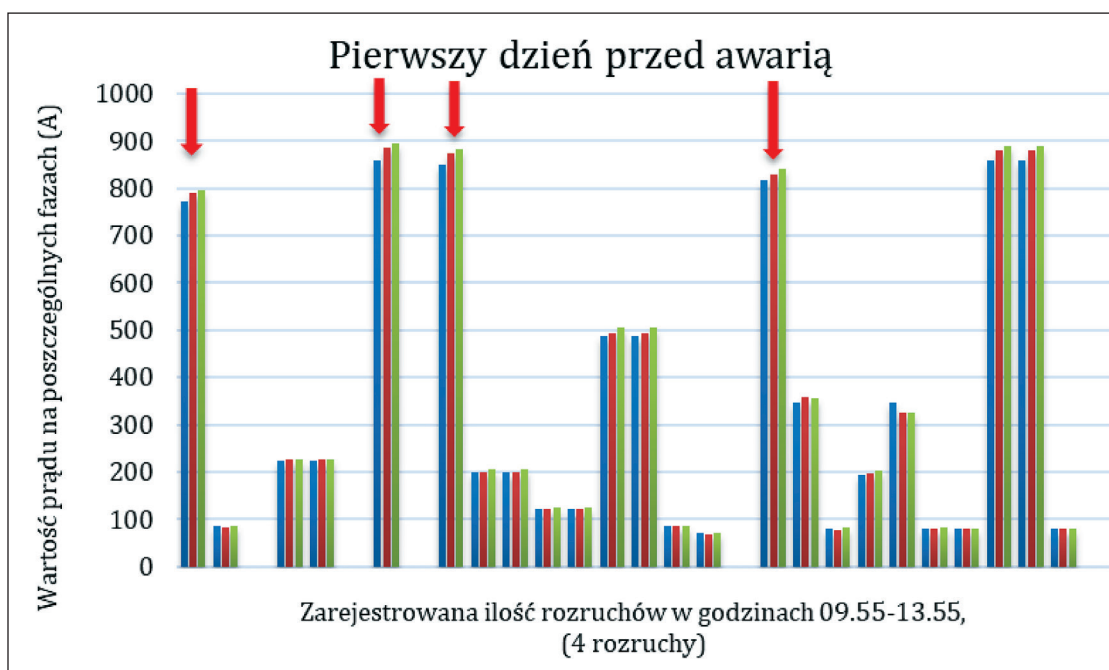
n_i – liczba cykli zrealizowanych przy poziomie naprężenia,

N_i – graniczna liczba cykli do zniszczenia przy poziomie naprężenia σ_i (z krzywej Wöhlera).

Analiza ta ma kluczowe znaczenie dla zrozumienia, dlaczego serwis nie powinien być dopuszczać maszyny do ruchu przy objawach „głośniejszej pracy”. Hałas oznacza wibracje, a wibracje to dodatkowa, wysokoczęstotliwościowa składowa naprężenia σ_{vib} . Ponieważ trwałość zmęczeniowa N zależy od naprężenia w potęgde (dla łożysk $N \propto 1/\sigma^3$), nawet niewielki wzrost obciążenia dynamicznego powoduje drastyczny spadek N . W efekcie „krótki” czas pracy w stanie awaryjnym (kilka tygodni) wystarczył do wyczerpania całego zapasu trwałości, który w normalnych warunkach wystarczyłby na lata eksploatacji.

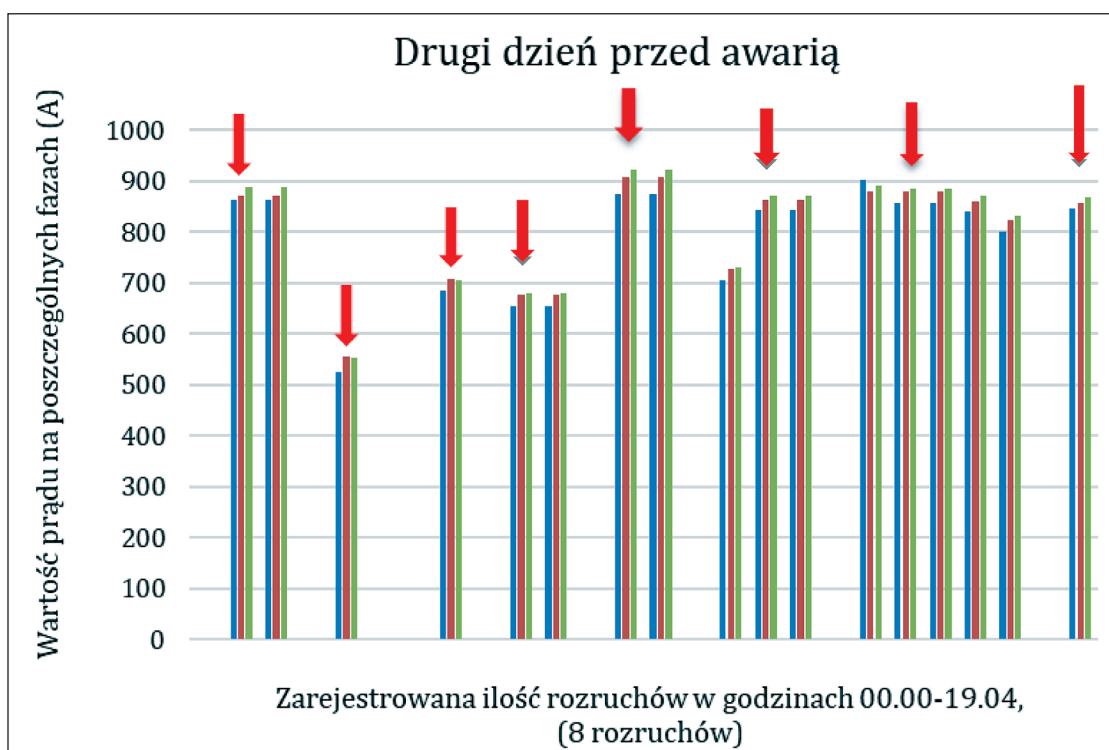
5. Analiza danych elektrycznych i pomiarowych

Na podstawie zapisów prądów roboczych silnika organu urabiającego, uzyskanych od kopalni z rejestratora zabudowanego na przedmiotowym kombajnie, zestawiono wykresy prądów poszczególnych faz za okres dwóch dni przed awarią i w dniu awarii, interpretując je jako „przyrosty natężenia” świadczące o przeciążeniach. Jest to interpretacja błędna, wymagająca sprostowania. Silnik urabiania był prawidłowo zabezpieczony od zwarcia i przeciążeń, zgodnie z normą (PN-G-42042:1998), za pomocą zintegrowanego sterownika zabezpieczeń, którego nastawy i poprawność działania potwierdzone zostały odpowiednim protokołem sprawdzenia. Zintegrowany sterownik zabezpieczeń posiadał nastawy: członu przeciążeniowego 150 A (wartość dobrana praktycznie do prądu znamionowego silnika) oraz członu zwarciovowego 1000 A (wartość dobrana zgodnie z warunkami zwarciovowymi i wymaganym współczynnikiem czułości członu zwarciovowego w założonym obliczeniowym miejscu zwarcia). Pokazane na wykresach



► Rys. 5. Charakterystyka prądu rozruchowego silnika. Strzałką oznaczono zarejestrowane rozruchy

► Fig. 5. Motor inrush-current characteristics. The arrow indicates the recorded start-ups



► Rys. 6. Charakterystyka prądu rozruchowego silnika. Strzałką oznaczono zarejestrowane rozruchy

► Fig. 6. Motor inrush-current characteristics. The arrow indicates the recorded start-ups

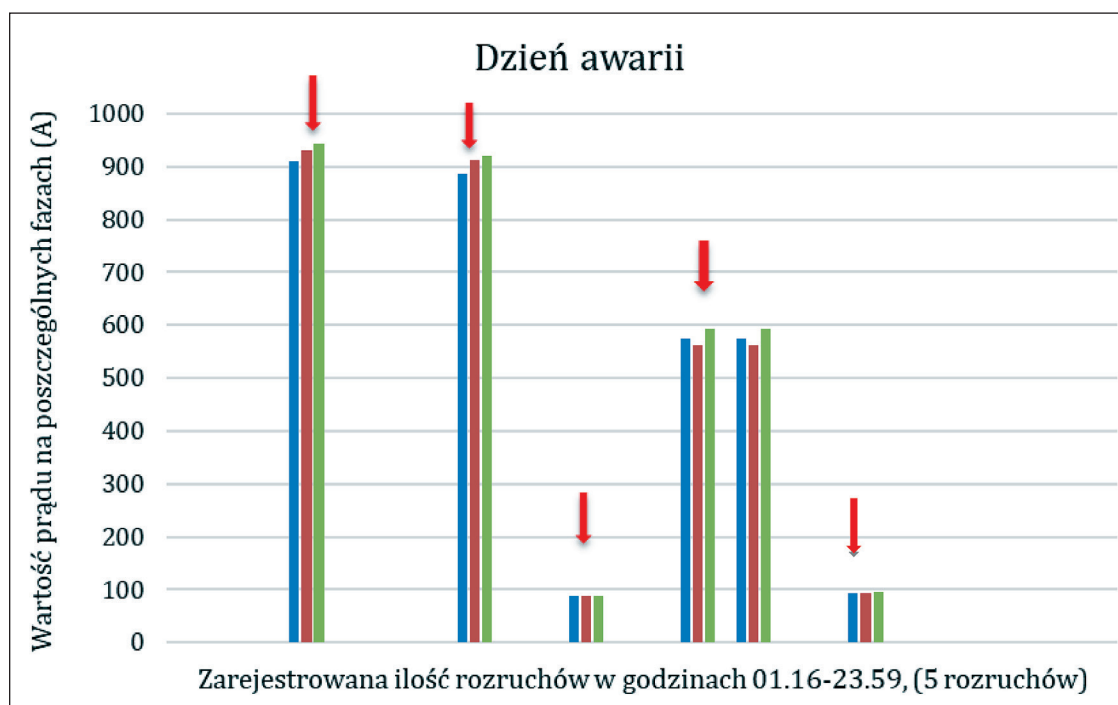
za dany okres czasowy prądy robocze poszczególnych faz silnika urabiania kombajnu przedstawiają typowe wartości prądów roboczych oraz prądów rozruchowych silnika indukcyjnego klatkowego podczas jego normalnej pracy eksploatacyjnej.

W momencie podania napięcia na stojan ($t=0$, poślizg $s=1$):

- brak jest siły przeciwelektromotorycznej, która w stanie ustalonym równoważy napięcie zasilania;

- prąd jest ograniczony jedynie przez bardzo małą impedancję uzwojeń stojana i wirnika;
- skutkuje to przepływem prądu o natężeniu od **5 do 8 razy większym od znamionowego (I_N)** (Purdy, 2014).

Jest to zjawisko fizyczne naturalne dla każdego silnika asynchronicznego i nie może być interpretowane jako anomalia obciążeniowa od strony organu urabiającego. Żaden z przedstawionych przypadków nie powodował konieczności zadziałania członu zwarciovego lub



► Rys. 7. Charakterystyka prądu rozruchowego silnika. Strzałką oznaczono zarejestrowane rozruchy

► Fig. 7. Motor inrush-current characteristics. The arrow indicates the recorded start-ups

przeciążeniowego zabezpieczenia silnika urabiania kombajnu, gdyż nie dochodziło w nich do przekroczenia wartości krytycznych zaimplementowanych w przynależnym zabezpieczeniu.

5.1. Diagnostyczna wartość obwiedni prądu

Mimo że obecność pików startowych jest naturalna, jego charakterystyka niesie cenne informacje diagnostyczne, które zostały pominięte:

- **czas trwania rozruchu** (t_{start}) – wydłużenie czasu trwania pików rozruchowych (szerokość impulsu na wykresie) jest bezpośrednim sygnałem zwiększonych oporów mechanicznych. Jeśli łożyska są zatarte lub olej jest zbyt gęsty (np. z powodu emulgacji z wodą), silnik dłużej wchodzi na obroty;
- **ciepło** ($Q = I_r^2 \cdot R \cdot t_r [J]$) – wydłużony rozruch powoduje wydzielanie olbrzymich ilości ciepła w uzwojeniach i prętach klatki wirnika. Częste próby uruchomienia zablokowanej lub zatartej przekładni (co sugerują liczne notatki serwisowe) mogły doprowadzić do degradacji termicznej izolacji silnika, co jest wtórnym skutkiem awarii mechanicznej.

Zamiast analizować amplitudę pików (która zależy głównie od sztywności sieci zasilającej, która określa jej zdolność do utrzymania stabilnego napięcia) przy zmiennym obciążeniu (poborze prądu), należało skupić się na analizie czasu zaniku prądu do wartości ustalonej. Diagnostyczna wartość obwiedni prądu (lub drgań/napięcia) polega na demodulacji amplitudy sygnału w celu wyodrębnienia niskoczęstotliwościowych informacji o uszkodzeniach (np. łożysk) ukrytych w wysokoczęstotliwościowych szumach. Umożliwia to wczesne wykrywanie usterek, analizę widma obwiedni oraz skuteczną ocenę stanu technicznego maszyn, zwłaszcza przy niskich energiach sygnałów.

5.2. Propozycja zastosowania metody MCSA

W przyszłych analizach należy zastosować metodę MCSA (Motor Current Signature Analysis). Pozwala ona na wykrycie uszkodzeń mechanicznych (pęknięty ząb, uszkodzone łożysko) poprzez analizę widma prądu w stanie ustalonym. Uszkodzenia te modulują moment obciążenia, co objawia się pojawieniem wstęg bocznych (*sidebands*) wokół częstotliwości sieciowej f_s :

$$f_{sideband} = f_s \pm k \cdot f_{defect} \quad (3)$$

gdzie f_{defect} to częstotliwość charakterystyczna dla danego uszkodzenia (np. częstotliwość zazębienia).

Metoda ta pozwala na precyzyjną diagnozę bez konieczności dostępu do maszyny w przodku (Zhang, Liu, Jaspreet, 2012), (Hong i Jaspreet, 2013).

6. Wnioski i rekomendacje dla Służb Utrzymania Ruchu

Przeprowadzona analiza pozwala na sformułowanie jednoznacznych wniosków dotyczących przyczyn awarii oraz zaleceń na przyszłość.

6.1. Wnioski końcowe

1. **Przyczyna pierwotna:** awaria nie była wynikiem jednorazowego uderzenia mechanicznego (błąd operatora/górotwór), lecz efektem **złożonego procesu degradacji**, zainicjowanego przez zanieczyszczenia (opiłki) i wodę w układzie smarowania.
2. **Mechanizm zniszczenia:** dominującym mechanizmem było **zmęczenie stykowe** (*pitting, spalling*), przyspieszone przez korozję wodorową i utratę właściwości smarnych olejów. Zablokowanie przekładni stanowiło finalny etap tego procesu (tzw. zniszczenie wtórne).

3. **Błędy w nadzorze:** kluczowym zaniedbaniem był brak właściwej reakcji na wczesne symptomy ostrzegawcze: obecność opiłków po rozruchu, uszkodzenie pompy oleju oraz powtarzające się zgłoszenia głośnej pracy. Strategia „płukania” przekładni leczyła objawy, a nie przyczyny.

6.2. Wytyczne dla SUR (procedury predykcyjne)

Aby zapobiec podobnym zdarzeniom, rekomenduje się wdrożenie następujących procedur:

1. Monitoring olejowy (Oil Analysis):

- Wprowadzenie obligatoryjnych badań oleju wg ISO 4406 co 100 motogodzin dla nowych/remontowanych przekładni.
- Ustalenie sztywnego limitu zawartości wody na poziomie 500 ppm. Przekroczenie tej wartości (lub wykrycie wody wolnej) musi skutkować natychmiastowym zatrzymaniem maszyny.

- Filtracja oleju w układzie bocznikowym w celu utrzymania klasy czystości lepszej niż 18/16/13.

2. Diagnostyka wibroakustyczna:

- Odejście od oceny „na słuch”. Wdrożenie pomiarów prędkości drgań (RMS) zgodnie z ISO 10816-3. Przekroczenie progu 7,1 mm/s powinno być sygnałem do bezwzględnego wyłączenia maszyny z ruchu i inspekcji.
- Wykorzystanie analizy obwiedni (*Envelope Analysis*) do wczesnego wykrywania uszkodzeń łożysk.

3. Procedury odbiorowe:

- Zaostrzenie kryteriów odbioru poremontowego. Próba ruchowa musi obejmować monitoring temperatury i drgań. Pojawienie się opiłków w ciągu pierwszych 24 h pracy dyskwalifikuje remont.

Implementacja wskazanych zaleceń pozwoli na przejście od kosztownego „gaszenia pożarów” do świadomego zarządzania majątkiem technicznym kopalni, znacząco redukując ryzyko katastrofalnych awarii w przyszłości.

Analysis of the mechanisms of degradation and failure of the cutting unit's drive system in a longwall shearer

Abstract: The article presents a case study of a cutting head failure in an MR-340X-Ex-S roadheader operated in an underground hard coal mine. The main objective of the study is to verify hypotheses concerning the cause of the damage – mechanical impact versus fatigue wear of rolling elements – based on an analysis the evidence, process data and fatigue life theory. The study reinterprets the recorded electrical phenomena, identifying them as transient states (inrush currents) of the induction motor rather than load anomalies. A theoretical fatigue life analysis based on the Palmgren–Miner rule is introduced to explain the damage propagation mechanism. The final conclusions were formulated as algorithmic guidelines for maintenance personnel, with an emphasis on predictive tribological and vibroacoustic diagnostic methods. Analysis of operational data showed that the observed phenomena, incorrectly interpreted by service personnel as “current increases” indicative of external overloads, were in fact characteristic of induction-motor inrush currents (transient states). Correlating them with the time of failure requires the use of the advanced MCSA (Motor Current Signature Analysis) methodology, which is discussed in detail in the article. The final conclusions of the study are formulated as guidelines for maintenance personnel, defining procedures to be followed when early signs of degradation occur, such as the presence of wear debris in the oil (in accordance with ISO 4406) or changes in the vibroacoustic signature of the equipment (in accordance with ISO 10816-3).

Literatura

1. Biały, W., Hąbek, P. (2018). Narzędzia inżynierii jakości w analizie awaryjności ścianowych kompleksów wydobywczych. Kraków, *Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering*, no. 3(533).
2. Brizmer, V., Stadler, K., Drogen, van M., Han, B., Matta, C., Piras, E. (2016). The Tribological Performance of Black Oxide Coating in Rolling/Sliding Contacts, Philadelphia. *Tribology Transactions*, 60 (3), s. 557–574, <https://doi.org/10.1080/10402004.2016.1186258>.
3. DIN 51517-3, Lubricants – Lubricating oils – Part 3: Lubricating oils CLP; Minimum requirements.
4. Evans, M.-H., (2012). White etching cracks: the cause or effect? *Materials Science and Technology*, vol. 28, no. 1.
5. Hong, L., Jaspreet, S.D. (2013). A time-domain fault detection method based on an electrical machine stator current measurement for planetary gear-sets. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. IEEE.
6. ISO Standard 15243. (2004). Rolling Bearings-Damage and Failures-Terms, Characteristics and Causes, BSI British Standards.
7. ISO 12925-1:2018, Lubricants, industrial oils and related products (Class L) – Family C (Gears) – Part 1: Specifications for lubricants for enclosed gear systems.
8. ISO 6336-3:2019, Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength.
9. ISO 4406:1999 (najczęściej stosowana wersja): Hydraulic fluid power – Fluids – Method for coding the level of contamination by solid particles.
10. Kimura, Y., Okada, K. (1989). Lubricating properties of oil-in-water emulsions. *Tribol Trans*, 32: 523–532, <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10402008908981921>.
11. Kłysz, S. (2015). Podstawy wytrzymałości materiałów, Warszawa: Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych.
12. Kocańda, S. (1978). *Zmęczeniowe niszczenie metali*, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.
13. Krzemiński-Freda, H. (1989). *Łożyska toczne*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe (PWN).
14. Lewis, W. (1893). Investigation of the strength of gear teeth. *American Machinist* no. 16: 10.
15. Müller, L. (1996). *Przekładnie zębate: projektowanie*, Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne PWN.
16. PN-G-42042:1998: Środki ochronne i zabezpieczające w elektroenergetyce kopalnianej. Zabezpieczenia zwarciowe i przeciążeniowe. Wymagania i zasady doboru.
17. Purdy, B. (2014). Economical route to protecting motors: group motor protection per NEC Article 430.53 “downsizes” over-current protection while still keeping installations safe. *Machine Design* no. 86.4, s. 64–68.
18. Sandvik Mining and Construction, (2012). Podręcznik Użytkownika ZE-MR340X-Ex-S-133-153126-072012.
19. Sleight, C. (2010). Sandvik launches new roadheader for construction markets, www.constructionbriefing.com/news/sandvik-launches-new-roadheader-for-construction-markets/1058301.article (data dostępu: 2026).
20. Standard ANSI/AGMA 1010-F14, Appearance of Gear Teeth – Terminology of Wear and Failure.
21. Szala, J. (2005). Ocena stanu obiektu poddanego eksploatacyjnym obciążeniom na podstawie hipotezy linii statych uszkodzeń zmęczeniowych. *Diagnostyka* no. 34, Warszawa. Wyd. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej.
22. Tallian, T.E. (1992). The failure atlas for hertz contact machine elements. *Mechanical Engineering*, no. 114.3: 66.
23. Way, S. (1935). Pitting due to rolling contact. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 2, issue.2, s. A49–A58, <https://doi.org/10.1115/1.4008607>.
24. Wojnar, G., Łazarz, B. (2006). Wykrywanie różnych uszkodzeń kół przekładni zębatych. *Diagnostyka* no. 3, s. 41–58, Warszawa: Wyd. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej.
25. Zhang, J, Liu, H., Jaspreet, S.D. (2012). Gear fault detection in planetary gearbox using stator current measurement of ac motors. *Dynamic Systems and Control Conference*, vol. 45295. American Society of Mechanical Engineers.