

ENERGOMECHANICZNE ZANIEDBANIA BEZPIECZEŃSTWA PRACY WCIĄGAREK GŁÓWNYCH MASZYN PODSTAWOWYCH

ENERGY-MECHANICAL NEGLIGENCE RELATED TO OPERATIONAL SAFETY OF THE MAIN HOISTS OF PRIMARY MACHINES

Józef Augustynowicz, Krzysztof Dudek - Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska
Dionizy Dudek, Andrzej Figiel - Wydział Techniczno - Inżynieryjny, Politechnika Wroclawska

Wciągarki główne są najbardziej newralgicznym podzespołem maszyn podstawowych. Uszkodzenie tego podzespołu doprowadziło już wielokrotnie do poważnych awarii, a nawet katastrof całych maszyn. Przyczyn tego stanu rzeczy szukać należy w nie-właściwej eksploatacji górniczej, zaniedbaniach mechanicznych i elektrycznych. W artykule omówiono po krótko kilka przykładów niewłaściwych postępowania, które doprowadziły maszyny do stanów poważnego zagrożenia lub katastrofy.

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo pracy, eksploatacja maszyn, koparka kołowa

The main hoists are the most crucial sub-assembly of primary machines. The damage of that sub-assembly has already lead to serious failures on numerous occasions, and even to catastrophes of whole machines. The causes of that state of affairs can be traced to improper mining operations, and to mechanical and electrical negligence. The article gives a brief discussion of a number of examples of improper behavior which has lead machines to the state of a serious threat or to a catastrophe.

Keywords: operational safety, operation of machines, wheel excavators

Tło problemu

Podzespoły i mechanizmy zwodzenia wysięgników stanowią jedno z bardziej newralgicznych ogniw w układzie geometrycznym i kinematycznym maszyn podstawowych. Prześledźmy to na ogólnych modelach struktur topologicznych koparek kołowych. Jeżeli by strukturę nośną koparki zdefiniować jako zbiór tych elementów jej konstrukcji i ich wzajemnych więzi, które w istotny sposób uczestniczą w procesie jej pracy – bądź to poprzez sztywne połączenie mechanizmów roboczych, bądź też przez umożliwienie wykonywania ruchów niezbędnych do realizacji procesu urabiania – to niezbędnymi w dotychczas budowanych koparkach okazały się w zasadzie tylko (rys. 1):

- m_1 – układ obrotowej konstrukcji nadwozia wraz z samojednym podwoziem, stanowiący podstawowy fundament maszyny i zapewniający jej kontakt z podłożem,
- m_2 – wysięgnik koła czerpakowego, którego celem jest odsunięcie organu roboczego od głównej osi obrotu układu m_1 , tzn. zapewnienie odpowiedniego zasięgu pracy,
- m_3 – koło czerpakowe wraz z napędem, czyli organ roboczy koparki,
- m_4 – przeciwcieżar stabilizujący nadwozie koparki,
- m_5 – wysięgnik przeciwwagi odsuwający przeciwcieżar na wymaganą odległość, wynikającą z warunków równowagi nadwozia.

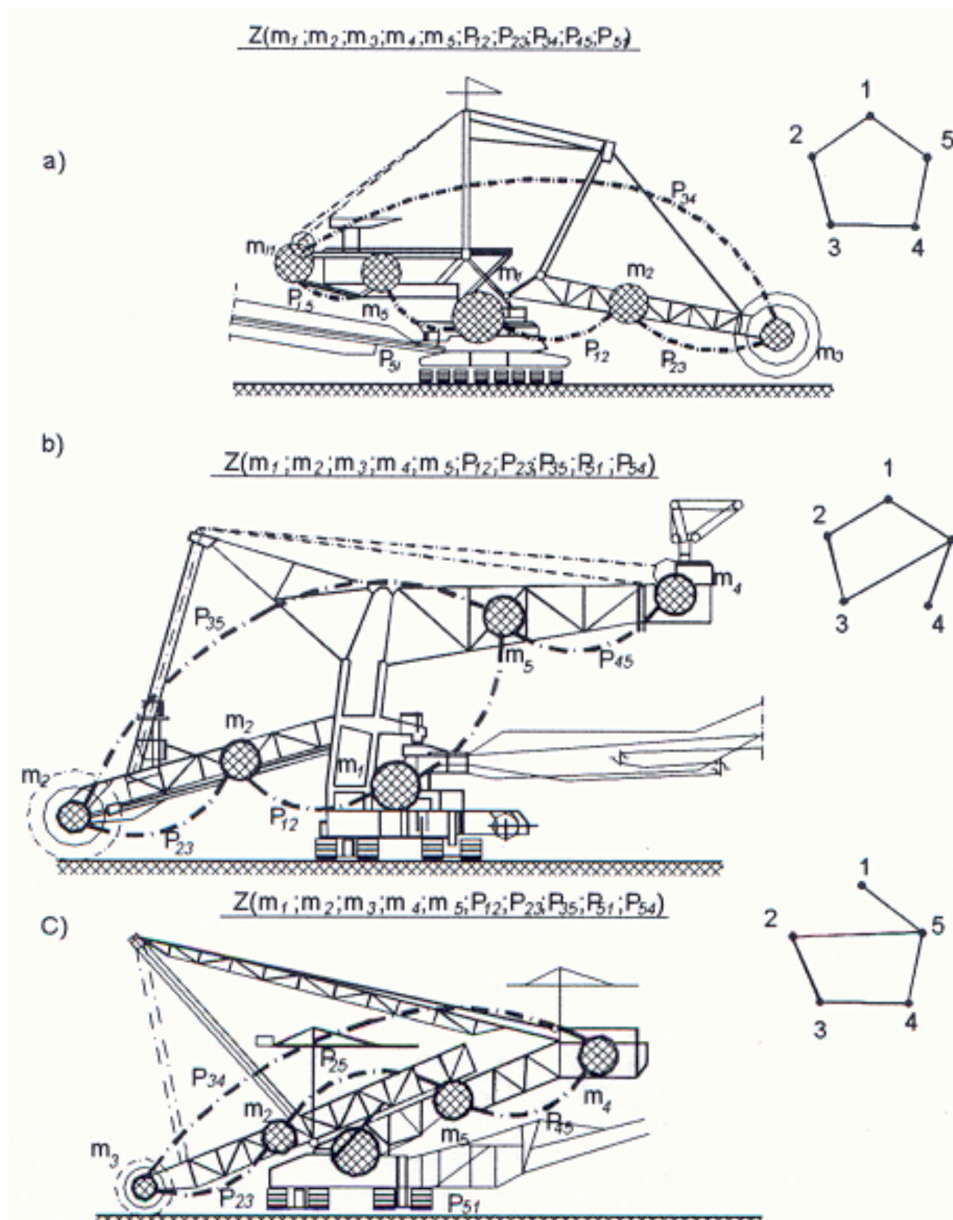
Trudno sobie wyobrazić koparkę kołową bez tych pięciu ogólnych podzbiorów jej konstrukcji. Pozostałe elementy

konstrukcyjne, tj. różnego rodzaju maszty, słupy, odciągi i zawiesia spełniają tylko funkcje pomocnicze – są jednak bardzo ważnym podzbiorem więzi łączących podzbiory główne w struktury geometryczne. Struktury te, ze względu na bogactwo możliwości zastosowania podzbiorów pomocniczych, tworzą ogromny zbiór konkretnych rozwiązań konstrukcyjnych, z których niektóre doczekały się realizacji przemysłowej. Opracowywanie odpowiednio uogólnionych modeli dynamicznych dla konkretnych rozwiązań – z racji ich optycznej różnorodności – mija się z celem, gdyż ich niepowtarzalność nie pozwala na uogólnienia i opracowane modele mogą już nigdy nie być przydatne. Stworzenie ogólnych modeli dynamicznych wymaga więc odejścia od konkretnych struktur geometrycznych i przeanalizowania ich niemierzalnych w sensie geometrycznym struktur topologicznych. Wymaga to zdefiniowania zbioru elementów istotnych dla danej konstrukcji oraz ich wzajemnych połączeń charakteryzujących schemat geometryczny.

Analiza istniejących rozwiązań konstrukcyjnych koparek kołowych wykazuje, że poza nielicznymi rozwiązaniami istnieją trzy podstawowe typy ich nadwozi:

- tradycyjny układ dwóch trójkątów połączonych więzią sprężystą (rys. 1 poz. a),
- układ z nadwoziem typu „C” (rys. 1 poz. b),
- układ z wysuwym wysięgnikiem koła czerpakowego (rys. 1 poz. c).

Struktury te, zbudowane z przyjętych powyżej podzbiorów podstawowych $m_1 \div m_5$, różnią się zasadniczo tylko kolejnością



Rys.1. Podstawowe struktury topologiczne koparek kołowych: a) – struktura tradycyjna; b) – struktura typu „C”; c) – struktura ze zmienną długością wysuwu wysięgnika. Obok zaznaczono pięciowzłowe grafy połączeń tych struktur

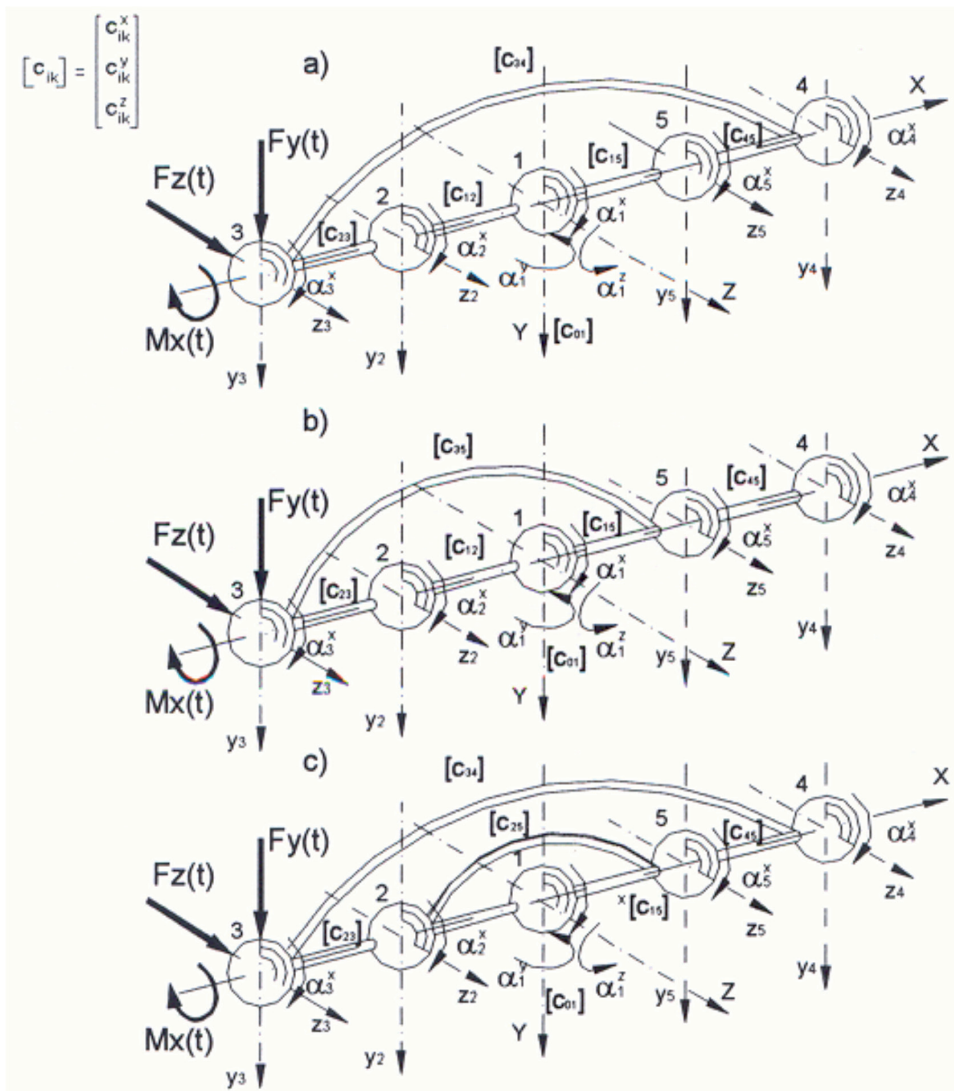
Fig. 1. Basic topological structures of wheel excavators: a) the traditional structure; b) structure of the „C” type; c) structure with the changeable length of the expansion of the boom. The accompanying graphs show five-point joints of these structures

połączeń wewnętrznych p_{ij} , czyli w myśl przyjętej topologii są różne. Bez wnikania w naturę tych połączeń należy pamiętać, że przedstawione struktury są równoważne w sensie przyjętej topologii z przestrzennymi schematami geometrycznymi i kinematycznymi, co oznacza, że nieważny jest na razie fizyczny sens tych więzi, ich wymiary geometryczne, czy nawet nieliniowość dynamiczna. Stąd wynikają dwa istotne wnioski:

- Podstawą utrzymującą każdy z powyższych modeli przy „życiu” jest podzespół m_1 tzn. *układ strukturalny podwozia i nadwozia*. W sensie dynamicznym ma on tylko trzy kątowe stopnie swobody i sześciowymiarowy wektor obciążeń zewnętrznych. Ten rodzaj obciążenia i przemieszczeń kątowych wyjaśnia, jak niewralgicznym elementem są dźwigary pierścieniowe. Ich zniszczenie powoduje unicestwienie modelu, tzn. katastrofę koparki (rys. 2).
- W zaprezentowanych modelach jest tylko jedna elastyczna, ale za to fundamentalna więź jednostronna c_{34} lub c_{35} . To *cały układ zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego*. Przerwanie tej więzi demoluje natychmiast koparkę.

Wszystkie mniej lub bardziej sztywno połączone masy – poza m_1 – lądują ostatecznie na ziemi.

Ta jednostronna więź elastyczna to oczywiście cały skomplikowany ciąg kinematyczny – zwany potocznie mechanizmem zwodzenia – począwszy od silnika poprzez sprzęgła, hamulce, zwalniające hamulców, przekładnie, bębny linowe, liny i ich zaciskowe zakończenia, zbrocza linowe i ich połączenia z cięgnami i masztami, cięgna stałe i ich połączenia z wysięgnikami, ciężary napinające liny, układy zasilania i sterowania silnikami wciągarek, sprężyny i układy pomiarowe sił w linach, wyłączniki krańcowe typu „liny luźne”, „liny przeciążone” lub „wszystko stop”, a także sterowniki i wskaźniki kontroli pracy układu na pulpicie operatora. To długi ciąg elementów nawzajem się często kontrolujących i zabezpieczających. I nic w tym dziwnego, jako że funkcją układu mechanizmu zwodzenia – oprócz podstawowej roli podnoszenia i opuszczania wysięgnika koła czerpakowego – jest *zabezpieczenie i utrzymanie stateczności nadwozia w całym okresie użytkowania maszyny, tzn. od chwili ukończenia montażu, aż do jej złomowania*.



Rys. 2. Podstawowe struktury topologiczne koparek kołowych w rozwinięciu wygodnym dla rozważań dynamiki

Fig. 2. Basic topological structures of wheel excavators as shown in developed views that are convenient for consideration from the point of view of dynamics

I to bez względu na rodzaj nominalnych obciążeń roboczych. Tylko nieprzewidywalne przypadki niewłaściwej eksploatacji lub ekstremalne obciążenia mogą zniszczyć ten układ, a i tak nie powinno to w zasadzie doprowadzać do katastrof. Choć i one się zdarzają.

Tymczasem w podręcznikach o maszynach podstawowych opisy techniczne i funkcjonalne układów zwodzenia wysięgników wyglądają dosyć niewinnie, jako proste i mało znaczące, by nie użyć sformułowania marginalne. Znaczenie, ważność i odpowiedzialność tego układu została również niedoceniona przez twórców norm obliczeniowych, a tym samym i przez projektantów maszyn podstawowych oraz ich użytkowników. Całość bardzo wysokich i odpowiedzialnych wymogów jakie powinien spełniać układ zwodzenia – za spełnieniem których to wymogów kryją się konkretni ludzie, czyli projektanci, konstruktorzy, producenci, montażyści oraz użytkownicy – widać wyraźnie w przypadkach ich *niespełnienia*, czyli w bez mała 20% liczby wszystkich poważnych awarii i katastrof.

Niechlubnym efektem tych awarii było:

- 15-krotna utrata stateczności nadwozia koparki,
- 15-krotnie wysięgnik koła czerpakowego opadł na spąg urabianego tarasu, przy czym:
 - 9-krotnie uległa zniszczeniu jego konstrukcja nośna,
 - 4-krotnie zakres zniszczeń został zakwalifikowany

jako katastrofa,

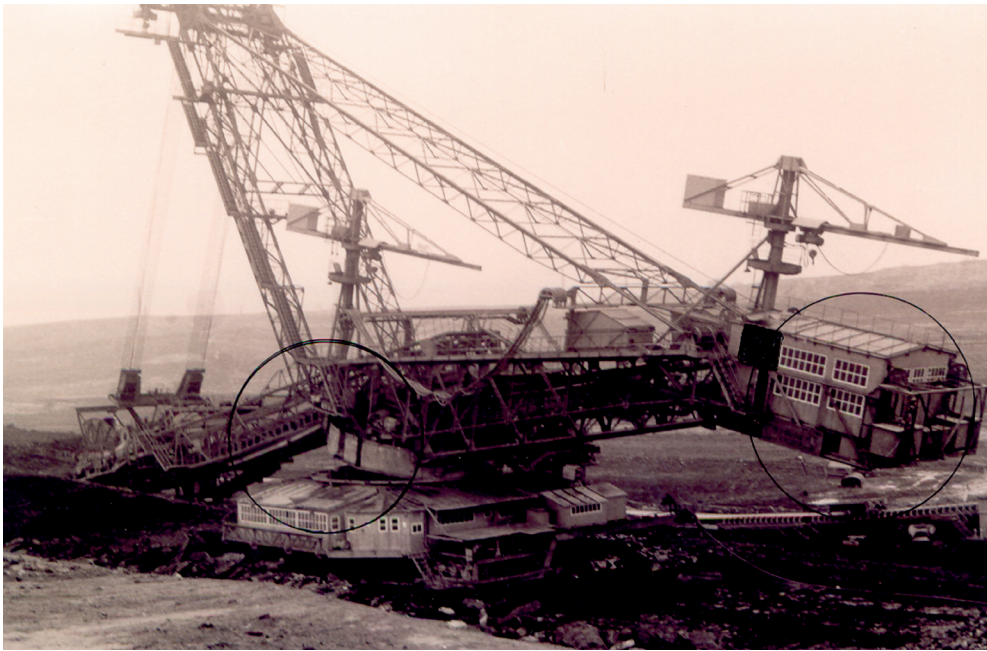
- 6-krotnie zniszczone zostały haki podchwytowe nadwozia.

Dodać do tej wyliczanki trzeba fakt, że 11-krotnie przyczyną awarii były poważne błędy konstrukcyjne, a 9-krotnie błędy popełniła obsługa maszyny. Koszt przeglądów i remontów planowych jest nieporównywalnie niższy od kosztów remontów awaryjnych, a aż w 6-ciu przypadkach taki remont trwał ponad 30 dni. Zwłaszcza, że w 11-tu przypadkach wiek maszyny przekroczył 20 lat intensywnej eksploatacji.

Przykłady zagrożeń utraty stateczności koparek kołowych

Koparka SchRs-1200

Dziesięcioletnia koparka kołowa o wydajności $Q = 2800/2150 \text{ m}^3/\text{h}$ i ciężarze $G = 19,40 \text{ MN}$ pracowała przy selektywnym urabianiu węgla i nadkładu w skarpie czołowej. Pokład węglowy pochylony był poprzecznie do kierunku frontu pracy „w prawo w dół” o około 20° . Operator urabiał warstwę węgla ruchem „skośnym” wysięgnika koła czerpakowego, tzn. łączył stałą prędkość jego opuszczania lub podnoszenia z regulowaną prędkością obrotu nadwozia maszyny. Niestety, takiej technologii urabiania producent koparki nie przewidywał;



Rys. 3. Koparka SchRs-1200 po awarii układu zwodzenia wysięgnika – widok od strony przeciwwagi

Fig. 3. Excavator SchRs-1200 after a failure of the cable system of the boom-viewed from the side of the counterweight

nie była ona w ogóle ujęta w instrukcji obsługi. Sprawdzona częstotliwość włączeń i wyłączeń wciągarki zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego przy takim systemie urabiania wyniosła od 620 do 960 razy na godzinę, tzn. następowały one co 4÷6 s. Przy kolejnym „roboczym ruchu” wysięgnika i obrotu nadwozia „w prawo w dół” operator chciał sterownikiem wciągarki zatrzymać opuszczanie wysięgnika. Niestety napęd wciągarki zwodzenia nie został wyłączony i dlatego opuszczanie wysięgnika trwało dalej. Zagłębiane coraz bardziej w skarpe koło czerpakowe wyłączone zostało ostatecznie przez sprzęgło przeciążeniowe, podobnie stało się z obrotem nadwozia. Tylko wciągarka zwodzenia wysięgnika nadal rozwijała liny z bębnow, czego operator niestety nie zauważył. Na domiar złego niesprawny był wskaźnik „luźne liny” – nie „kontaktowała” żaróweczka – i nie wyświetliło się odpowiednie ostrzeżenie. W takiej sytuacji, ustawicznie pracujący napęd mechanizmu

zwodzenia całkowicie rozwinął liny z bębnow, a następnie rozpoczął ich nawijanie w odwrotną stronę. Po czasie około 2,5 minuty, gdy wciągarka nawinęła już prawie 2,5 zwoja lin na bębny, przodowy koparki ze stanowiska na wysięgniku załadowczym zauważył luźne liny zwodzenia nad wysięgnikiem koła czerpakowego i wyłączył napięcie na koparce przyciskiem „Wszystko Stop”. Całkowite rozwinięcie i częściowe zwinięcie dotyczyło około 77 metrów lin na każdym z bębnow. Zatrzymane wcześniej koło czerpakowe oparło się całkowicie na urabianym tarasie z szacunkową siłą reakcji 1538 kN. Wywołało to natychmiastowe zachwianie równowagi nadwozia i ruch odchylający je do tyłu wokół krawędzi wywrotu, aż do wykasowania luzów w systemie haków podchwytywych, które przejęły w następstwie tego pełne obciążenie opadającego nadwozia (rys. 3).

Szczęśliwym zbiegiem okoliczności liny zwodzenia nie



Rys. 4. Koparka SchRs-1200 po awarii układu zwodzenia – widok od strony koła czerpakowego

Fig. 4. Excavator SchRs-1200 after a failure of the cable system of the boom-viewed from the side of the scoop wheel

wypadły ze zbloczy linowych i wciągarka zaczęła je ponownie nawijać na bębny. Te 2,5 zwoja lin na bębnach wystarczyło, aby zapewnić ich odpowiednie sprzężenie z bębniem. Wcześniejsze o kilkadziesiąt sekund wyłączenie napięcia nie zapewniłoby tego sprzężenia i zamocowania lin w płaszczu bębnów zostałyby z niego wyrwane. Maszyny nic by już wtedy nie uratowało. A tak, sprzężenie to łącznie z drogą odchylenia się nadwozia napięło liny i wstrzymało katastrofę. Ruch odchylenia się nadwozia do tyłu ustał przy kącie końcowego odchylenia rzędu $13,5^\circ$. Koło czerpakowe – na skutek odchylenia się nadwozia – odsunęło się od skarpy o około 1,50 m (rys. 4).

Na końcowy stan zagrożenia złożyło się kilka następujących po sobie zdarzeń:

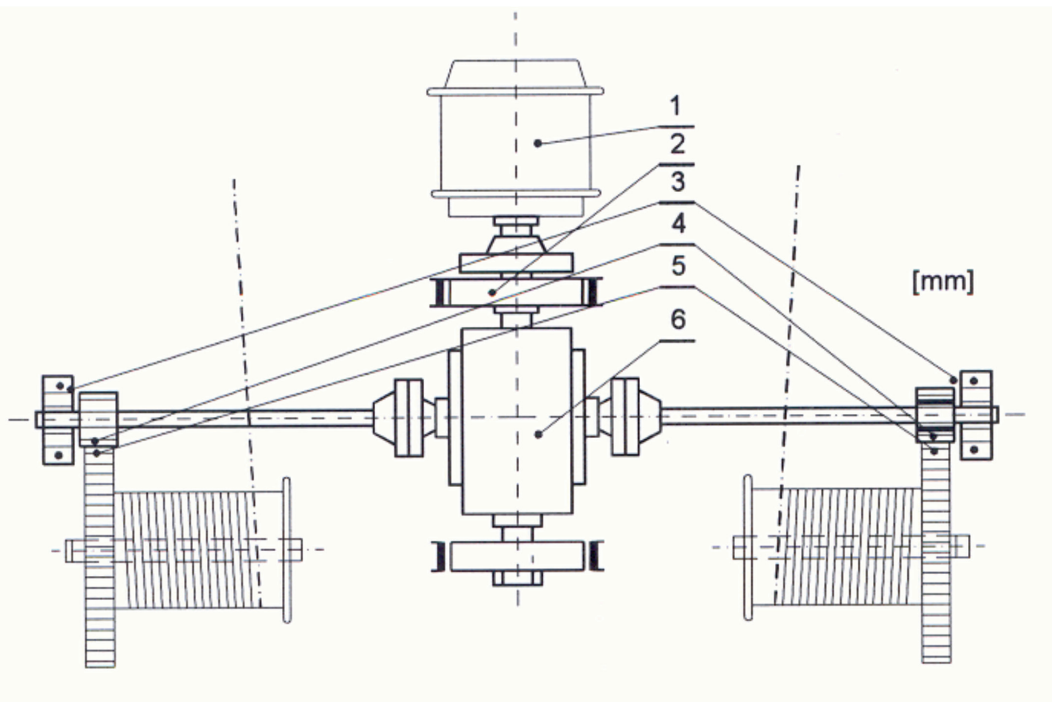
- skośne urabianie skarpy z wykorzystaniem mechanizmu zwodzenia wysięgnika, powodujące jego bardzo częste włączenia i wyłączenia, do czego układ rozruchowy napędu wciągarki – pomocniczego w końcu mechanizmu na koparce – nie był przystosowany,
- nie wyłączenie się silnika wciągarki zwodzenia wysięgnika mimo przestawienia przez operatora odpowiedniego sterownika na pulpicie – przyczyną były spieczone zbyt częstym włączaniem styki stycznika,
- całkowite rozwinięcie się lin z bębnów linowych wciągarki i utrata stateczności nadwozia,
- niewystarczająca nośność haków podchwytywych,
- uszkodzona sygnalizacja wyłącznika wciągarki „luźne liny”.

Koparka SchRs-315

Piętnastoletnia koparka kołowa o wydajności teoretycznej $Q = 1030 \text{ m}^3/\text{h}$ i ciężarze $G = 3,42 \text{ MN}$ pracująca przy urabianiu węgla wyłączona została czasowo z ruchu celem przeprowadzenia remontu technologicznego. W tym przypadku zachodziła

potrzeba wymiany sprzęgła głównego w napędzie wciągarki mechanizmu zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego. Operacja ta wymaga odciążenia lin zwodzenia, co wykonuje się podwieszając wysięgnik do wysięgnicy na dwóchciągach remontowych. Z nieustalonych – całkowicie niezrozumiałych i sprzecznych z wszelkimi przepisami bezpieczeństwa przyczyn – osoba nadzorująca remont zastosowała odmienną „technikę” odciążania napędu wciągarki. Włożono mianowicie po dwie śruby pomiędzy zębni i wieńce zębate bębnów linowych blokując tym samym możliwość ich obrotu (rys. 5). Napęd wciągarki został w ten sposób odciążony i można było przystąpić do demontażu sprzęgła.

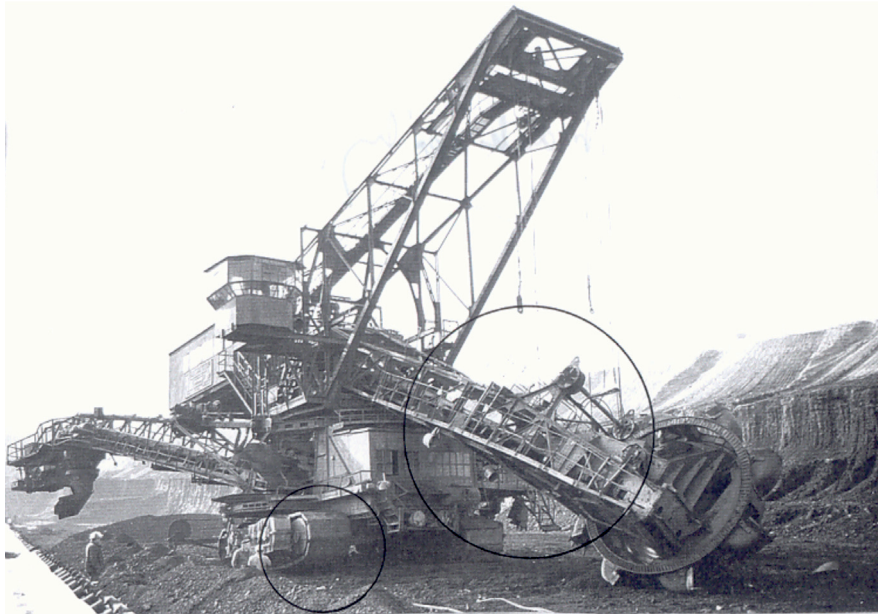
Po dwunastu dniach remontu, w trakcie rozruchu koparki, operator uruchomił napęd wciągarki, z której *zapomniano* wyjąć śruby blokujące bębny linowe. Skutek był prawie natychmiastowy. Wyłamane zostały obudowy łożysk ślizgowych wałów napędzających bębny linowe i nastąpiło rozwarcie zążeń napędu bębnów. Śruby blokujące przechodząc pomiędzy zębami wszystkich czterech kół zębatych pozostawiły na nich wyraźne ślady wzajemnego kontaktu. Wysięgnik koła czerpakowego pozbawiony sił nośnych w linach podwieszenia opadł na poziom roboczy. Jego konstrukcja stalowa skrzyła się trwale w lewo wokół osi wzdłużnej o kąt około 15° (rys. 6). Nadwozie koparki skutkiem upadku wysięgnika na poziom roboczy utraciło stateczność i zaczęło się odchylić do tyłu. Szczęściem, dwa przednie haki podchwytywe po skasowaniu luzów konstrukcyjnych były na tyle wytrzymałe, że zatrzymały dalszy proces odchylenia się nadwozia. Jedynymi widocznymi skutkami tego zdarzenia było uniesienie się obu przednich wózków obrotnicy ponad szynę jezdnią o około 25 mm oraz odchylenie się części napędowej gąsienicy niesterowanej o około 0,45 m ponad poziom roboczy (rys. 7).



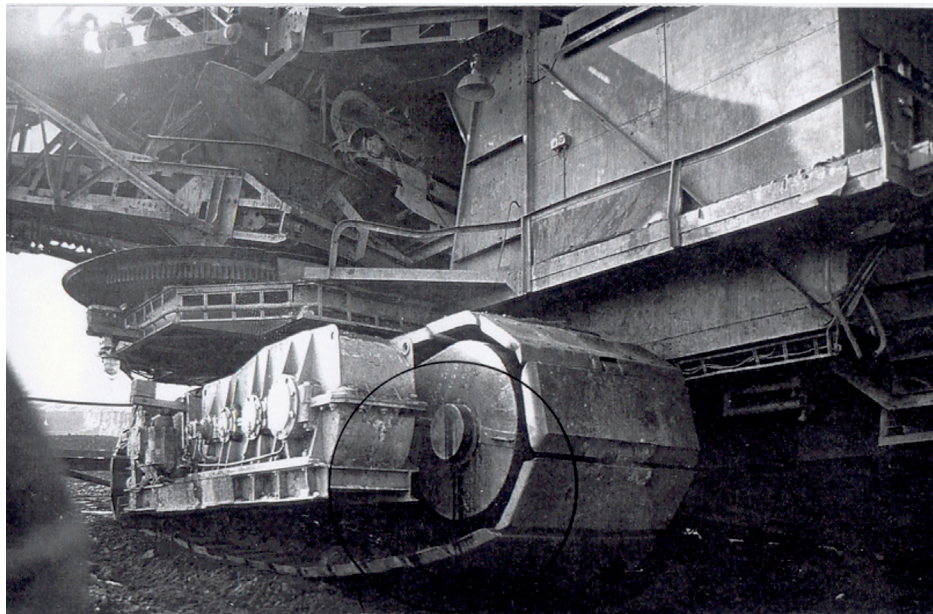
Rys. 5. Schemat wciągarki mechanizmu zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego

1 – silnik; 2 – sprzęgło główne z tarczą hamulcową; 3 – obudowy łożysk ślizgowych wałów napędowych bębnów linowych (wyrwane podczas zdarzenia); 4 – miejsca rozwarcia zążeń pomiędzy kołami napędzającymi, a wieńcami zębatymi bębnów; 5 – miejsca nieprawidłowej blokady zążeń czterema śrubami; 6 – przekładnia główna

Fig. 5. Schematic drawing of the hoist of the cable system of the boom of scoop wheel. 1- engine; 2- main clutch with brake back plate; 3- casings of slide bearings of transmission shafts of cable drums (pulled out during the accident); 4- places of spacing of meshes between the driving wheels and the toothed wheel rims of the drums; 5- places of improper blocking of meshes with four screws; 6- final drive



Rys. 6. Widok koparki SchRs-315 bezpośrednio po awarii
Fig. 6. A view of the SchRs-315 excavator immediately after a failure



Rys. 7. Gąsienica stała od strony wysięgnika załadunkowego koparki SchRs-315
Fig. 7. A permanent crawler viewed from the side of the loading boom of the SchRs-315 excavator

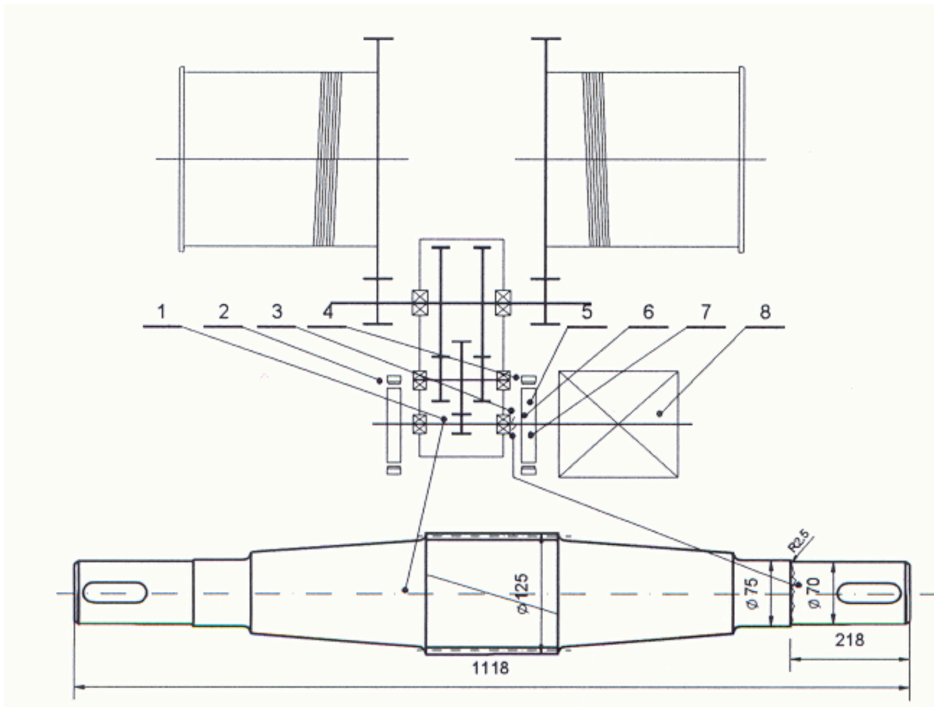
Koparka SchRs-800 – przypadek I

Czterdziestoletnia koparka kołowa o wydajności $Q = 2160 \text{ m}^3/\text{h}$ i ciężarze $G = 12,30 \text{ MN}$ pracowała przy urabianiu nadkładu. W połowie nocnej zmiany, w trakcie podnoszenia wysięgnika koła czerpakowego do pracy na pierwszym tarasie skarpy o wysokości 18 m, w momencie osiągnięcia przez koło czerpakowe skrajnego górnego położenia pękł czop wału pierwszego stopnia przekładni wciągarki mechanizmu zwodzenia wysięgnika pomiędzy sprzęgłem, a łożyskiem (rys. 8). Przełom pęknięcia w około 85% był typowym przełomem zmęczeniowym. Ognisko złomu początkujące proces zniszczenia ulokowane było przy dnie rowka wpustowego od strony łożyska. Złom zaczął się od dna w miejscu zaokrąglenia rowka. Pozostała część przekroju miała charakter przełomu doraźnego, przy czym nosiła wyraźne ślady odkształceń plastycznych poprzedzających zniszczenie wału (rys. 9). Wał do momentu uszkodzenia przepracował jedynie 6,5 roku.

Po uszkodzeniu wału liny zwodzenia wysięgnika utraciły

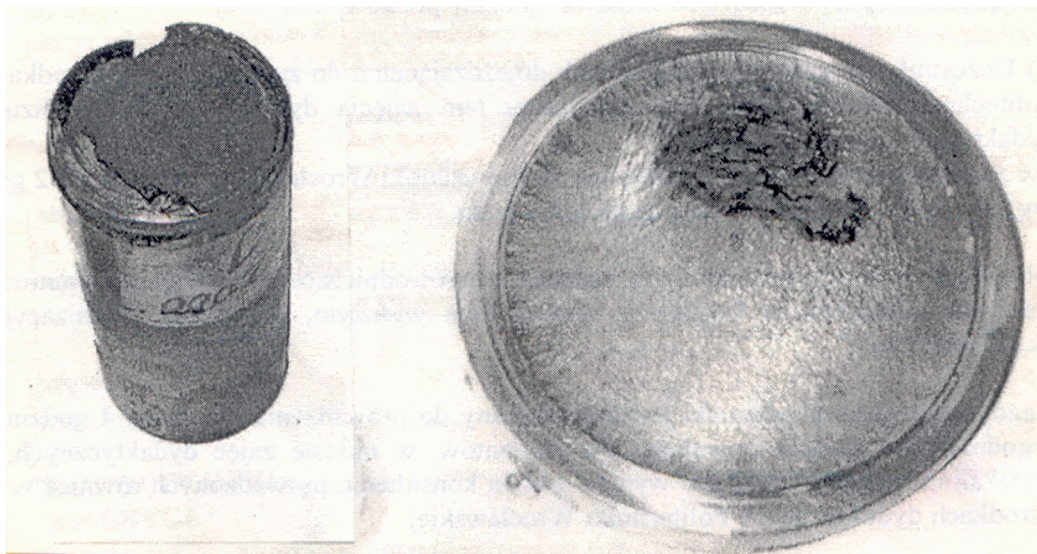
siłę uciągu wznoszenia wysięgnika utrzymującą nadwozie w równowadze i wysięgnik zaczął opadać pod własnym ciężarem. Opadł już prawie cztery metry, po czym – po wyłączeniu przez operatora koparki mechanizmu zwodzenia – zadziałał hamulec ciężarowy, opadanie ustało i stateczność nadwozia została przywrócona. Oczywiście zapadający w tym samym czasie hamulec sprężynowy po pęknięciu wału zahamował jedynie silnik. Przy tak wysoko podniesionym wysięgniku wymiana wału na inny nastąpiła prawie błyskawicznie. Wysięgnik został po prostu podwieszony na cięgnach remontowych, a jego opuszczanie – aż do momentu całkowitego ich obciążenia i luzowania lin podwieszenia, a więc do momentu całkowitego odciążenia mechanizmu zwodzenia – zrealizowano ręcznym sterowaniem luzownikami hamulca ciężarowego.

Problem jednak nie zanikł. Nowy wał przekładni pękł w tym samym miejscu *już po dziewięciu dniach!* Koparka efektywnie przepracowała tylko 21 godzin. Przełom pęknięcia tylko w 40% miał charakter zmęczeniowy – i to wieloogniskowy.



Rys. 8. Koparka SchRs-800. Schemat pęknięcia wału pierwszego stopnia przekładni napędu mechanizmu wciągarki zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego. 1 – wał napędowy pierwszego stopnia przekładni; 2 – hamulec z zapadaniem ciężarowym; 3 – lokalizacja miejsca pęknięcia; 4 – hamulec z zapadaniem sprężynowym; 5 – sprzęgło palcowe na wale silnika z tarczą hamulcową; 6 – sprzęgło na wale pierwszego stopnia; 7 – gumowe wkłady sprzęgłowe; 8 – silnik

Fig. 8. Excavator SchRs-800. A schematic drawing of the fracture of the shaft of the first stage of the transmission gear of the drive of the hoisting mechanism of the cable system of the boom of the scoop wheel. 1 – transmission shaft of the first stage of the transmission gear; 2 – a load brake; 3 – the location of the fracture; 4 – a spring-activated brake; 5 – a finger clutch on the engine shaft with a brake back plate; 6 – the clutch on the shaft of the first stage; 7 – rubber clutch pads; 8 - engine



Rys. 9. Przełomy zmęczeniowe wałów wciągarki koparki SchRs-800. Po lewej wał wtórny, po prawej pierwotny
Fig. 9. Fatigue fractures of the shafts of the hoist of the SchRs-800 excavator. The secondary shaft is on the left, primary one – on the right

Reszta to kruchy przełom doraźny (rys. 9).

Cóż takiego zatem było przyczyną, że pierwszy wał przepracował prawie 6,5 roku, a drugi zaledwie 9 dni? Pierwszy zużył się zmęczeniowo aż w 85% zanim pękł doraźnie, a drugi prawie w 40%. I to po dziewięciu dniach! Obserwacje makroskopowe obydwu przełomów sugerowały, że zmęczeniowe pęknięcie wałów było następstwem naprężeń gnących.

Ponowne uszkodzenie wału przekładni wciągarki nastąpiło w chwili, gdy wysięgnik znajdował się na wysokości około dwóch metrów nad poziomem roboczym koparki podczas jego podnoszenia z „plantówki” na pierwszy taras

urabianej skarpy. Operator wykazał się tym razem lepszym refleksem i wyłączył sterownik podnoszenia w chwilę po zauważeniu, że wysięgnik opada. Hamulec ciężarowy i tym razem zadziałał bezbłędnie i zatrzymał opadanie wysięgnika tuż nad poziomem roboczym, przywracając ponownie stateczność nadwoziu.

Zbyt niskie położenie wysięgnika uniemożliwiło niestety wykorzystanie cięgien remontowych do podwieszenia wysięgnika i wymusiło podpieranie obu wysięgników na dodatkowych podporach.

Szczegółowa analiza mikroskopowa przełomu wykazała, że mimo tego, iż obydwa wały wykonano ze stali dobranych

prawidłowo, to poddane były one niewłaściwej obróbce cieplnej. Ich twardości były zbyt niskie i nie zapewniały powierzchniom zębów właściwej odporności na ścieranie. W summarycznym obciążeniu wałów – z nie do końca wyjaśnionych przyczyn – spore znaczenie miał moment zginający. Komisja awaryjna nie ustaliła szczegółowych przyczyn podwójnego wystąpienia zagrożeń, zwróciła jednak uwagę na pewne ogólne powody mogące tym zagrożeniom „pomagać”.

A mianowicie:

- zgodnie z dokumentacją techniczno-ruchową silnik napędzający przekładnię wciągarki powinien mieć moc znamionową $P_n = 80$ kW, tymczasem ten zainstalowany w koparce miał moc $P_n = 130$ kW – nie ulega więc kwestii, że wał pierwszego stopnia był znacznie przeciążony momentem skręcającym,
- uszkodzony był układ hamowania silnika przeciwwądem, a zatem wciągarka nie była hamowana elektrycznie przed zapadnięciem hamulców – to dodatkowo zwiększało wartość momentu skręcającego wał pierwszego stopnia,
- wkłady gumowe ośmiu tulejek sprzęgła palcowego ściśnięte były zbyt mocno, co usztywniało jego działanie i powodowało powstawanie niebezpiecznych momentów zginających,
- występowały znaczące odchyłki współosiowości wałów silnika i przekładni.

Rezultatem powyższych nieprawidłowości mogło być pojawienie się nadmiernego momentu zginającego, a ewidentny nadmiar mocy silnika w stosunku do obliczeniowej wytrzymałości elementów przekładni dopełnił reszty.

Koparka SchRs-800 – przypadek II

Trzydziestosiedmioletnia koparka kołowa o wydajności $Q = 2160$ m³/h i ciężarze $G = 12,30$ MN pracowała przy urabianiu węgla. Podczas normalnej eksploatacji, przy wykonywaniu ruchów manewrowych podnoszenia i opuszczania wysięgnika koła czerpakowego na kolejny taras roboczy, zablokował się stycznik w układzie sterowania wciągarką w położeniu „w dół”. Pracujące koło czerpakowe opadając wraz z wysięgnikiem zagłębiało się w tarasie roboczym, aż do granicznej wartości momentu przeciążenia napędu i wyłączenia jego obrotów przez sprzęgło. Nie rozumiejąc przyczyn zaistniałej sytuacji przodowy koparki skasował sygnał wyłącznika krańcowego przeciążenia napędu koła czerpakowego i polecił ponownie włączyć napięcie. Wciągarka z nadal zablokowanym w pozycji „załączony w dół” stycznikiem sterowania ponownie rozpoczęła odwijać liny z bębnow, tym razem jednak poza wiedzą operatora. Wysięgnik mocno już wsparty kołem o taras zaczął odciążać pozostałą część nadwozia i rozpoczął się proces utraty stateczności, który zażegnany został dopiero przez cztery haki podchwytowe. Na polecenie przodowego operatora usiłował uruchomić ruch podnoszenia wysięgnika. Niestety bez rezultatu. Po dłuższej chwili zauważył on jednak, że mimo wyłączzonego sterownika ruchu wciągarki, na pulpicie jest sygnał świadczący o jej dalszej pracy „w dół”. Zamiast jednak natychmiast włączyć przycisk „Wszystko Stop” zawiadomił dyżurnego elektryka w rozdzielni. Elektryk zdążył już jednak zauważyć luźne liny zwodzenia wysięgnika i wyłączył napięcie na koparce.

Podczas oględzin wciągarki okazało się, że liny nie tylko rozwinęły się całkowicie, ale zdążyły już nawet nawinąć odwrotnie po cztery zwoje. Katastrofalne zagrożenie nadwozia przed utratą stateczności zostało zażegnane tylko dzięki wystarczającej wytrzymałości haków podchwytowych, bo jak się potem okazało wyłącznik „liny luźne” był niesprawny. A przyczyną blokady stycznika okazała się być mała śrubka M3, która wraz z podkładką wypadła z niedokręconego zacisku stycznika i utknęła w jego wnętrzu blokując go w położeniu „załączony w dół”.

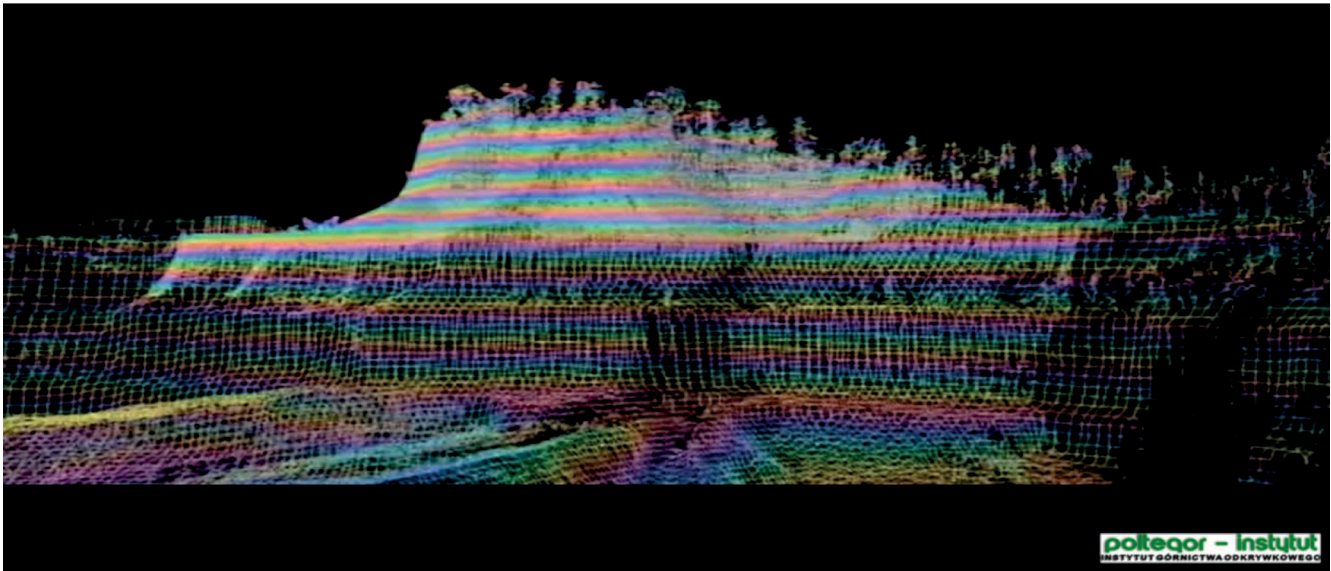
Zamiast zakończenia

Nawet wnikliwa analiza dokumentów historycznych zaistniałych w przeszłości stanów awaryjnych maszyn podstawowych nie jest w stanie dostarczyć wniosków całkowicie obiektywnych i ściśle uzasadnionych, a więc wolnych od sądów subiektywnych. Stan awaryjny jest na ogół następstwem wielu czynników – w tym np. błędów konstrukcyjnych lub eksploatacyjnych – więc „efekt” końcowy ma wielu ojców. Absolutnie jednak należy wykluczyć celowe działanie czynnika ludzkiego. Zdarzały się przypadki nieprzemysłanego lub nierozsądnego działania, ale nieznaną są przypadki celowego sabotażu. Praktycznie każda kopalnia ma w zasadniczej większości inne typy maszyn, zwłaszcza koparek wieloczerpakowych. Tymczasem znajomość przebiegu awarii, analiza ich przyczyn oraz sposobów i metod usuwania skutków, może być bardzo pożytecznym narzędziem zapobiegawczym. Dlatego uczmy się na przypadkach, które zaistniały, aby ich unikać w przyszłości.

O stopniu degradacji ustroju nośnego maszyny w znacznej mierze decydują zasze stany awaryjne i historia przeniesionych obciążeń eksploatacyjnych. Wymaga to często analizy posiadanych dokumentów, a niekiedy i dodatkowych badań doświadczalnych. Wnioskowanie na podstawie dokumentów o stanach awaryjnych i zagrożeniach wymaga weryfikacji ich prawdziwości, jako że ważnym problemem w analizie przyczyn awarii jest konieczność posiadania bezwzględnie prawdziwych informacji o przyczynach powstania uszkodzeń. Względnie łatwo można takie informacje uzyskać w przypadku awarii powstałych wskutek przyczyn wynikających z *ogólnych nieprawidłowości* rozwiązań konstrukcyjnych. Podobnie ma się rzecz z awariami wywołanymi przyczynami geotechnicznymi. Zdecydowanie trudniej jest natomiast dotrzeć do prawdziwych przyczyn awarii powstałych wskutek błędów własnych operatorów maszyn lub ich dozoru. Występuje tu zjawisko strachu przed odpowiedzialnością, wstydu, skłębowania, obawy przed kompromitacją, zażenowania przed ujawnieniem własnych słabości lub niekompetencji. Operator maszyny zarządza podczas pracy ogromnymi mocami napędów, przekładającymi się na bardzo duże obciążenia. Możliwość popełnienia nawet niewielkiego błędu – zwłaszcza w niekorzystnych warunkach atmosferycznych lub geotechnicznych – jest spora.

Literatura

- [1] Augustynowicz J., Dudek D., Dudek K., Sozański L., *Analiza obciążeń konstrukcji nośnych wybranych maszyn podstawowych w KWB „Konin”*. Raport IKEM PWr. Serii SPRA nr 91/2003. Wrocław, 2003
- [2] Augustynowicz J., Dudek D., Figiel A., Nowak J., *Estymacja resztkowej trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcji nośnej maszyn górnictwa odkrywkowego na podstawie badań nieniszczących*. Systems: Journal of Transdisciplinary Systems Science 2012; 16/2: 43-50
- [3] Augustynowicz J., Dudek K., Figiel A., Przystupa F., *Analiza uszkodzeń oraz badania wytrzymałościowe elementów podwozi gąsienicowych maszyn roboczych ciężkich*. Górnictwo Odkrywkowe nr 4-5, 2009 s. 11-15
- [4] Augustynowicz J., Figiel A., *Doświadczalna analiza modernizacji mechanizmu urabiania koparek kołowych SRS-1200*. Transport Przemysłowy 2003; 4: 39-41
- [5] Babiarz S., Dudek D., *Wielkie awarie maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego. Analiza przyczyn i metodyka napraw*. Transport Przemysłowy 2003; 4: 44-51
- [6] Babiarz S., Dudek D., *Eksploatacja maszyn podstawowych w kopalniach górnictwa odkrywkowego*. Górnictwo Odkrywkowe nr 3-4, 2006 s. 108-114
- [7] Dudek D. i inni. Praca zbiorowa. *Strategia utrzymania w ruchu maszyn i urządzeń górnictwa odkrywkowego o wysokim stopniu degradacji technicznej*. Oficyna Wyd. PWr. Wrocław, 2013



Kopalnia Bazaltu Wilcza Góra - siatka numeryczna Wzniesienia Wilkołak

fot. Laboratorium NSI (Kamil Rogosz)

polteqor - Instytut
INSTYTUT GÓRNICTWA ODKRYWKOWEGO