

Identyfikacja krytycznych stanów dynamicznych przekładni stożkowej w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym

Streszczenie

Przeciwdziałanie niekorzystnym skutkom wzajemnych oddziaływań dynamicznych elementów przekładni jest możliwe poprzez stosowanie odpowiednich metod i środków prowadzących do ograniczenia międzyzębnych sił dynamicznych generowanych w przekładni. W tym celu należy posiadać wiedzę o przyczynach pobudzeń elementów przekładni, a zwłaszcza kół zębatych, do drgań oraz o skutkach wywołanych ich działaniem. Innymi słowy poznać związki przyczynowo-skutkowe decydujące o stanie dynamicznym przekładni, który ma znaczący wpływ na obciążenie jej elementów. Konstruktor przekładni musi dążyć, aby przekładnia nie pracowała w zakresach wzmożonej intensywności pobudzania kół do drgań. W zakresach tych współczynnik sił dynamicznych może znacznie przewyższać wartość wyznaczoną ze wzoru przyjętego w algorytmie obliczeń wytrzymałościowych. W artykule ograniczymy się wyłącznie do analizy wpływu prędkości obwodowej kół, co ma ścisły związek z wpływem częstotliwości pobudzania ich do drgań, na międzyzębne obciążenie dynamiczne. Przede wszystkim dotyczy to będzie wyznaczania prędkości krytycznych, w paśmie których występują lokalne maksima sił dynamicznych.

Summary

Counteracting to disadvantageous results of dynamic interactions between components of a toothed gearbox is possible by application of relevant methods and measures aimed at mitigation of tooth-to-tooth dynamic forces that may origin in a toothed gearbox. For that purpose possession of adequate knowledge on reasons for excitation of gear components is indispensable. In particular, it is necessary to know what makes the toothed gears vibrate and what are the effects of such oscillations. In other words, it is necessary to examine mutual interconnections between reasons and effects that define dynamic constitution of a gearbox, which is crucial for loads to its components. The gearbox designer must make efforts to avoid operation of a gearbox under threat of excessive excitation of toothed gears and making them oscillate as these are conditions where parameters for dynamic loads may significantly exceed the values that had been adopted in the algorithm for calculation of the gearbox strength. Scope of this paper is solely limited to the analysis of the impact of the circumferential velocity of toothed gears on the tooth-to-tooth dynamic load, which is closely connected with the impact of excitation frequency. The objective of the analysis is to find critical values of that velocity and define the bandwidth where local maxima of dynamic.

1. Wstęp

W związku z powszechnością, stosowania przekładni zębatych w przemyśle wydobywczym, istotne znaczenie techniczne i ekonomiczne ma ich trwałość, sprawność, skuteczność i niezawodność pracy. Znaczący wpływ na wymienione cechy mają procesy dynamiczne zachodzące w tych przekładniach. Nie zawsze poziom tych cech jest zadowalający. Przykładem tego mogą być informacje źródłowe pochodzące z zakładów naprawczych oraz z raportów oddziałów maszynowych kopalń węgla kamiennego, które wskazują, iż przekładnie zębate ulegają bardzo często awariom, co narusza stan zdolności do pracy całego zespołu napędowego maszyny.

Analizując zebrane materiały o awaryjności przekładni zębatych pracujących w przemyśle górniczym [1, 2] stwierdzono, że jednym z najbardziej zawodnych podzespołów tych przekładni jest stopień stożkowy.

Niezadowalający stan wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych stożkowych oraz problemy zwią-

zane z ich eksploatacją skłoniły autora do podjęcia badań mających na celu określenie wpływu niektórych czynników na stan dynamiczny tych przekładni. Tematyka niniejszego artykułu jest poświęcona identyfikacji krytycznych stanów dynamicznych przekładni stożkowych, które muszą być brane pod uwagę przez konstruktorów w fazie doboru parametrów konstrukcyjnych przekładni.

Przeciwdziałanie niekorzystnym skutkom wzajemnych oddziaływań dynamicznych elementów przekładni jest możliwe poprzez stosowanie odpowiednich metod i środków prowadzących do ograniczenia międzyzębnych sił dynamicznych generowanych w przekładni. W tym celu należy posiadać wiedzę o przyczynach pobudzeń elementów przekładni, a zwłaszcza kół zębatych, do drgań oraz o skutkach wywołanych ich działaniem. Innymi słowy poznać związki przyczynowo-skutkowe decydujące o stanie dynamicznym przekładni, który ma znaczący wpływ na obciążenie jej elementów.

Konstruktor przekładni musi dążyć, aby przekładnia nie pracowała w zakresach wzmożonej intensywności pobudzenia kół do drgań. W zakresach tych współczynnik sił dynamicznych może znacznie przewyższać wartość wyznaczoną ze wzoru przyjętego w algorytmie obliczeń wytrzymałościowych. W artykule ograniczono się wyłącznie do analizy wpływu prędkości obwodowej kół, co ma ścisły związek z wpływem częstotliwości pobudzenia ich do drgań, na międzyzębne obciążenie dynamiczne. Przede wszystkim dotyczy to będzie wyznaczania prędkości krytycznych, w paśmie których występują lokalne maksima sił dynamicznych.

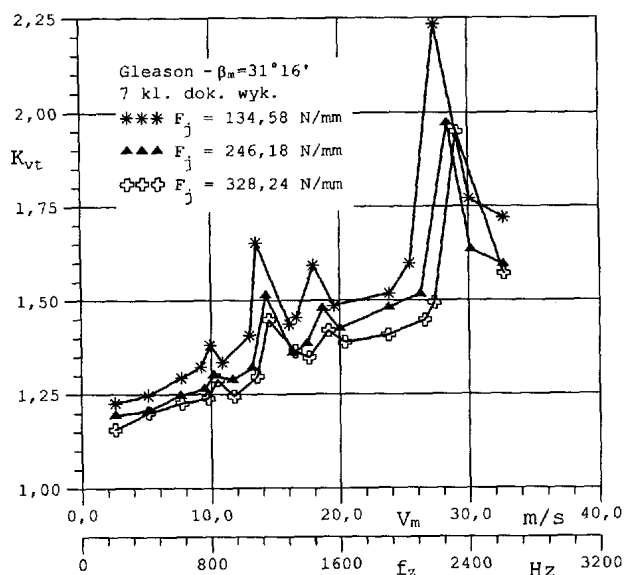
2. Związek przyczynowy między prędkością obwodową kół a stanem dynamicznym przekładni

Optymalizację stanu obciążenia kół zębatych wiąże się z doбором geometrycznej struktury przekładni. Wiedza o związkach przyczynowych między prędkością obwodową kół a stanem dynamicznym przekładni jest niezbędna, aby konstruktor mógł dokonać właściwego, ze względu na stawiane warunki, doboru cech konstrukcyjnych przekładni.

Przypomnijmy, że współczynnik sił dynamicznych K_v uwzględnia zwiększenie nominalnej siły międzyzębnej w wyniku oddziaływania obciążeń dynamicznych, generowanych wewnątrz przekładni, a wywołanych drganiami zębniaka i koła względem siebie. Przyczyny powstawania drgań, czyli wymuszenia pochodzące ze źródeł wewnętrznych mogą być różne, np. zmiana sztywności zazębienia zachodząca podczas pracy przekładni, zmiana współczynnika tłumienia, błędy podziałki zasadniczej, błędy zarysu zęba i kierunku linii zęba itp. Należy zwrócić uwagę na to, że wynikająca stąd energia pobudeń kół zębatych do drgań w znacznym stopniu zależy od prędkości obwodowej tych kół, zmienności przełożenia – powodem czego są odchyłki wykonawcze i odkształcenia zazębiających się zębów oraz od częstotliwości pobudeń, a ściślej od stosunku tej częstotliwości do częstotliwości drgań własnych kół. Jak wykazały badania autora, potwierdzają to również wyniki badań przedstawiane w szeregu innych publikacji, przykładowo można tu wymienić prace [1, 3, 4, 5] generalnie wzrostowi prędkości obwodowej kół towarzyszy wzrost międzyzębnych sił dynamicznych. W przypadku przedmiotowych rozważań istotne jest to, że w określonych zakresach pracy przekładni występują wartości ekstremalne – maksyma i minima. Właśnie poznanie związku zachodzącego między przyczyną a skutkiem, tzn. między prędkością obwodową kół a międzyzębnym obciążeniem dynamicznym, jest ważnym punktem wyjścia w całym procesie prognozowania stanu dynamicznego przekładni.

Zauważmy, że w przytaczanych w literaturze technicznej wzorach na wartość współczynnika sił dynamicznych (dawniej K_d , aktualnie K_v) na ogół nie uwzględnia się zakresów, w których międzyzębne siły dynamiczne osiągają wartości ekstremalne, dotyczy to zarówno wartości maksymalnych, jak i minimalnych. Podkreślimy, że w odniesieniu do przekładni stożkowych szczegółowe poznanie wspomnianego wyżej związku ma ze względu na jej dynamikę ważne znaczenie, ponieważ koła stożkowe są stosowane zwykle na pierwszym stopniu przekładni, a więc ich prędkość obwodowa jest stosunkowo duża. Dlatego też wskazane jest, aby w fazie doboru parametrów kół stożkowych dokładnie przeanalizować wpływ prędkości obwodowej (częstotliwości zazębienia) na międzyzębne obciążenie dynamiczne.

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowo przebiegi współczynnika sił dynamicznych K_{vt} w funkcji prędkości obwodowej (częstotliwości zazębienia) kół stożkowych o kołowo-lukowej linii wzdłużnej zęba. Nie wdając się w szczegóły widać, że ze wzrostem prędkości obwodowej kół siła dynamiczna również rośnie. Jednak wzrost ten nie ma charakteru monotonicznego. W obszarze pewnych prędkości obwodowych v_n występują lokalne ekstrema obciążeń dynamicznych. W tym przypadku zauważyć można znaczny przyrost obciążeń dynamicznych w paśmie prędkości obwodowych $28 \div 30$ m/s. Zakres ten odpowiada częstotliwości rezonansowej f_0 badanych kół. Lokalne ekstrema występują również przy innych prędkościach obwodowych kół, które odpowiadają $1/3$, $1/2$, $2/3f_0$.



Rys.1. Wartości współczynnika sił dynamicznych K_{vt} w funkcji prędkości obwodowej (częstotliwości zazębienia) wyznaczone przy różnym obciążeniu dla kół o zębach nacinanych metodą Gleason, których kąt pochylenia linii zęba mierzony w przekroju środkowym wieńca zębatego $\beta_m = 31^\circ 16'$

Analizując przebiegi przedstawione na rysunku 1, wynika, że konstruktor przekładni musi dążyć, aby nie

pracowała ona w zakresach wzmożonej intensywności pobudzania kół do drgań. W zakresach tych współczynnik sił dynamicznych K_v może znacznie przewyższać wartość wyznaczoną ze wzoru przyjętego w algorytmie obliczeń wytrzymałościowych. Zaznaczmy, że w niniejszym punkcie ograniczymy się wyłącznie do analizy wpływu częstotliwości pobudzania kół do drgań na międzyzębne obciążenie dynamiczne. Przede wszystkim dotyczy to będzie wyznaczania prędkości krytycznych, przy których występują lokalne maksima sił dynamicznych.

3. Prędkości krytyczne kół

W celu określenia prędkości krytycznych kół zębatych, w paśmie których należy oczekiwać lokalnych ekstremów międzyzębnych sił dynamicznych, niezbędne jest oszacowanie, możliwie z jak największym przybliżeniem, częstotliwości własnych drgań skrętnych kół. Zauważmy, że w przypadku przekładni zębatych praktycznie drgania poprzeczne (giętne) mogą być pomijane, ponieważ ich częstotliwość leży zazwyczaj powyżej zakresu prędkości roboczych.

Na podstawie badań eksperymentalnych oraz badań na modelach dynamicznych przekładni, prowadzonych przez różne ośrodki naukowo-badawcze, można przyjąć, że lokalnego wzrostu międzyzębnych sił dynamicznych należy się spodziewać, gdy prędkość odniesienia, będąca stosunkiem prędkości obrotowej n_1 (kątovej ω_1) zębniaka do prędkości obrotowej krytycznej n_{kr} (kątovej ω_{kr}), wynosi:

$$\Omega_n = \frac{n_1}{n_{kr}} = \frac{\omega_1}{\omega_{kr}} = \frac{v}{2} \quad (1)$$

gdzie:

$v = 1, 2, 3, \dots$

Gdy $v = 2$ to $n_1 = n_{kr}$, a więc przekładnia pracuje w zakresie rezonansu głównego, wówczas prędkość odniesienia $\Omega_n \approx \Omega_{kr} = 1$, gdzie Ω_{kr} jest krytyczną prędkością odniesienia.

Jak wynika ze wzoru (1), lokalnych wzrostów międzyzębnych sił dynamicznych należy się spodziewać również, gdy przekładnia pracuje w zakresie podkrytycznym.

Częstość kątową własną (rezonansową) drgań skrętnych kół w przypadku przekładni jednostopniowej oblicza się ze wzoru:

$$\omega_{rcz} = \sqrt{\frac{c_\gamma}{I}} \quad (2)$$

gdzie:

c_γ - średnia efektywna sztywność skrętna zazębienia,
 I - masowy moment bezwładności kół zredukowany na oś zębniaka.

Zauważmy, że w praktyce nie można liczyć na równomierne obciążenie zęba. Dotychczasowe sformułowania teoretyczne traktują ząb jak belkę wspornikową i dla przyjętego kształtu belki wyznaczana jest strzałka ugięcia wynikająca z przyłożonego obciążenia, a stąd sztywność zęba. W przekładniach stożkowych o krzywoliniowej linii zębów, naprężenie wzdłuż długości zęba a tym samym i jego odkształcenie mają skomplikowany przebieg. Wynikający z doświadczeń ślad współpracy zębów przybiera kształt trudny do matematycznego opisu. Uwzględnienie, zatem rzeczywistego odkształcenia wzdłuż linii zęba nie jest proste. W tym przypadku efektywna długość śladu współpracy zębów, bądź efektywna szerokość wieńca zębatego nie odpowiada wielkościom geometrycznym uzębienia. Odcinki szerokości wieńca zębatego na jego skrajach, uczestniczą w przenoszeniu obciążenia, lecz nie są poddane bezpośrednio naciskom powierzchniowym. W wyniku oddziaływania różnych czynników, np. obciążenia, błędów wykonawczych i montażowych itp. ślad współpracy zębów a tym samym i odkształcenie ulega zmianie, stąd też ulega zmianie sztywność. Przez *sztywność efektywną* należy rozumieć sztywność rzeczywistą, która w istocie odpowiada wartości rzeczywistej, różni się ona od wyznaczonej analitycznie i ulega zmianie w wyniku oddziaływania różnych czynników. Właśnie ta sztywność decyduje o częstości drgań własnych układu i ona powinna być brana pod uwagę przy oszacowywaniu tej częstotliwości. Wydaje się, że ze względu na złożoność problemu, jedną z dróg pozwalającą z dostateczną dokładnością oszacować sztywność efektywną zazębienia stożkowego, są badania eksperymentalne obejmujące zakres rezonansu głównego.

Jak widać, chcąc wyznaczyć częstość własną drgań skrętnych kół, musimy znać wartość sztywności skrętnej c_γ zazębienia. Sztywność efektywna, która w istocie odpowiada wartości rzeczywistej, różni się ona od wyznaczonej analitycznie i ulega zmianie w wyniku oddziaływania różnych czynników, np. obciążenia, śladu dolegania współpracujących ze sobą zębów itp.

Częstość kątową własną (rezonansową) można też obliczyć z wyrażenia:

$$\omega_{rcz} = \sqrt{\frac{c}{m_{red}}} \quad (3)$$

Sztywność efektywna c zazębienia występująca we wzorze (3) odpowiada wartości siły jednostkowej działającej wzdłuż linii przyporu, obciążającej 1 mm szerokości wieńca zębatego, która powoduje łączne odkształcenie sprężyste równe 1 μm (N/mm· μm), będących w przyporze zębów. W przypadku kół stożkowych odkształcenie to wyraża się długością łuku zmierzonego na okręgu podziałowym w środku szerokości

wieńca (średnica d_m), o jaki obróci się obciążone koło przy unieruchomionym kole współpracującym.

Relację między sztywnościami c_γ i c wyrazić można zależnością:

$$c_\gamma = c \cdot b \cdot r_{m1}^2 \quad (4)$$

gdzie:

b - szerokość wienca zębatego,

r_{m1} - promień średnicy podziałowej zębika mierzonej w środku szerokości wienca zębatego.

Masowy moment bezwładności kół zredukowany na oś zębika wyznaczamy ze wzoru:

$$I = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 \cdot u^2 + I_2} \quad (5)$$

gdzie:

$I_{1(2)}$ - masowy moment bezwładności zębika (koła),

$u = z_2/z_1$ - przełożenie przekładni.

Natomiast zredukowaną masę kół wyznacza się z zależności:

$$m_{red} = \frac{m_1^* \cdot m_2^*}{m_1^* + m_2^*} = \frac{I_1^* \cdot I_2^*}{I_1^* \cdot r_{m2}^2 + I_2^* \cdot r_{m1}^2} \quad (6)$$

gdzie:

$m_{1(2)}^*$ - masa zębika (koła) zredukowana do dowolnej średnicy podziałowej koła na 1 mm szerokości wienca zębatego $m_{1(2)}^* = I_{1(2)}^* / r_{m1(2)}^2$,

$I_{1(2)}^*$ - masowy moment bezwładności zębika (koła) na 1 mm szerokości wienca zębatego.

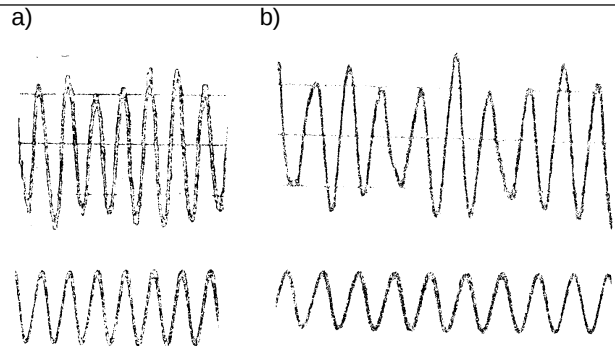
W przypadku kół stożkowych masę kół redukuje się do punktu leżącego na średnicy podziałowej mierzonej w środku szerokości wienca zębatego (r_{m1} i r_{m2}).

Aby uchronić się przed nazbyt intensywnym pobudzaniem przekładni do drgań, a tym samym uniknąć oddziaływania na zęby kół zbyt dużych sił dynamicznych, tzn. takich które mogą w krótkim czasie doprowadzić do uszkodzeń awaryjnych, prędkość robocza przekładni powinna w każdym przypadku spełnić warunek:

$$\Lambda_1 \Omega_{kr} > \Omega_n > \Lambda_2 \Omega_{kr} \quad (7)$$

w praktyce przyjmuje się $\Lambda_1 \cong 0,85$ a $\Lambda_2 \cong 1,15$.

Przyjęcie w powyższym warunku zalecanych wartości współczynników Λ_1 i Λ_2 jest podyktowane tym, że w obszarze częstości rezonansowej wyrażonej wzorem (2) lub (3), częstość własna układu dostraja się do częstości wymuszeń (rys.2), stąd można zaobserwować tendencję do wzrostu międzyczębnych sił dynamicznych w zakresach prędkości nieco niższych, jak i wyższych od ω_{kr} . A więc wskazane jest, aby w praktyce zachowany był przytoczony wyżej warunek.



Rys.2. Przebiegi drgań skrętnych koła zębatego na tle częstotliwości wymuszeń: a) $f_z = f_{kr} = 2230$ Hz, b) $f_z = 1920$ Hz $\cong 0,85 f_{kr}$

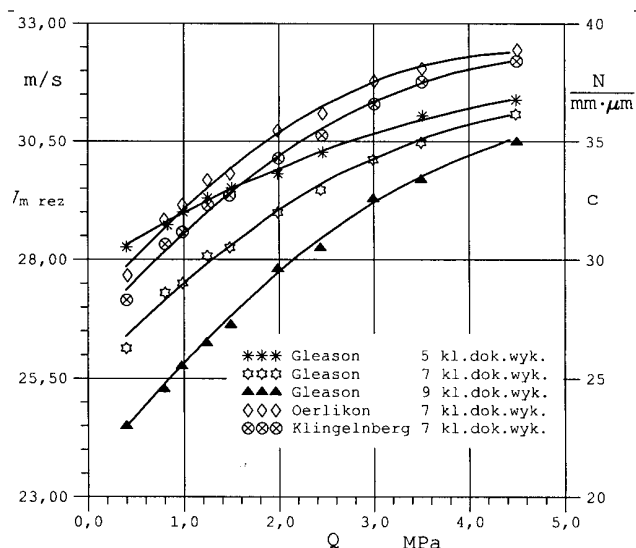
Zwróćmy uwagę na to, że w literaturze specjalistycznej brak jest nie tylko danych o przebiegu sztywności zazębienia w kołach stożkowych o zębach krzywoliniowych, ale także bez skutku można poszukiwać informacji o średniej sztywności tegoż zazębienia. Stanowi to poważny problem dla konstruktorów przekładni stożkowych w fazie ustalania parametrów konstrukcyjnych, np. liczby zębów, masy kół, liczby przyporu, itp.

W tym przypadku chodzi o to, aby w wyniku niewłaściwego ich doboru, nie przyczynić się do wzmożenia aktywności dynamicznej przekładni. Właśnie to zagadnienie stanowi myśl przewodnią w aktualnie omawianym temacie. Ściślej mówiąc, podjęta próba oszacowania efektywnej średniej wartości sztywności zazębienia kół stożkowych o zębach krzywoliniowych, ma na celu przynajmniej w pewnym zakresie służyć jako pomoc w rozwiązywaniu wspomnianego wyżej problemu.

Dysponując wynikami badań eksperymentalnych, dzięki którym można było dokładnie określić prędkość krytyczną badanych przekładni, przy której wystąpił rezonans główny oraz znając wymiary geometryczne kół, wyznaczono, korzystając z zależności (3), średnią efektywną sztywność zazębienia w funkcji wskaźnika obciążenia jednostkowego dla kół o zębach nacinałych metodą *Gleason*, *Klingelnberg* i *Oerlikon*.

Na rysunku 3 pokazano, jak zmieniają się sztywność zazębienia w zależności od jednostkowego obciążenia nominalnego w przypadku kół o efektywnej liczbie przyporu $\varepsilon_e \cong 2,4$. Jak widać, sztywność ta zmienia się w zależności od obciążenia jednostkowego, rośnie ona w miarę wzrostu tego obciążenia.

Autor uważa, że powyższe dane będą pomocne przy oszacowywaniu wartości efektywnej sztywności zazębienia kół stożkowych, co pozwoli konstruktorom przekładni na odpowiedni dobór parametrów przekładni, tzn. takich, aby przekładnia nie pracowała w zakresach ekstremalnych.



Rys.3. Sztywność efektywna zazębienia w zależności od obciążenia nominalnego zębów

4. Podsumowanie

Z powyższego wynika, że w pewnych przypadkach na etapie projektowania przekładni można przewidywać przebieg procesów i zjawisk dynamicznych, które będą zachodziły w fazie jej eksploatacji.

Skuteczna identyfikacja krytycznych stanów dynamicznych przekładni stożkowej umożliwia minimalizację międzyzębnych obciążeń dynamicznych będących skutkiem oddziaływania czynników leżących wewnątrz przekładni. Rozpoznanie tych stanów jest na ogół nieodzowne dla uzyskania właściwej efektywności działania przekładni, a jego ocena umożliwi podejmowanie

racjonalnej decyzji przez konstruktorów przekładni w fazie doboru jej parametrów konstrukcyjnych.

Wspomnijmy, że identyfikacja wspomnianych wyżej krytycznych stanów przekładni stożkowej, wiąże się z uwzględnieniem szeregu czynników mających wpływ na określenie zakresów, w których przekładnia nie powinna pracować, np. obciążenie nominalne, sztywność zazębienia, tłumienie w zazębieniu, ślad współpracy zębów. W tym celu nieodzowne jest komputerowe wspomaganie tego procesu w oparciu o odpowiednie oprogramowanie.

Literatura

1. Skoć A.: Trwałość stożkowych przekładni zębatych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 179. Gliwice 1990.
2. Grzesica P.: Wpływ obciążenia zewnętrznego przekładni maszyn górniczych na międzyzębne siły dynamiczne. Praca doktorska, Biblioteka Główna Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
3. Müller L.: Przekładnie zębate dynamika. WNT, Warszawa 1986.
4. Küçükay F.: Dynamik der Zahnradgetriebe. Modelle, Verfahren, Verhalten. Sprigner – Verlag, Berlin 1987.
5. Łazarz B.: Zdefiniowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Katowice - Radom 2001.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Interaktywne materiały szkoleniowe z zakresu operacji montażu i demontażu maszyn górniczych

Streszczenie

W artykule przedstawiono możliwości stosowania interaktywnych symulacji, jako materiałów szkoleniowych w zakresie operacji montażu i demontażu maszyn górniczych. Symulacje interaktywne mogą stanowić uzupełnienie materiałów szkoleniowych dla nowo przyjętych pracowników, a także mogą być wykorzystane przy tworzeniu elektronicznych dokumentacji techniczno-ruchowych.

Summary

Possibilities of using interactive simulations as training materials for mining machines assembling/disassembling processes were presented. Interactive simulations can be a supplement of training materials for new coming employees and they also can be used for preparation of technical-and-operational documentation.

1. Wstęp

Techniki szkolenia jakie do tej pory dostępne były jedynie w przemyśle wojskowym czy lotniczym, dzięki rozwojowi technologii komputerowej, stały się dostępne również dla przemysłu górniczego. Przemysł górniczy jest tą gałęzią przemysłu, w której warunki pracy stwarzają duże zagrożenie dla zdrowia i życia pracowników. Ograniczona przestrzeń, duże wymiary maszyn, niewystarczające oświetlenie oraz brak maszyn dźwigowych przyczyniają się od pogorszenia warunków prowadzenia prac serwisowych.

Niejednokrotnie wykonanie tej samej czynności w warunkach dołowych i w wytwórni różni się od siebie znacząco, dla przykładu: wymiana uszczelnienia wału głównego przekładni planetarnej kombajnu ścianowego, w wytwórni zajmuje około 2 godz., w warunkach dołowych czas ten może wydłużyć się do 8-10 godzin.

Zastosowanie nowoczesnego oprogramowania w procesie serwisowania maszyn górniczych, może znacząco przyczynić się do poprawy skuteczności przeprowadzania napraw, a także zwiększyć bezpieczeństwo pracy. Innym obszarem, w którym nowoczesne technologie komputerowe mogą znaleźć zastosowanie jest proces szkolenia pracowników.

W ostatnich latach zakłady górnicze w związku z postępującym procesem starzenia się kadry inżynierjno-technicznej, górników i pracowników na stanowiskach wymagających szczególnych kwalifikacji, zmuszone są do przyjmowania do pracy personelu niewykwalifikowanego. Konieczne staje się wówczas przeszkolenie nowo przyjętych do pracy. Wykorzystanie w szkoleniach interaktywnych symulacji może usprawnić proces szkolenia.

2. Tworzenie interaktywnej symulacji

Powszechnie stosowane techniki multimedialne, wspomagające proces szkolenia, opierają się głównie na biernym odbiorze przekazywanej treści. Cechą podstawową aplikacji interaktywnych jest czynny udział użytkownika maszyny w procesie uczenia-zdobywania informacji. Głównymi elementami symulacji interaktywnych tworzonych w CMG KOMAG są modele 3D maszyn lub urządzeń. Pozwala to na wizualizację nawet najbardziej złożonych operacji manualnych bez potrzeby czytania rysunku technicznego.

Modele trójwymiarowe rozpatrywanych podzespołów rozszerzane są poprzez tzw. elementy interakcyjne. Pozwalają one na dowolną zmianę punktu obserwacji oraz na odtwarzanie kolejnych kroków procesu montażowego. Wprowadzenie interakcji do modeli 3D pozyskanych z programów CAD wymaga stosowania specjalistycznego oprogramowania.

Tworzenie symulacji jest poprzedzone procesem zbierania szczegółowych danych na temat modelowanego procesu, czyli zbieranie informacji dotyczących kolejności wykonywania poszczególnych czynności, sposobu ich przeprowadzania, rodzaju wykorzystywanych narzędzi pomocniczych oraz innych materiałów eksploatacyjnych. Informacje te są zawarte instrukcjach stanowiskowych oraz są pozyskiwane poprzez rejestrację wideo rzeczywistych przebiegów procesów serwisowania i napraw w warunkach panujących w wytwórniach i w podziemiach kopalń. Rejestracje te są podstawą do zaprogramowania kolejności czynności montażu/demontażu. O ile każda rejestracja wideo jest zapisem ściśle określonych warunków i jednej tylko sytuacji, to utworzona na jej podstawie symulacja może i powinna zawierać zarówno różne warianty przebiegu roboczej, jak i przebiegu czynności.

Na rysunku 1 pokazany jest obraz czynności demontażu ramienia wykonywanych podczas likwidacji ściany (rys. 1a), oraz demontaż ramienia w wytwórni (rys. 1b).

a)



b)



Rys.1. Przebieg czynności demontażu ramienia kombajnu ścianowego: a) w warunkach rzeczywistych podczas likwidacji ściany, b) w wytwórni

3. Zastosowanie interaktywnych symulacji

Zastosowanie interaktywnych symulacji jest praktycznie nieograniczone, w niniejszym artykule zostanie

omówione na przykładzie materiałów wspomagających procesy serwisowania maszyn oraz jako element składowy dokumentacji techniczno-ruchowej. Przytoczone przykłady opisują jedynie wybrane przykłady implementacji, jednak wiedza i doświadczenie pracowników CMG KOMAG pozwalają na budowę materiałów z zakresu:

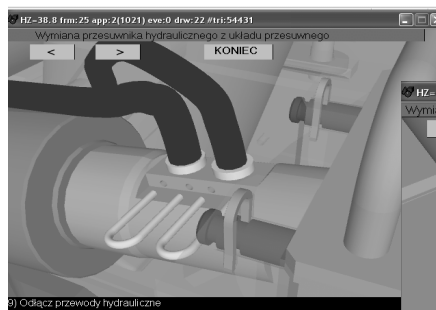
- prezentacji interaktywnych opisujących budowę i zasadę działania maszyn,
- interaktywnych instrukcji stanowiskowych,
- interaktywnych aplikacji do nauki obsługi maszyn w wirtualnym środowisku,
- interaktywnych dokumentacji technicznych wzbogaconych o symulacje wybranych aspektów stosowania dokumentacji.

Interaktywne symulacje mają również szerokie zastosowanie w procesie szkolenia nowo przyjętych pracowników, jak i szkolenia ustawicznego stałej kadry pracowników. Nowo przyjęci pracownicy w szybki sposób mogą zapoznać się z budową maszyny oraz np. prześledzić wszystkie kroki podczas usuwania skutków najczęściej występujących awarii. Także pracownicy z dużym stażem i doświadczeniem mogą za pomocą interaktywnej symulacji odświeżyć swoje informacje z wybranego zakresu, a także na podstawie informacji zawartych w programie przygotować listę potrzebnych narzędzi i określić przybliżony czas realizacji zadania.

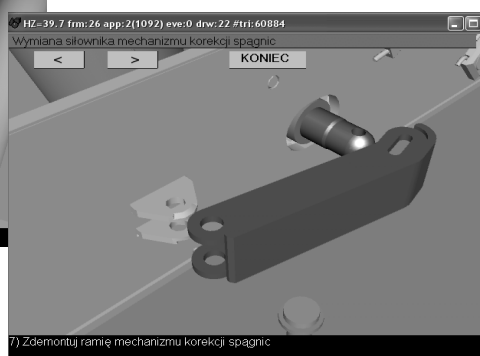
3.1. Zastosowanie interaktywnych symulacji w procesie serwisowania maszyn górniczych

Prawidłowe funkcjonowanie wielu przedsiębiorstw uwarunkowane jest stanem użytkowanych przez nie maszyn. W przypadku, gdy nie ma możliwości zastąpienia maszyny, która utraciła zdolność, szczególnego znaczenia nabiera problem sprawnej realizacji napraw. Przeprowadzenie naprawy w skuteczny i szybki sposób ma duże znaczenia z punktu widzenia zakładu górniczego.

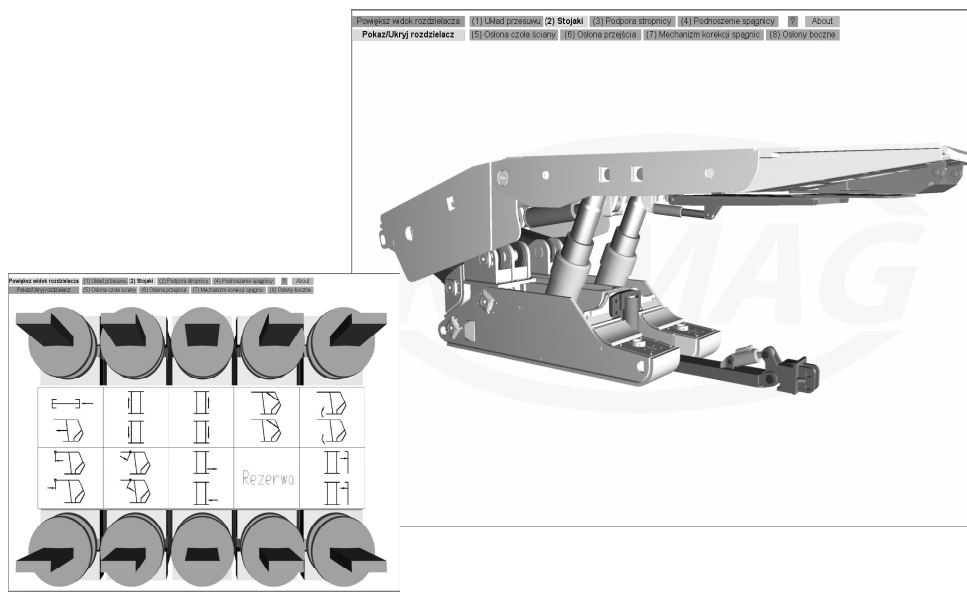
a)



b)



Rys.2. Symulacja wymiany: a) przesuwника hydraulicznego z układu przesuwowego obudowy zmechanizowanej, b) siłownika mechanizmu korekcy spągnic obudowy zmechanizowanej



Rys.3. Interaktywna symulacja umożliwiająca sterowanie obudową za pośrednictwem „wirtualnego rozdzielacza”

Każda przerwa w pracy maszyny to duże straty dla przedsiębiorstwa. Zastosowanie interaktywnych symulacji czynności montażu/demontażu pozwala w znacznym stopniu skrócić czas niezbędny do prawidłowego przeprowadzenia naprawy. Tworzone w CMG KOMAG interaktywne symulacje dotyczą:

- poprawnej kolejności czynności podczas prowadzenia prac serwisowych, z uwzględnieniem wymogów bezpieczeństwa (rys. 2),
- sposobu sterowania maszyn (rys. 3).

Obsługa symulacji sprowadza się jedynie do wybierania poleceń „Dalej” lub „Wstecz”. Dzięki temu nie jest wymagane przeszkolenie pracownika w zakresie obsługi symulacji. W momencie wybrania polecenia „Dalej” na ekranie ukazuje się komunikat, opisujący czynność, która ma zostać zrealizowana. Polecenie „Wstecz” uruchamia symulację procesu montażu elementu, który uprzednio został zdemontowany.

W przypadku wykonywania czynności, w których występują zagrożenia, zastosowano znaki ostrzegawcze (rys. 4), których zadaniem jest zwrócenie uwagi użytkownika, aby przeprowadził wymianę danego elementu w bezpieczny sposób.



Rys.4. Zastosowanie znaków ostrzegawczych w symulacji montażu/demontażu

Symulacje operacji wymiany elementów, które wymagają przeprowadzenia dodatkowych czynności przygotowawczych zawierają opis tych czynności, który wyświetlany jest na ekranie komputera w momencie uruchomienia symulacji (rys. 5).



Rys.5. Zastosowanie dodatkowych opisów w symulacji montażu/demontażu

3.2. Symulacje czynności montażu/demontażu jako element składowy dokumentacji techniczno-ruchowej

Obecnie oczekiwania klientów dotyczące dokumentacji technicznej są bardzo wysokie. Dokumentacja techniczna powinna zawierać wszystkie informacje, jakie do tej pory znajdowały się w standardowo przyjętym schemacie dokumentacji techniczno-ruchowej. Ponadto oczekuje się spełnienia takich wymagań, jak: łatwość obsługi i możliwość docierania do poszukiwanych informacji na różne sposoby, czyli różnego rodzaju przeszukiwanie oraz możliwość nawigacji za pomocą symboli graficznych dwu- i trójwymiarowych.

Klient oczekuje dokumentacji prostej i czytelnej, a jak wiadomo „jeden obraz mówi więcej niż tysiąc słów”. Elektroniczna dokumentacja umożliwia powiązanie tekstu tradycyjnej DTR z animacjami, symulacjami, rysunkami co powoduje, że dokumentacja staje się bardziej przejrzysta, a jej treść łatwo przyswajana.

4. Wnioski

W ostatnich latach dzięki wykorzystaniu nowoczesnych technologii informatycznych możliwe stało się opracowanie nowego rodzaju instrukcji montażu/demontażu. Instrukcje te wykonane w formie interaktywnych symulacji mogą znacznie przyspieszyć proces szkolenia pracowników i zwiększyć skuteczność przeprowadzania napraw. Obecnie instrukcje stanowiskowe wykonywane są w formie pisanej, a proces szkolenia w głównej mierze polega na zapoznaniu pracownika z ich treścią. Powszechnie wiadomo, że najskuteczniejszym sposobem przekazu informacji jest obraz, jednak użycie interaktywnych symulacji z wyko-

rzystaniem modeli 3D może dodatkowo poprawić skuteczność szkolenia. Interaktywne symulacje stanowią również rozszerzenie elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej.

Zastosowanie elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej pozwala na szybsze zapoznanie się z zawartym w niej materiałem. Zastosowanie interaktywnych symulacji, animacji i rysunków pomaga pokonać bariery językowe i kulturowe, jakie mogą się pojawić w obsłudze zagranicznych odbiorców maszyn.

Dostarczanie nowych produktów zaopatrzonych w odpowiednio przygotowane instrukcje obsługi, instrukcje serwisowania, czy w interaktywne aplikacje umożliwiające samodzielną naukę obsługi, pozwalają producentowi wyróżnić się na tle innych dostawców, którzy nie są zaznajomieni z obecnymi trendami rozwoju tego typu dokumentacji.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Dr inż. Andrzej MEDER
Mgr inż. Zdzisław BUDZYŃSKI
Mgr inż. Edward PIECZORA
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Mgr inż. Jan MATUSZEWSKI
Mgr inż. Włodzimierz GWIŹDŹ
Mgr inż. Bernard KRAKOWCZYK
Mgr inż. Franciszek WUNDERSEE
Kompania Węglowa S.A.

Koncepcja zasilania kompleksu ścianowego napięciem 6 kV na przykładzie KWK „Knurów”

Streszczenie

Dążenie do obniżenia kosztów wydobywania węgla wiąże się ze zmniejszeniem liczby ścian przy jednoczesnym zwiększeniu wydobywania jednostkowego ze ścian. Uzyskać to można przez wzrost wydajności maszyn. W artykule przedstawiono koncepcję zasilania napięciem 6 kV zintegrowanej grupy maszyn przodkowych w warunkach górniczo-geologicznych KWK „Knurów”.

Summary

Seeking for coal mining costs reduction is connected with a reduction of number of longwall faces with increasing of unit production at the same time. That can be achieved by increasing of machines output. Concept for supplying the integrated group of longwall machines with 6 kV voltages in geological and mining conditions of Knurów Colliery was presented in the paper.

1. Wprowadzenie

Dążenie do obniżenia kosztów wydobywania węgla wiąże się ze zmniejszeniem liczby ścian przy jednoczesnym zwiększeniu wydobywania jednostkowego ze ścian. Uzyskać to można przez wzrost wydajności maszyn. W opracowaniu przedstawiono koncepcję zasilania napięciem 6 kV zintegrowanej grupy maszyn przodkowych w warunkach górniczo-geologicznych KWK „Knurów”.

Wprowadzenie koncentracji wydobywania można używać oprócz działań organizacyjno-technicznych tylko przez znaczny wzrost mocy ścianowych kombajnów bębnowych (powyżej 1000 kW), jak i pozostałych podstawowych maszyn kompleksów ścianowych: przenośników ścianowych, przenośników podścianowych, kruszarek, itd. Kluczowym staje się, więc problem zasilania tych maszyn, zwłaszcza w warunkach istniejących zagrożeń naturalnych, w tym zagrożenia metanowego, temperaturowego, wodnego i pożarowego.

W związku z koniecznością prowadzenia eksploatacji, na co raz niższych głębokościach przy wzrastającym stopniu geotermicznym górotworu, gdzie temperatura pierwotna skał przekracza temperaturę 40°C, eksploatacja staje się utrudniona, a w granicznych przypadkach niemożliwa. Temperatura powietrza w miejscach pracy w oddziale wydobywczym często przekracza 28°C, co zgodnie z wymaganiami obowiązujących przepisów górniczych wymusza na Kierowniku Ruchu Zakładu Górnictwa podjęcie decyzji o skróceniu czasu

pracy do 6 godzin lub uniemożliwia w ogóle pracę, gdy temperatura przekracza 33°C.

Podwyższona temperatura środowiska pracy ujemnie wpływa nie tylko na bezpieczeństwo oraz wydajność pracujących załóg górniczych, ale również na podwyższenie awaryjności zainstalowanych maszyn i urządzeń, a w szczególności tych, do których sterowania użyto elementów elektronicznych lub mikroprocesorowych.

W aspekcie występowania naturalnych zagrożeń temperaturowych niekorzystne staje się sytuowanie maszyn i urządzeń elektrycznych o coraz większych mocach w wyrobisku przyścianowym, powodujące dodatkowe ogrzewanie świeżego powietrza doprowadzonego do ściany. Podczas pomiarów temperatur stwierdzono, w rejonie zestawionych w pociąg aparaturowy urządzeń zasilających kompleks ścianowy, podniesienie temperatury w wyrobisku od 2 do 3°C.

W związku z tym zachodzi konieczność zastosowania rozwiązań technicznych pozwalających na odsunięcie urządzeń elektrycznych generujących ciepło (powodujących zwiększenie temperatury) poza rejony wentylacyjne doprowadzające świeże powietrze do ściany.

2. Kryteria wyboru wartości napięcia zasilania maszyn kompleksów ścianowych

W polskim górnictwie węgla kamiennego zasadniczo systemy ścianowe zasilane są napięciem 1000 V

sporadycznie napięciem 3300 V. Dokonując wyboru wartości napięcia zasilania maszyn ścianowego kompleksu wydobywczego, należy wziąć pod uwagę następujące kryteria:

- zapewnienie prawidłowych warunków zasilania (zapewnienie prawidłowego rozruchu silników oraz prawidłowego działania zabezpieczeń nadprądowych z wymaganym współczynnikiem czułości),
- warunki klimatyczne wyrobiska,
- moc zainstalowanych urządzeń,
- koszt przekładek transformatorów zasilających kompleks ścianowy,
- koszty związane z zakupem i prowadzeniem kabli oraz przewodów,
- wybieg ściany.

Uwzględniając powyższe kryteria korzystnym jest podwyższenie napięcia zasilania do 3300 V, a nawet 6000 V. Zastosowanie podwyższonego napięcia daje wiele korzyści, z których najważniejsze to:

- mniejsze wartości prądu pobieranego przez silnik w czasie rozruchu i pracy ustalonej,
- mniejsze wartości spadków napięcia,
- możliwość zastosowania kabli i przewodów oponowych o mniejszym przekroju żył,
- możliwość zwiększenia odległości pomiędzy stacją transformatorową i maszynami kompleksu, aż do wyeliminowania transformatora z chodnika przyścianowego,
- zmniejszenie liczby transformatorów,
- zmniejszenie liczby przekładek transformatorów,
- zmniejszenie strat energii w sieci oddziałowej.

3. Koncepcja ścianowego kompleksu wydobywczego dla KWK „Knurów”

3.1. Parametry projektowanej ściany

Projektowana przez KWK „Knurów” ściana jest zlokalizowana pomiędzy głównym poziomem wydobywczym 850 m, a projektowanym dopiero przekopem znajdującym się na poziomie 1050 m. Schodzenie z eksploatacją poniżej 850 m wiąże się z dalszym wzrostem temperatury górotworu, co pogarsza i tak już trudne warunki klimatyczne występujące na poziomie 850 m.

Tabela 1

Parametry nowo projektowanej ściany		
Parametry		Wartość
Wysokość ściany		3,6 m
Nachylenie pokładu	Poprzeczne	-8° do +2°
	Podłużne	10° do +30°
Długość ściany		250 m
Wybieg ściany		1700 m
Głębokość lokalizacji ściany		max 950 m
Wytrzymałość na ściskanie węgla		10÷25 MPa
Maksymalna wydajność teoretyczna kompleksu ścianowego		15000 t/d

3.2. Dobór mocy podstawowych maszyn kompleksu

Doboru mocy poszczególnych maszyn kompleksu dokonano w oparciu o analizę (obliczenia) wykonaną przez specjalistów CMG KOMAG przy współpracy z przedstawicielami KWK „Knurów” (tabela 2).

Tabela 2

Moc podstawowych maszyn ścianowego kompleksu wydobywczego dla KWK Knurów	
Rodzaj urządzenia	Moc
Kombajn ścianowy	> 1000 kW
Przenośnik ścianowy	2x200/400 kW
Przenośnik podścianowy	2x200 kW
Kruszarka	1x200 kW
Urządzenia pomocnicze (pompy odwadniające, urządzenia klimatyczne, kotłowniki, wentylatory itp.)	1000 kW
Sumaryczna moc	~3400 kW

Z przeprowadzonej analizy wynika również, że szerokość trasy przenośników: ścianowego i podścianowego, nie powinna być mniejsza niż 850 mm. W zakresie taśmowych przenośników odstawy, z analizy wynika, iż szerokości taśmy przenośników odstawy nie powinny być mniejsze od 1200 mm. Zastosowanie w kompleksie ścianowym maszyn i urządzeń o wyżej wymienionych mocach oraz szerokościach tras zapewnia osiągnięcie wydajności szczytowej kompleksu na poziomie 1500 ton/godz.

4. Analiza wyboru wartości napięcia zasilania

W celu uzyskania prawidłowych warunków zasilania silników elektrycznych należy zaprojektować sieć oddziałową.

Na rysunku 1 przedstawiono na przykładzie warunków KWK „Knurów” możliwe skonfigurowanie kompleksu ścianowego na napięcie 1 kV. W tym przypadku możliwe jest, przy istniejącej sieci rozdzielczej zasilanie silników o jednostkowej mocy maksymalnej 315 kW, co pozwala na skonfigurowanie kompleksu o maksymalnej mocy łącznej około 2800 kW (kombajn – 750 kW, przenośnik ścianowy – 630 kW, przenośnik podścianowy – 200 kW, kruszarka – 200 kW, oraz pozostałe urządzenia pomocnicze w tym 3 stacje klimatyczne – 1000 kW) wymaga to zastosowania 3-4 transformatorów.

Zasilanie kompleksu ścianowego o sumarycznej mocy 3400 kW i przy planowanych silnikach o mocy 400 kW napięciem 1 kV w obecnych warunkach KWK „Knurów” jest technicznie niewykonalne, gdyż nie można spełnić wymogów obowiązujących przepisów górniczych.

Dla kompleksów o mocach zainstalowanych powyżej 3 MVA należy rozważać dwa poziomy napięć zasilania 3,3 kV i 6 kV.

Zasilanie kompleksu o dobranych mocach urządzeń (tabela 2) jest już możliwe przy napięciu 3300 V. Dla projektowanej ściany w warunkach kopalni „Knurów” zwiększenie wydajności maszyn, a co za tym idzie zwiększenie mocy napędów przy jednoczesnym dążeniu do obniżenia temperatury w ścianie wymaga odsunięcia zasilających transformatorów na odległość od ściany prawie o 2500 m. Przy obecnej mocy zwarciowej około 40 MVA „Rozdzielni Rejonu Wydobywczego” zasilającej rejon wydobywczy, zastosowanie napięcia 3300 V pozwoli jedynie odsunąć transformatory na odległość 700 m od ściany (1100 m od silnika górnego napędu przenośnika ścianowego) (rys. 2).

Przy spełnieniu koniecznego warunku, jakim jest zwiększenie mocy zwarciowej rozdzielni zasilającej ścianę do mocy około 90 MVA, możliwe jest wyrowadzenie transformatorów na odległość 2500 m, ale pod warunkiem przebudowy kopalnianej sieci 6 kV, tj.:

- zamiana 4 głównych transformatorów kopalni 16 MVA/110/6 kV na 25 MVA/110/6 kV,
- przebudowa „Głównej Rozdzielni Powierzchniowej” – budowa III sekcji,
- przebudowa „Głównej Rozdzielni Dołowej” – budowa III sekcji,
- dobudowa 5 kabli w szybach o przekroju 185 mm² i łącznej długości 8,75 km,
- dobudowa 4 kabli między „Główną Rozdzielnią Dołową”, a „Rozdzielnią Rejonu Wydobywczego” o przekroju 150 mm² i długości sumarycznej 14,4 km.

Sumaryczny koszt przebudowy sieci 6 kV wyniósłby, co najmniej 16 mln zł, co z ekonomicznego punktu widzenia jest nieuzasadnione. Wobec ograniczonych możliwości finansowych przebudowy sieci 6 kV pozostaje do rozważenia koncepcja dalszego zwiększenia poziomu napięcia nowo projektowanej ściany do wartości 6 kV, przy którym to napięciu zostają spełnione wymagania przepisów i norm.

Na rysunku 3 przedstawiono usytuowanie kompleksu ścianowego, pozwalającego na odsunięcie transformatora o wymagane 2500 m.

Zasilanie wydobywczego kompleksu ścianowego dużej mocy napięciem 6 kV charakteryzuje się następującymi korzyściami techniczno-ekonomicznymi:

- napięcie 6 kV jest napięciem dystrybucyjnym sieci kopalnianej; kopalnia posiada, infrastrukturę elektroenergetyczną to znaczy: rozdzielnie, transformatory, kable i doświadczenie związane z tym napięciem,
- w minionych latach koszty zakupu ognioszczelnej aparatury elektroenergetycznej dla maszyn na napięcie 3,3 kV i 6 kV znacznie przewyższały koszt aparatury standardowej na napięcie 1 kV; postęp techniczny w ostatnich latach spowodował że ceny aparatury na napięcie 6 kV są porównywalne do cen aparatury na napięcia niższe.

- na poziomie napięcia 6 kV istnieje techniczna możliwość zasilania wysoko wydajnych maszyn górniczych o większych projektowanych mocach zainstalowanych np. kombajn węglowy o mocy powyżej 1500 kW, przenośnik ścianowy o mocy powyżej 2000 kW, co jest nieosiągalne przy napięciu 1 kV czy 3,3 kV,
- możliwe jest zastosowanie 1 stacji transformatorowej do zasilania całego kompleksu,
- przy zastosowaniu napięcia 6 kV mniejsze są przekroje zastosowanych kabli i przewodów, zmniejsza się ich liczba z minimum trzech do jednego kabla na odcinku od stacji transformatorowej do aparatury łączeniowej kompleksu,
- wymagania stawiane przez przepisy i normy urządzeniom zasilanym napięciem 6 kV pracującym w kompleksach wydobywczych (w warunkach zagrożenia skojarzonych) są identyczne jak dla napięcia 3,3 kV,
- posiadane doświadczenia z eksploatacji elektrycznej aparatury budowy przeciwybuchowej na napięcie 6 kV wskazują, że aparatura ta będzie mogła być eksploatowana nawet przez 20 lat,
- możliwe jest odsunięcie transformatora zasilającego o około 2500 m od ściany poza rejon wyrobisk doprowadzających świeże powietrze do ściany,
- w chodniku przyścianowym taśmowym ulega likwidacji kosztowna przekładka transformatorów zasilających kompleks ścianowy.

Analiza ekonomiczna zakupów wyposażenia elektrycznego kompleksu wydobywczego warunkach KWK „Knurów” wykazała, że:

- koszt wyposażenia elektrycznego kompleksu wydobywczego zasilanego napięciem 6 kV w warunkach KWK „Knurów” wynosi około 8500000 zł,
- koszt wyposażenia elektrycznego kompleksu wydobywczego zasilanego napięciem 3300 V w warunkach KWK „Knurów” wynosi około 8500000 zł oraz dodatkowe koszty 16000000 zł wymagane do przebudowy sieci 6 kV.

Jak wynika z przeprowadzonej analizy, koszt zakupu aparatury elektrycznej dla analizowanych przypadków jest porównywalny, jednakże przy odsunięciu stacji transformatorowej (przy napięciu zasilania kompleksu 3300 V) na odległość 2500 m trzeba ponieść dodatkowo koszty przebudowy sieci 6 kV, co ekonomicznie jest nie uzasadnione.

5. Podsumowanie

Zasilanie zintegrowanej grupy maszyn przodkowych dla warunków górniczo-geologicznych analizowano pod kątem właściwego doboru napięcia zasilającego przy założeniu:

- ograniczenia wpływu urządzeń elektrycznych na temperaturę w ścianie,

- zmniejszenie liczby transformatorów zasilających,
- zmniejszenie kosztów związanych z prowadzeniem kabli i przewodów,
- zmniejszenie kosztów przekładek transformatorów zasilających kompleks.

Spełnienie wymienionych założeń jest możliwe w przypadku wycofania transformatorów zasilających z chodnika przyścianowego.

Na odległość usytuowania transformatorów ma wpływ:

- sieć zasilająca od rozdzielni na powierzchni do rozdzielni oddziałowej,
- moc zainstalowana maszyn kompleksu,
- poziom napięcia zasilania.

Możliwości modernizacji sieci zasilającej są ograniczone ekonomicznie. Moc zainstalowana wynika z założonych parametrów wydajności, stąd jedynym możliwym do realizacji jest wybór odpowiedniego napięcia zasilania kompleksu.

Wykonanie obliczenia dla napięcia 6 kV pozwalają na odsunięcie transformatora poza wybieg ściany i prowadzenie jednego kabla do aparatury zasilającej poszczególne maszyny kompleksu ścianowego.

6. Wnioski

1. Wobec tendencji światowych do zwiększenia koncentracji wydobycia ze ściany, a co się z tym wiąże, zwiększania mocy zainstalowanych maszyn kompleksu oraz pogarszającymi się warunkami klimatycznymi związanymi z coraz większymi głębokościami eksploatowanych pokładów, docelowym napięciem zasilania maszyn będzie 6 kV, które zapewnia prawidłowy rozruch silników i prawidłowe działanie zabezpieczeń nadprądowych z wymaganym współczynnikiem czułości.
2. Zastosowanie napięcia 6 kV umożliwia znaczne oddalenie transformatorów zasilających od ściany i zmniejszenie kosztów przekładek.
3. Koszt wyposażenia elektrycznego na napięcie 6 kV porównywalny jest z kosztami wyposażenia na napięcie 3,3 kV.
4. Zastosowanie napięcia 6 kV do zasilania maszyn kompleksu zapewnia taki sam stopień bezpieczeństwa jak dla napięcia zasilania 3,3 kV.
5. Wprowadzenie napięcia 6 kV do zasilania kompleksów ścianowych daje lepsze efekty ekonomiczne i jest rozwiązaniem technicznym optymalnym z uwagi, że napięcie 6 kV jest napięciem dystrybucyjnym.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Noże koronowe – narzędzia nowej generacji do urabiania skał zwięzłych

Streszczenie

Urabianie mechaniczne w górnictwie podziemnym jest obecnie najczęściej stosowanym sposobem, zarówno pozyskiwania urobku, jak i drążenia wyrobisk udostępniających i przygotowawczych. Polega ono na bezpośrednim oddziaływaniu narzędziem urabiającym w postaci udaru, nacisku statycznego lub skrawania na caliznę skalną. Dostarczona w ten sposób energia zostaje wykorzystana na pokonanie wewnętrznych sił spójności skały. Najbardziej rozpowszechnione jest urabianie skał przez skrawanie, które realizuje się narzędziami skrawającymi. Najczęściej do skrawania skał zwięzłych wykorzystuje się noże styczno-obrotowe.

Summary

Mechanical cutting in the underground mining industry is at present the most popular mining method for coal winning and for driving the opening roadways and development roadways. The method consists in direct impact or static pressing of cutting tool on a solid rock. Energy delivered in such a way is used to overcome internal rock cohesive forces. Rock cutting is most popular winning method, which is realized using cutting tools. Tangential-and-rotational bits are used most frequently to cut compact rocks.

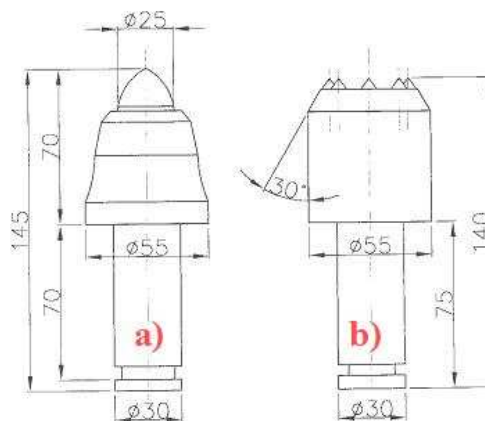
1. Wstęp

Urabianie mechaniczne w górnictwie podziemnym jest obecnie najczęściej stosowanym sposobem, zarówno pozyskiwania urobku, jak i drążenia wyrobisk udostępniających i przygotowawczych. Polega ono na bezpośrednim oddziaływaniu narzędziem urabiającym w postaci udaru, nacisku statycznego lub skrawania na caliznę skalną. Dostarczona w ten sposób energia zostaje wykorzystana na pokonanie wewnętrznych sił spójności skały. Najbardziej rozpowszechnione jest urabianie skał przez skrawanie, które realizuje się narzędziami skrawającymi. Najczęściej do skrawania skał zwięzłych wykorzystuje się noże styczno-obrotowe. Przykładowe rozwiązanie takiego noża przedstawiono na rysunku 1a [1, 2].

Pomimo różnorodnych własności skał oraz dużej liczby czynników decydujących o efektywności procesu skrawania, modyfikacja narzędzi urabiających, głównie noży styczno-obrotowych sprowadza się do doboru odpowiedniego typu i wymiarów węgla. Najczęściej zmianie ulega kształt słupka, jego średnica lub zawartość wolframu. Intensywność zużycia się ostrzy jest ściśle skorelowana z wytrzymałością na jednoosiowe ścisnienie oraz ściernością skały, o której decyduje głównie zawartość twardych minerałów, w szczególności kwarcu.

Noż styczno-obrotowy prawidłowo skrawający skałę powinien obracać się wokół własnej osi centralnej, dzięki czemu powoli i równomiernie zużywa się jego ostrze. Natomiast w skałach trudno urabialnych na

skutek działania dużo większych oporów noż w wielu przypadkach przestaje się obracać i ulega szybkiemu, niesymetrycznemu zużyciu. Dlatego w Katedrze Maszyn Górniczych Przeróbczych i Transportowych, Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie od wielu lat poszukuje się innych rozwiązań narzędzi, które pozwoliłyby w sposób efektywny urabiać skały zwięzłe o wytrzymałości na jednoosiowe ścisnienie powyżej 100 MPa. Jednym z opracowanych rozwiązań jest projekt tzw. noża koronowego, który ma taką samą część chwytową jak noż styczno-obrotowy, natomiast różni się rozwiązaniem części urabiającej (główki). Porównanie nowego rozwiązania noża koronowego ze standardowym nożem styczno-obrotowym przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Porównanie standardowego noża styczno-obrotowego oraz noża specjalnego koronowego: a) noża styczno-obrotowego RM8, b) noża koronowego [5]

Przeprowadzona symulacja komputerowa wykazała, że istnieje możliwość aplikacji nowego rozwiązania noża koronowego na organach urabiających kombajnów chodnikowych typu AM-50 [1, 2, 3, 4].

2. Zalety noża koronowego

Wraz ze zmianą parametrów utrudniających skrawanie skał zwięzłych, w powszechnie stosowanych nożach styczno-obrotowych występuje wzrost oporów powodujących ich nierównomierne i szybkie zużycie. W ogólnym przypadku w celu wykonania skrawu do noża należy przyłożyć siłę większą od siły oporu stawianego przez skałę. Siłę tę można rozłożyć na trzy składowe P_s – siła styczna zgodna z kierunkiem skrawu P_d – siła docisku prostopadła do dna bruzdy P_b – siła boczna prostopadła do poprzednich sił wypadkowa siła boczna jest odpowiedzialna w dużej mierze za obrót noża w uchwycie. Noże koronowe w proponowanym rozwiązaniu konstrukcyjnym powinny obracać się znacznie łatwiej niż noże styczno-obrotowe, ponieważ siła boczna działa na dłuższym ramieniu, co generuje większą wartość momentu obrotowego. Schematycznie przedstawiono to na rysunku 2 [1, 2, 3, 4].



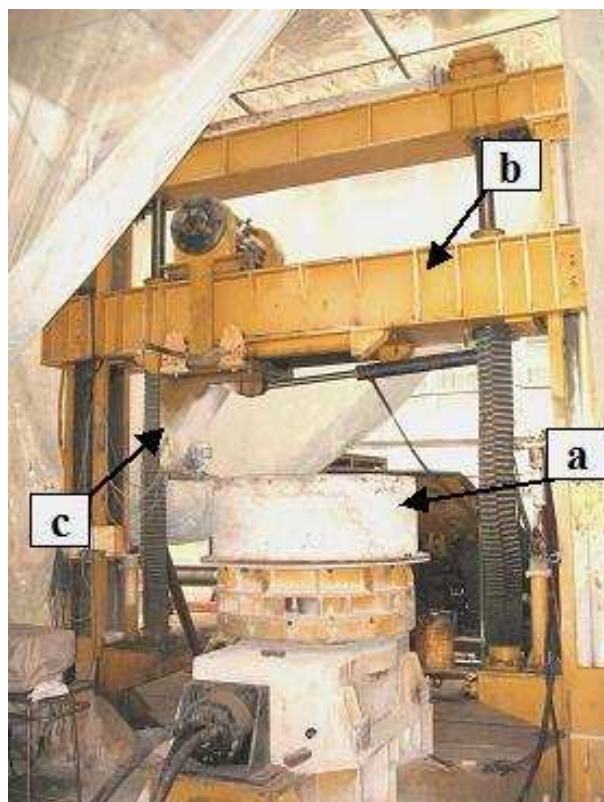
Rys.2. Schemat przedstawiający ramię działające na obrót narzędzia

Dodatkową zaletą tych noży jest znacznie mniejsza średnica węglika, która powoduje zmniejszenie powierzchni kontaktu ostrza z calizną. Ponadto możliwe jest wygenerowanie, przy tej samej sile przyłożonej do narzędzia znacznie większych naprężeń w strefie kontaktu ostrze-skała. Taki sposób urabiania powinien sprzyjać lepszemu odłupywaniu odłamków skały, co w konsekwencji pozwoli na uzyskanie w miarę jednorodnego urobku o drobnej granulacji. Może to być szczególnie przydatne w kopalniach rud metali nieżelaznych, ponieważ urobek nie wymaga kruszenia w celu dalszej obróbki. Duża liczba węglików powinna również znacząco wpłynąć na charakter pracy noża. Ostrza powinny się sukcesywnie wymieniać podczas urabiania, dzięki czemu zapewnią lepsze niż przy nożach styczno-obrotowych odprowadzanie ciepła, co w konsekwencji zapewni większą ich trwałość. Wymienione powyżej zalety noży koronowych powinny się przełożyć na znacznie wolniejsze ich zużycie w porównaniu z nożami styczno-obrotowymi.

W celu doświadczalnego zweryfikowania powyższych rozważań zaproponowano przeprowadzenie badań porównawczych wybranego rozwiązania konstrukcyjnego noża koronowego z jednym z używanych w przemyśle górniczym noży styczno-obrotowych.

3. Przebieg i uzyskane wyniki badań

Badania porównawcze urabiania próbki skalnej wybranym rozwiązaniem noża koronowego oraz noża styczno-obrotowego wykonano na unikatowym w skali kraju stanowisku do badania pojedynczych narzędzi urabiających znajdującym się w Katedrze MGPIiT. Widok tego stanowiska przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Widok stanowiska do badania pojedynczych narzędzi urabiających

Stanowisko to, skonstruowane w formie tokarki karuzelowej, pozwala na urabianie próbki skalnej, wykonanej w formie płaskiej lub pierścieniowej, na jej czołowej powierzchni lub poboczniczy. Stanowisko wykonane jest z ramy, po której pionowo przemieszcza się trawersa (b) i przemieszczającego się równoległe do osi trawersy suportu (c). W osi ramy umieszczony jest stół obrotowy (a), na którym mocowana jest urabiana próbka skalna. Konstrukcja stanowiska umożliwia nastawianie wartości prędkości przemieszczania się trawersy i suportu oraz prędkości obrotowej stołu.

W przypadku urabiania narzędziami skrawającymi, narzędzia te mocowane są w specjalnym uchwycie umieszczonym w głowicy pomiarowej na suporcie. Uchwyt ten pozwala na zmianę wartości kąta bocznego

wychylenia narzędzia. Natomiast głowica pomiarowa wyposażona w czujniki tensometryczne, pozwala na pomiar i ciągłą rejestrację składowych sił skrawania – stycznej P_s docisku P_d i bocznej P_b . Dla każdego z pomiarów ustawiano:

- wartości prędkości skrawania v_s jako funkcję prędkości kątowej stołu oraz aktualnej odległości ostrza od osi promienia próbki,
- głębokość skrawania g_s bezpośrednio za pomocą przemieszczającego się suportu,
- podziałkę skrawania t_s jako funkcję prędkości skrawania oraz prędkości przemieszczania się transwersy.

Do badań wybrano nóż styczno-obrotowy RM8-22/53 firmy Boart Longyear o średnicy węglika 22 mm oraz nóż koronowy, wykonany we współpracy z firmą Gonar. Wybrany nóż koronowy wyposażony był w 8 słupków z węglików balistycznych o średnicy 8 mm, wysuniętych na wysokość 6 mm ponad powierzchnię korpusu, rozmieszczonych na korpusie na okręgu o średnicy 40 mm. Wybrane do badań narzędzia przedstawiono na rysunku 4.



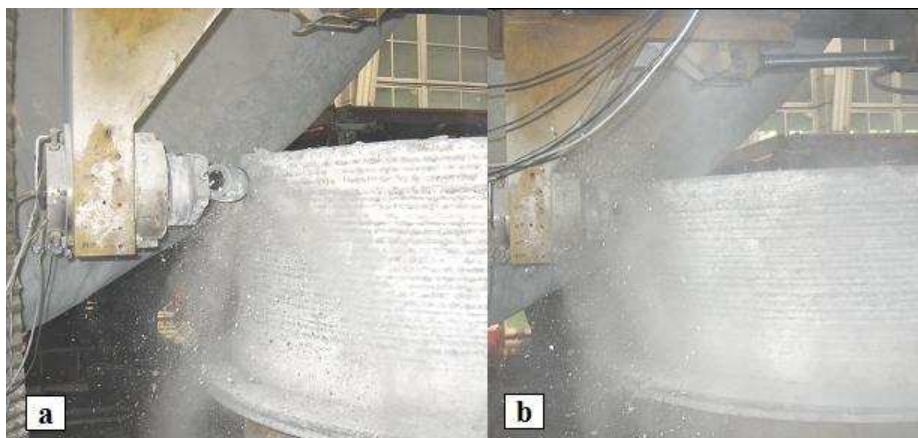
Rys.4. Widok narzędzi wytypowanych do badań porównawczych: a) nóż styczno-obrotowy RM8-22/53, b) nóż koronowy

Badania urabiania przeprowadzono na próbce pierścieniowej wykonanej ze specjalnej mieszanki betonowej z domieszką gryzu bazaltowego o gwarantowanej wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie wynoszącej $R_c = 120$ MPa. Próby wykonano przy identycznych parametrach skrawania, tj. prędkość skrawania $v_s = 1,5$ m/s, podziałka skrawania $t_s = 15$ mm, kąt bocznego wychylenia $\delta = 9^\circ$ i głębokość skrawania $g_s = 7,5$ mm. Widok wybranych do prób narzędzi podczas urabiania próbki skalnej pokazano na rysunku 5.

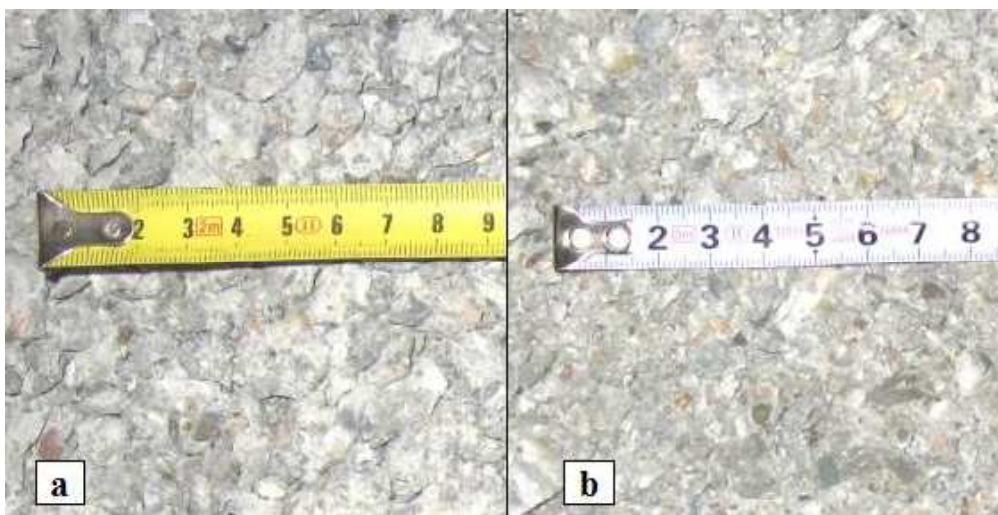
Porównując proces urabiania dla poszczególnych narzędzi można zaobserwować, że podczas urabiania nożem styczno-obrotowym generowane jest znacznie więcej urobku o frakcji pyłu, (rys. 5b). Ponadto pył otacza narzędzie styczno-obrotowe ze wszystkich stron, podczas gdy dla noża koronowego ma on tendencję do opadania w dół (rys. 5a).

Porównując urobek otrzymany podczas urabiania obydwoma narzędziami można zauważyć, że jego granulacja dla noża koronowego jest w miarę jednorodna i drobna, o uziarnieniu pomiędzy 5 a 10 mm (rys. 6a), natomiast dla noża styczno-obrotowego uziarnienie urobku jest zróżnicowane, z dużym udziałem frakcji pylistej o uziarnieniu poniżej 5 mm (rys. 6b).

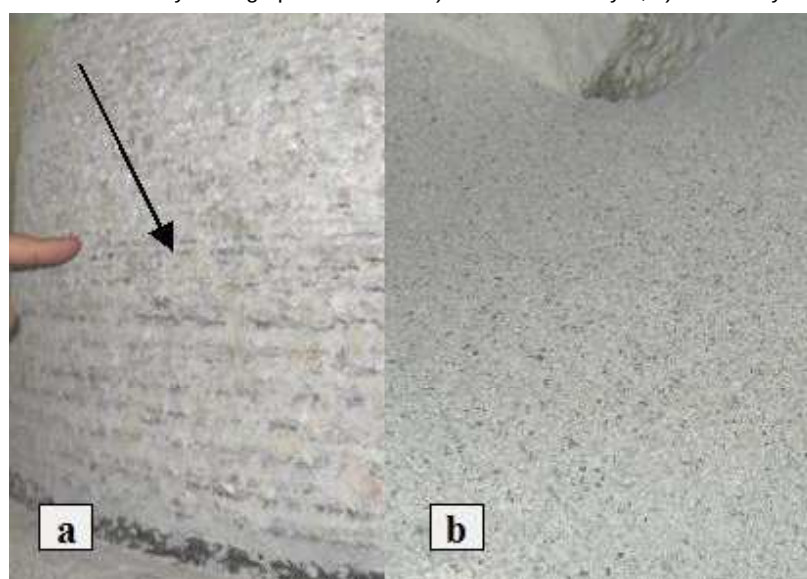
Podczas pierwszej próby urabiania nożem styczno-obrotowym, przy wartości kąta bocznego wychylenia $\delta = 9^\circ$, nie zaobserwowano najmniejszych tendencji tego noża do obracania w uchwycie. W efekcie doprowadziło to do bardzo szybkiego, katastroficznego zużycia tego noża już po urobieniu próbki na drodze około 35 m. W końcowej fazie nóż ten urabiał jedynie niewielką warstwę wierzchnią na głębokość nie przekraczającą 2 mm. Ze względu na stopień zużycia ostrza nie można było go dostatecznie zagłębić w powierzchnię próbki. Na rysunku 7a strzałką zaznaczono miejsce na powierzchni próbki, w którym nóż na skutek zużycia radykalnie zmniejszył głębokość skrawania. Natomiast na rysunku 7b pokazano drobny urobek zmieszany z drobinami metalu pochodzących ze zużytego noża styczno-obrotowego.



Rys.5. Widok badanych noży podczas prób urabiania: a) nóż koronowy b) nóż styczno-obrotowy



Rys.6. Porównanie urobku uzyskanego po skrawaniu: a) nożem koronowym, b) nożem styczno-obrotowym



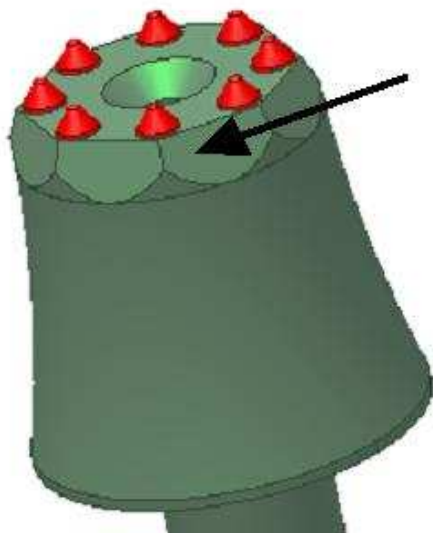
Rys.7. Widok próbki skalnej po urobieniu nożem styczno-obrotowym RM8-V22: a) widok miejsca, w którym nóż na skutek zużycia zmniejszył głębokość skrawania, b) widok drobnego urobku zmieszanego z drobinami metalu, pochodzących ze zużytego noża styczno-obrotowego



Rys.8. Widok noży po przeprowadzonych próbach urabiania: a) nóż styczno-obrotowy po urobieniu próbki na drodze około 35 m, b) nóż koronowy po urobieniu próbki na drodze ponad 650 m

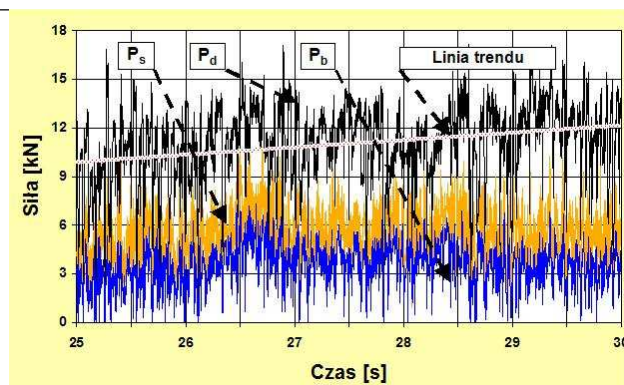
Natomiast nóż koronowy dla tych samych parametrów urabiania wykazywał nieregularne obroty w liczbie od 0,75 do 1,5 obrotu na minutę. Jednak po zakończeniu urabiania na całej wysokości próbki nie zaobserwowano większego zużycia ostrzy noża a jedynie wytarcia i zarysowania na korpusie główki noża, pomiędzy słupkami z węglików. Wykonano tym nożem jeszcze kilka skrawów na całej wysokości próbki, przy różnych wartościach kąta bocznego wychylenia od $\delta = 3^\circ$ do $\delta = 24^\circ$. Przy większych wartościach tego kąta zaobserwowano zwiększenie liczby obrotów narzędzia w uchwycie do kilkudziesięciu na minutę. W sumie nóż koronowy wykonał 8 pełnych skrawów na sumarycznej drodze urabiania wynoszącej ponad 650 m. Widok obydwu narzędzi po przeprowadzonych próbach urabiania pokazano na rysunku 8.

Obserwując część skrawającą noża koronowego, największe ubytki na korpusie narzędzia pomiędzy słupkami z węglika spiekanego, zaobserwowano po pierwszym skrawie. W kolejnych wycieranie korpusu następowało już zdecydowanie wolniej, a podczas ostatnich prób nie zauważono prawie tego zjawiska. Aby temu zapobiec w dalszej części badań, stwierdzono, że w następnych egzemplarzach noży należy wykonać korektę kształtu korpusu pomiędzy słupkami z węglika spiekanego, tak jak pokazano to na rysunku 9 lub zastosować słupki z węglika spiekanego wystające na większą wysokość powyżej powierzchni korpusu.

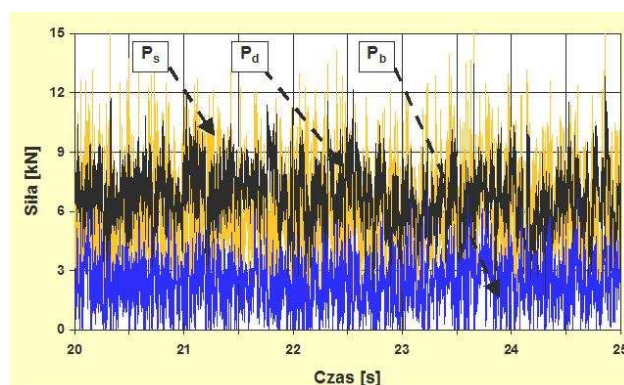


Rys.9. Zmodyfikowana budowa noża koronowego

Jak już wcześniej przedstawiono, specjalna głowica pomiarowa umożliwiała pomiar składowych sił działających na narzędzie podczas urabiania. Dla obydwu noży, dla pracy ustalonej, po ustabilizowaniu się procesu skrawania, wykonano pomiar wartości tych sił. Dla tych samych parametrów urabiania, wykresy przedstawiające wartości sił składowych pokazano na rysunkach 10 i 11, a wartości średnie tych sił w tabeli 1.



Rys.10. Wykres przebiegu sił skrawania w czasie dla noża stycznego-obrotowego: podziałka skrawania $t_s = 15$ mm, kąt bocznego wychylenia $\delta = 9^\circ$, głębokość skrawania $g_s = 7,5$ mm



Rys.11. Wykres przebiegu sił skrawania w czasie dla noża koronowego: podziałka skrawania $t_s = 15$ mm, kąt bocznego wychylenia $\delta = 9^\circ$, głębokość skrawania $g_s = 7,5$ mm

Wartości średnie sił składowych działających na badane noże

Tabela 1

Rodzaj noża	Wartość średnia siły składowej [kN]		
	Styczna P_s	Docisku P_d	Boczna P_b
Nóż styczny-obrotowy	4,95	10,61	3,08
Nóż koronowy	5,72	6,66	2,33

Na wykresie przebiegu sił na rysunku 10, który dotyczy noża stycznego-obrotowego można zaobserwować wzrost wartości siły docisku. Obrazuje to linia trendu. Wzrost wartości tej siły jest spowodowany zwiększonym zużyciem ostrza noża i wzrostem powierzchni kontaktu ostrza ze skałą. Porównując wartości poszczególnych sił składowych można zauważyć, że wartości sił stycznych są porównywalne, z tym że w przypadku noża koronowego można zaobserwować zdecydowanie większą zmienność wartości tej siły. W przypadku natomiast sił docisku i bocznej zdecydowanie większe wartości zostały zarejestrowane w przypadku noża stycznego-obrotowego. Jest to spowodowane znacznie mniejszą powierzchnią kontaktu słupka noża koronowego z powierzchnią urabianej skały. Pomimo tego, że na nóż ten działała większa średnia

wartość siły bocznej, nie zaobserwowano jakichkolwiek obrotów noża podczas skrawania próbki tym nożem.

Natomiast nóż koronowy, podczas urabiania przy tych samych parametrach, wykonywał około 1,5 obr./min, co wystarczyło do znacznie wolniejszego zużycia się ostrzy noża. Ponieważ na nóż koronowy działała mniejsza wartość siły bocznej niż na nóż styczno-obrotowy, można wnioskować, że rozmieszczenie węglików na pewnym okręgu względem osi noża, pozwala na wygenerowanie znacznie większej wartości momentu obrotowego wymuszającego obrót noża.

4. Uwagi końcowe

Wyniki przeprowadzonych badań potwierdzają w pełni zalety nowych narzędzi. Nóż koronowy po zakończeniu prób urabiania (sumaryczna droga skrawania ponad 650 m) wykazywał bardzo niewielkie ślady zużycia w porównaniu do noża styczno-obrotowego, który praktycznie uległ zniszczeniu już po krótkim okresie pracy (droga skrawania około 35 m). Można to tłumaczyć mniejszymi wartościami sił docisku działającymi na pojedyncze słupki z węgla spiekane, co w konsekwencji powoduje mniejsze tarcie. W porównaniu do noża styczno-obrotowego, nóż koronowy nawet przy niewielkim kącie bocznego wychylenia (3 do 9°) obracał się od jednego do kilku obrotów na minutę. Natomiast przy większych wartościach tego kąta obserwowano wzrost liczby obrotów nawet do kilkudziesięciu na minutę. Wpływ na to ma na pewno większa wartość ramienia działania siły bocznej a tym samym większa wartość momentu obrotowego, który może zapobiegać klinowaniu się noża w jednym położeniu. Jednocześnie obrót zapewnia wymienną pracę poszczególnych słupków. Dodatkową zaletą noży koronowych jest generowanie podczas urabiania mniejszego zapylenia oraz uzyskiwanie równomiernego, drobnego urobku o uziarnieniu pomiędzy 5 a 10 mm.

Na podstawie przeprowadzonych prób można wnioskować, że nóż koronowy może skutecznie pracować

podczas urabiania trudno urabialnych skał o wytrzymałości na jednoosiowe ścisnienie przewyższającej 100 MPa. Dlatego podjęte zostały w KMGPiT AGH dalsze badania noży koronowych, w celu lepszego poznania procesu urabiania tymi narzędziami oraz doboru najkorzystniejszych parametrów konstrukcyjnych tych narzędzi i parametrów skrawania skał trudno urabialnych. W efekcie końcowym przewiduje się opracowanie konstrukcji noża koronowego oraz metody urabiania, która być może stanie się alternatywą dla stosowanej w kopalniach rud metali tradycyjnej metody urabiania z wykorzystaniem materiałów wybuchowych.

Literatura

1. Kotwica K., Gospodarczyk P.: Zastosowanie noży specjalnych koronowych do urabiania skał związanych. Eksploatacja i Niezawodność nr 5/2001, Warszawa, 2001.
2. Kotwica K., Gospodarczyk P.: Możliwości zastosowania noży specjalnych koronowych do zbrojenia organów urabiających kombajnów chodnikowych. III Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania TUR 2003, Kraków-Krynica, 2003.
3. Kotwica K., Gospodarczyk P.: Hard Rock Mining with use of New Cutting Tools. Journal of Mining Sciences. Vol. 39, No. 4 2003.
4. Kotwica K., Gospodarczyk P.: Neue Lösungen der Werkzeuge für Gewinnung von Hartgestein in Tunnelarbeiten. Kolloquium Schacht, Strecke und Tunnel 2005.Freiberg, Niemcy, 14-15 April 2005.
5. Kotwica K., Gospodarczyk P.: Nowoczesne rozwiązania głowic urabiających dla kombajnów chodnikowych. Sympozjum „Kombajny chodnikowe”, Komitet Górnictwa PAN, Sekcja Mechanizacji Górnictwa, ZNPW Remag Katowice, wrzesień 2006.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Doskonalenie funkcjonalności spalinowych środków transportu kopalnianego

Streszczenie

W artykule opisano nowoczesne rozwiązania spalinowych urządzeń transportowych. Podczas realizacji prac projektowych zastosowano szereg nowatorskich rozwiązań pozwalających na zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa transportu. Współpraca RFM RYFAMA i FMG PIOMA zaowocowała trzema nowymi rozwiązaniami, które przedstawiono w niniejszym artykule.

Summary

State-of-the-art mine transportation diesel machines were described in the paper. Series of novelty solutions, which enable to increase transportation efficiency and safety, were used in realization of the project. Collaboration of RFM RYFAMA and FMG PIOMA resulted in development of three solutions, which were presented in the paper.

1. Wstęp

Z myślą o potrzebie wzrostu efektywności transportu dołowego w CMG KOMAG podjęto prace rozwojowe zmierzające do podniesienia efektywności spalinowych urządzeń transportowych. W ich wyniku, we współpracy z RFM RYFAMA oraz FMG PIOMA opracowano w ostatnim czasie trzy nowe rozwiązania, które prezentowane są w niniejszym artykule. Są to:

- kolej spągowa o podwójnym systemie napędowym SKZ-81,
- kolej spągowa PIOMA-VACAT o cierno-zębatym systemie napędu,
- lokomotywa dołowa LDS-80.

Należy zaznaczyć, że kolej SKZ-81 jest rozwiązaniem w całości prototypowym, natomiast w dwu pozostałych rozwiązaniach zastosowano sprawdzony w kolejce podwieszanej, agregat spalinowo-hydrauliczny produkcji FMG PIOMA.

2. Spalinowa kolej spągowa SKZ-81

Podstawowymi założeniami do opracowania kolei SKZ-81 było zastosowanie:

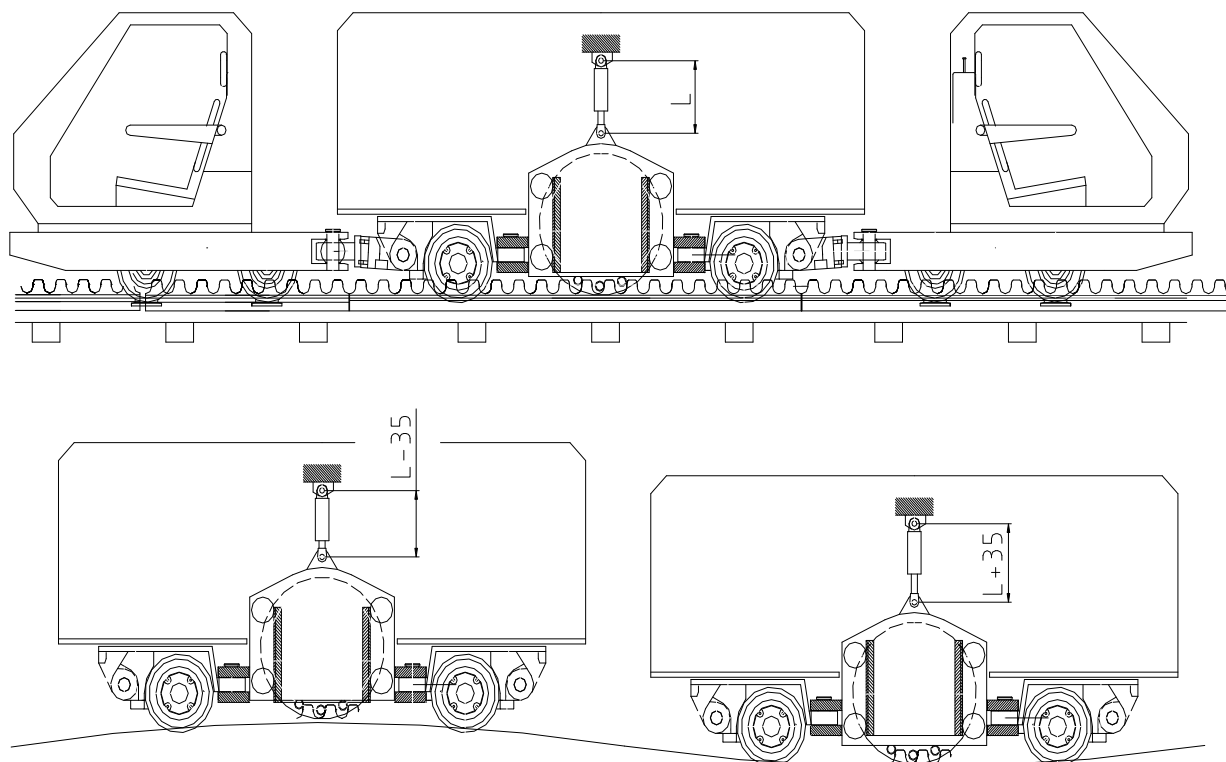
- podwójnego systemu napędowego-zębatkowego dla nachyleń do 30° , w oparciu o pionową centralną zębatkę, oraz napęd klasyczny, na koła, dla nachyleń do 4° ,
- trasy jezdnej wykonanej w oparciu o szyny, przy czym dla napędu zębatkowego tor szynowy będzie wyposażony w dodatkową listwę zębatą układaną w osi tego toru,
- systemu hamowania na nachyleniach w oparciu o zębatkę ułożoną w osi toru szynowego.

Podwójny system napędu rozwiązano w ten sposób, że zespół silnika spalinowego oraz zespół pompy jest wspólny dla obu układów wykonawczych, to jest układu napędu zębatkowego i układu napędu szynowego. W układzie napędu zębatkowego, który został usytuowany pomiędzy dwoma zestawami kołowymi, zastosowano przekładnię planetarną wraz z hydraulicznym silnikiem szybkoobrotowym. Przekładnie te są oferowane w kilku wykonaniach wielkości przełożenia, stąd możliwość indywidualnego doboru wielkości przełożenia przekładni dla indywidualnego klienta.

W układzie napędu szynowego zastosowano dwie mniejsze przekładnie, z których każda napędza po jednym zestawie kołowym, znajdującym się w jednym z dwu wózków skrętnych, stanowiących część wozu napędowego ciągnika.

Biorąc pod uwagę przewidywane łuki torowiska w płaszczyźnie poziomej $R = 4\text{ m}$, oraz pionowej $R = 15\text{ m}$, wprowadzono rozwiązania, które uniezależniały położenie zębatkowego zespołu napędowego względem zestawów kół szynowych. Przy przyjętym rozstawie osi kół napędu szynowego $l = 1950\text{ mm}$, na łuku wklęsłym lub wypukłym oś koła napędowego umieszczonego pomiędzy nimi zmienia odległość od szyn w zakresie $+35$ do -35 mm . Z kolei na łukach poziomych koło napędu zębatkowego „schodzi” z osi toru przybliżając się do szyny wewnętrznej.

Zastosowano, ruchome w płaszczyźnie pionowej, koło napędu zębatkowego (rys. 1) przemieszczającego się w pionowych prowadnicach, na specjalnych rolkach tocznych.

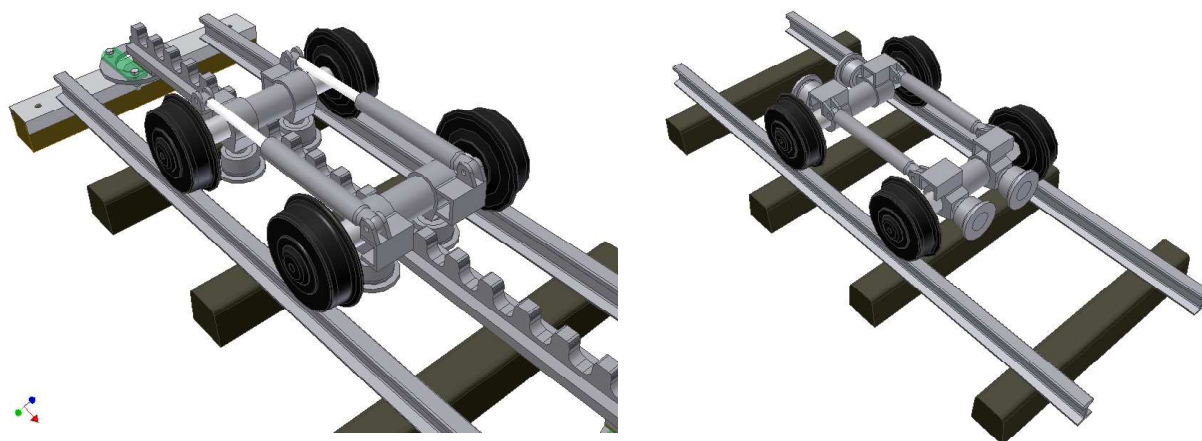


Rys.1. Zasada pracy ruchomego koła napędowego systemu zębatkowego

Uzyskano w ten sposób jeden stopień swobody koła w stosunku do bryły ciągnika w kierunku pionowym, co umożliwia jego dostosowywanie się do zmiennego położenia zębataki w płaszczyźnie pionowej. Zestawy kołowe umieszczono w dwu wózkach skrętnych, których przeguby rozmieszczono w taki sposób, aby zespół zębatkowy będący pomiędzy nimi w stopniu jak najmniejszym oddalał się od osi toru, podczas pokonywania zakrętów w płaszczyźnie poziomej.

Ciągnik kolei SKZ-81 może poruszać się po torowisku poziomym jak zwykła lokomotywa, w związku z czym przewidziano możliwość unoszenia w górę zespołu jazdy zębatkowej, co zapobiega kolizji tego zespołu na rozjazdach torów.

Dotychczasowe rozwiązania kolejek spągowych wymagają stosowania specjalnej trasy, wykonywanej z ceowników (zwykle o wielkości 180), które umożliwiają współpracę z podchwytami rolkowymi, zabezpieczającymi ciągnik i platformy transportowe na nachyleniach. W przypadku omawianego rozwiązania, wobec przyjętego założenia o możliwości jazdy na zwykłych szynach, rodzaj toru został z góry zadeklarowany. Na nachyleniach tor jest dodatkowo wyposażony w listwę zębatą, która posiada po bokach dodatkowe występy, po których toczy się koło napędu sworzniowego, dzięki czemu sworznie tego koła współpracują z zębami zębataki zawsze na określonej wysokości. Występy te stanowią podparcie od dołu dla specjalnych tocnych



Rys.2. Położenie podchwytów na trasie zębatkowej i zwykłej

podchwytów zabezpieczających ciągnik podczas jazdy na nachyleniach. Podchwytów są zlokalizowane w wózkach hamulcowych pod kabinami operatorów.

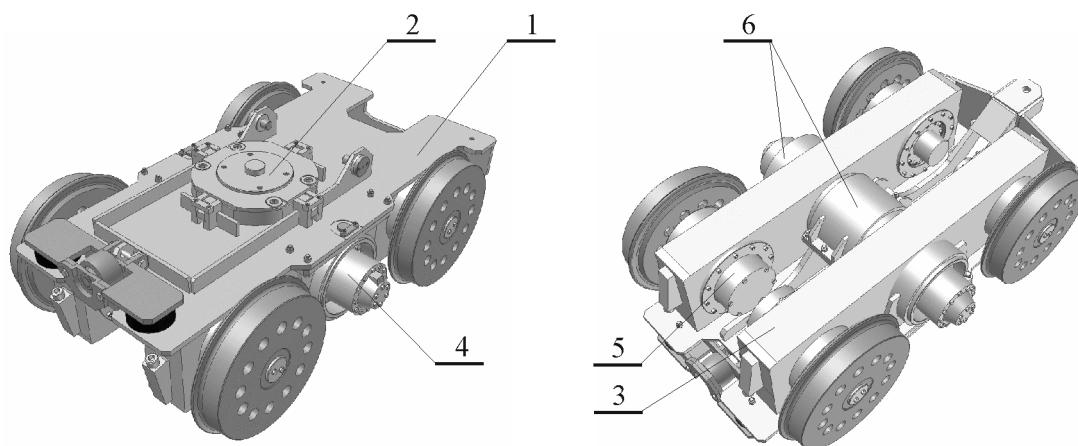
System hamowania kolejki na trasie nachylonej również wymagał opracowania nowego rozwiązania. Konwencjonalna szyna nie może być wykorzystana do współdziałania z zaciskiem hamulcowym, z uwagi na wystające elementy na połączeniach szyn. Działanie hamulca oparto o współpracę z listwą zębatkową. Dwa zespoły hamulcowe są zabudowane pod kabinami operatorów. W czasie normalnej pracy kolejki hamulce są hydraulicznie odhamowane, wobec czego koła sworzniowe układów hamulcowych swobodnie mogą się obracać. Zahamowanie hamulców powoduje przekazanie momentu hamowania na koło sworzniowe i w efekcie zatrzymanie kolejki. Hamulce są tak dobrane, aby moment hamowania zapewniał zatrzymanie kolejki, wraz z ładunkiem, na największym nachyleniu. W czasie jazdy bez udziału zębatki hamulce nie działają ponieważ koła sworzniowe nie mają kontaktu z zębatką. W związku z tym na osiach zestawów kołowych napędowych do jazdy na odcinkach poziomych są zabudowane hamulce wielotarczowe. Ich zadzia-

łanie następuje po przekroczeniu maksymalnej prędkości jazdy 5 m/s.

W zakresie trasy jezdnej również wprowadzono kilka nowatorskich rozwiązań, wśród których należy wymienić gniazdowy system łączenia odcinków zębatek, pozwalający na zachowanie właściwej podziałki zębów na łączeniach, jak również na ograniczenie elementów złącznych.

3. Lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS-80

Podstawą opracowania były podstawowe wady dotychczas stosowanych rozwiązań. Wady dotychczasowych rozwiązań to zmiany charakteru sprzężenia cierne na zakrętach i tak zwane „zachodzenie” maszyny na zakrętach o stosunkowo małym promieniu. Nie wielka dopuszczalna prędkość jazdy w podziemiach kopalń i małe promienie zakrętów znacząco separują zagadnienia efektywności lokomotyw stosowanych w kolejnictwie na powierzchni od lokomotyw dołowych. Tymczasem rozwiązania te, są do siebie zbliżone koncepcyjnie. Jedynie mały rozstaw osi kół napędowych



Rys.3. Wózek napędowy lokomotywy

1 – rama nośna, 2 – przegub, 3 – przekładnia dwuśroźna, 4 – silnik hydrauliczny, 5 – hamulec wielopłytkowy, 6 – tuleje zamocowania przekładni



Rys.4. Lokomotywa LDS-80

świadczy o tym, że lokomotywa ma pokonywać łuki o małych promieniach, co powoduje zawsze zmianę charakteru sprzężenia ciernego koła na poślizgowy. Duża część możliwej do uzyskania siły pociągowej wynikającej z mocy silnika i masy użytecznej lokomotywy nie może być zatem wykorzystana.

Maksymalne wykorzystanie masy lokomotywy i mocy silnika było celem opracowania nowej konstrukcji. Aby zapobiec poślizgom kół należało je mechanicznie odseparować. Zastosowanie hydrostatycznego systemu przeniesienia napędu umożliwia dopasowywanie się chłonności silników hydraulicznych, zasilanych z tego samego źródła (to jest agregatu spalinowo-hydraulicznego), do zróżnicowanych prędkości toczenia się kół po szynie wewnętrznej, jak i zewnętrznej na zakręcie. Tworzy się zatem hydrauliczny mechanizm różnicowy.

Konstrukcję lokomotywy oparto na dwu wózkach napędowych, na których wspiera się na specjalnych przegubach agregat spalinowo-hydrauliczny.

Konstrukcja lokomotywy jest trójbryłowa. Dwie symetryczne bryły względem osi poprzecznej maszyny, stanowią wózki napędowe wraz ze zintegrowanymi z nimi kabinami operatorów i podatnymi gniazdami obrotnicowymi, a trzecią bryłę stanowią sanie wraz z agregatem spalinowo-hydraulicznym. Istotą rozwiązania jest wózek napędowy składający się z ramy spinającej dwie przekładnie napędowe, których każda napędza dwa koła jezdne przypisane tej samej szynie. Silniki hydrauliczne obu przekładni rozdają moment napędowy na dwa kierunki, to jest na dwa koła. W lokomotywie mają zastosowanie cztery identyczne przekładnie, po dwie w każdym z wózków. Przekładnie są osadzone w wózkach wahliwie, za pomocą dwustronnych tulei łożyskowanych w konstrukcji wózka. Taki sposób osadzenia przekładni w obu wózkach zapewnia równomierny rozkład nacisków poszczególnych kół na szynę i efektywne wykorzystanie siły nacisku.

Podobną efektywność wykorzystania siły nacisku można osiągnąć jedynie metodą złożonego mecha-

nicznego systemu resorowania, oraz mechanizmu różnicowego, który znacząco wpłynąłby na koszt wytworzenia lokomotywy.

Rolę hamulca postojowego pełnią sterowane hydraulicznie hamulce wielopłytkowe zintegrowane z przekładniami – po jednym na każdej przekładni. Dzięki temu, że hamulce praktycznie nie służą do spowalniania jazdy, przewiduje się ich długą trwałość i niezawodność. Są one automatycznie aktywowane, gdy dźwignia manipulatora znajdzie się w położeniu zerowym, lub po przekroczeniu prędkości jazdy 4,8 m/s.

Dla zapewnienia komfortu obsługi lokomotywy kabiny są posadowione na elastycznych podparciach, ograniczających przenoszenie drgań od układu napędowego.

Specjalnie sprzęgi przebiegają w tunelach pod kabinami i są zamocowane bezpośrednio do wózków napędowych. Tunele pozwalają na znaczne skręcanie tych sprzęgów w płaszczyźnie poziomej, co dodatkowo sprzyja efektywnemu wykorzystaniu siły pociągowej i redukcji siły wykolejającej maszynę na zakrętach.

Główne zalety lokomotywy to:

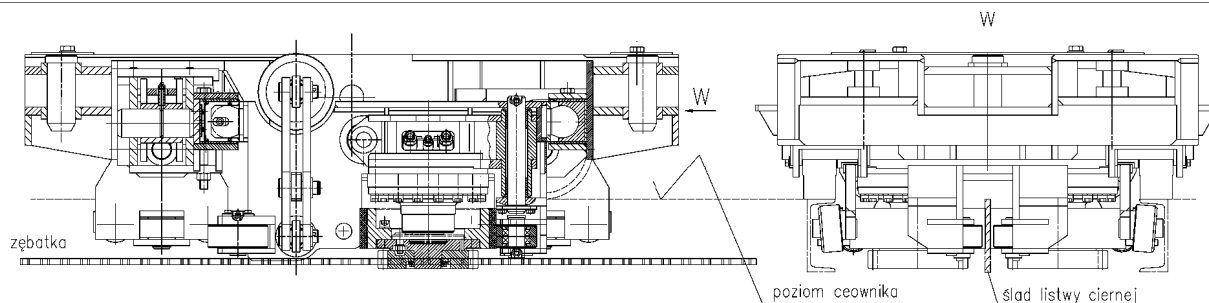
- doskonale wpisywanie się w łuki torowiska,
- ograniczenie zjawiska „zachodzenia” dzięki budowie trójbryłowej,
- doskonałe wykorzystanie siły pociągowej.

4. Spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT

Jednym z podstawowych założeń konstrukcyjnych kolei spągowej PIOMA-VACAT było zastosowanie ciernego oraz kształtowego systemu przeniesienia napędu, w zależności od zapotrzebowania na siłę pociągową. Konstrukcję ciągnika kolejki, podobnie jak w przypadku dwu jednakowych wózków napędowych w lokomotywie LDS-80, oparto o powtarzalne cztery moduły jezdno-napędowe, na których rozmieszczono kabiny i agregat spalinowo-hydrauliczny.



Rys.5. Kolej PIOMA-VACAT



Rys. 6. Moduł napędowy

Moduły są przystosowane do poruszania się na trasie ceownikowej, a napęd jest przenoszony poprzez centralnie umieszczoną w trasie pionową listwę cierną, lub poziomą dwustronną listwę zębatą. Agregat spalinowo-hydrauliczny jest podparty za pomocą specjalnych, podatnych przegubów na dwu środkowych modułach. Przegub, na jednym z modułów, ma możliwość wzdłużnego przesuwania się w celu kompensacji zmian odległości płaszczyzn podparcia, podczas przemieszczania się modułów na łukach trasy. Na dwu pozostałych modułach są zabudowane kabiny operatora.

Konstrukcję modułu opracowano w wyniku realizacji projektu celowego nr ROW-471-2004, którego zlecniodawcą była firma VACAT, finansowanego ze środków NOT (według umowy nr U-310/P-360/2004).

Pojedynczy moduł napędowy, składa się z ramy nośnej, wyposażonej w cztery zespoły rolek tocznych. W ramie znajduje się zespół napędowy z dwoma wolnoobrotowymi silnikami hydraulicznymi zaopatrzonymi w cierne koła napędowe zintegrowane z kołami zębatymi. Ponadto zespół napędowy jest wyposażony w układ hamulcowy współpracujący również z listwą cierną. Zespół napędowy ma możliwość poprzecznego przemieszczania się w ramie modułu, dlatego nie mają większego znaczenia błędy usytuowania listwy cierniej lub zębatej, oraz możliwe jest pokonywanie zakrętów o małych promieniach.

Istotnym zagadnieniem, wymagającym specjalnych rozwiązań, była zmiana systemu napędowego z ciernego na zębaty i odwrotnie. Z uwagi na różnice prędkości w ciernym i zębatym systemie napędowym pozostające w stosunku 1:0,66 niezwykle istotne jest szybkie przechodzenie stanu przejściowego, w celu niedopuszczenia do zmniejszenia siły pociągowej podczas zmiany systemu z ciernego na zębaty. Umożliwiają to specjalne kształtowe listwy odchylające koła cierne z odpowiednio wyprofilowanym pierwszym zębem zębataki. Podczas pracy napędów w systemie zębatkowym siła docisku kół napędowych zostaje ograniczona. Istotą rozwiązania systemu zębatkowego jest utrzymywanie w przybliżeniu stałej odległości pary kół napędowych, z wykorzystaniem specjalnego rodzaju zazębienia bez udziału dodatkowych elementów dystansujących.

Trasa kolei spągowej jest zestawiana z gotowych segmentów prostoliniowych oraz łukowych w różnych

wersjach, w tym w wersjach tylko z listwą cierną oraz cierną i zębatą. Na połączeniach segmentów prostych mają zastosowanie specjalne zębataki kompensujące, pozwalające na wzajemne przeginanie, w celu ich dopasowania do lokalnych odchyłek prostoliniowości spągu.

Przedstawiona kolej spągowa posiada następujące zalety:

- rozkład siły pociągowej na cztery moduły, to jest na kilka miejsc w trasie, zmniejsza siły obciążające kotwie torowiska, zarówno w czasie jazdy i hamowania,
- podwójny system napędowy pozwala na dobre wykorzystanie siły pociągowej, korzystanie z dużego zakresu prędkości jazdy ciągnika i oszczędności paliwa,
- występuje płynna zmiana systemu przeniesienia napędu, bez konieczności zatrzymywania ciągnika.

5. Podsumowanie

W ostatnich latach w celu zapewnienia opłacalności wydobywania węgla i zwiększenia warunków bezpieczeństwa pracy dąży się do eliminowania udziału ludzi w bezpośrednich pracach transportowych niosących znaczne zagrożenia. Zaprezentowane rozwiązania nowych środków transportowych spełniają oczekiwania użytkowników z górnictwa.

Podczas realizacji prac projektowych zastosowano szereg nowatorskich rozwiązań pozwalających na zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa transportu. Świadczą o tym wymienione zalety zaprezentowanych urządzeń. Dywersyfikacja tych rozwiązań pozwala użytkownikom na wybór najkorzystniejszego systemu transportowego, zwłaszcza gdy na obszarze jednej kopalni może mieć zastosowanie kilka wzajemnie uzupełniających się rozwiązań. Prototypowy egzemplarz kolei SKZ-81 jest obecnie wdrażany w KWK „Bielszowice”. Pierwszy egzemplarz lokomotywy PIOMA LDS-80 przeszedł pozytywne próby eksploatacyjne w KWK „Bogdanka”, gdzie potwierdził oczekiwane zalety. Natomiast pierwszy egzemplarz kolei spągowej PIOMA-VACAT jest obecnie przygotowany do wdrożenia po przejściu pozytywnych testów na stanowisku w FMG PIOMA.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Mechanizacja robót przodkowych z zastosowaniem ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A

Streszczenie

W artykule podano główne parametry techniczne oraz przedstawiono doświadczenia eksploatacyjne ładowarki bocznie wysypującej z wysięgnikiem teleskopowym ŁBT-1200EH/LS-A stosowanej przy drażeniu chodników z użyciem materiałów wybuchowych. Zaprezentowano również konstrukcję i sposób jej modernizacji pod kątem spełnienia wymogów dyrektyw europejskich. Przedstawiono również kierunki dalszego rozwoju ładowarek.

Summary

Main technical parameters and operational experience of ŁBT-1200EH/LS-A side discharge loader, with a telescopic boom, which is used in driving of roadways with explosives, were presented in the paper. Also a design of loader and the method of its modernization as regards meeting requirements of European Directives were given. Trends of further development of loader design were also included.

1. Wstęp

Drażenie kamiennych wyrobisk korytarzowych (rys. 1) w bardzo twardych skałach, o wytrzymałości na ściskanie powyżej 100 MPa, prawie zawsze jest realizowane za pomocą materiałów wybuchowych.



Rys.1. Wyrobisko kamienne

Mechanizacja prac wykonywanych w przodku obejmuje:

- wiercenie i ładowanie otworów strzałowych,
- odstrzelenie,
- ładowanie odstrzelonego urobku,
- wznoszenie obudowy w przodku,
- prace pomocnicze.

Oprócz czynności związanych z odstrzeleniem urobku oraz wznoszeniem obudowy chodnikowej bardzo ważny jest proces usuwania odstrzelonego urobku

z przodku. Sprawne usuwanie odstrzelonego urobku, w porównaniu z pozostałymi niezbędnymi pracami wykonywanymi podczas drażenia wyrobisk techniką strzelniczą zajmuje dużo czasu, co z kolei przekłada się na postęp przodku i efekty ekonomiczne.

Jednym z najbardziej rozpowszechnionych typów ładowarek, przeznaczonych do mechanizacji tego procesu, są ładowarki bocznie wysypujące. Przy użyciu tych maszyn możliwe jest ładowanie odstrzelonego urobku na przenośniki lub do wozów dostawczych. Bardzo często wykorzystywane są one również do dostarczania materiałów do miejsc wyładunku w przodku [1, 2, 3].

Wejście w życie wymagań zasadniczych, ujętych w dyrektywach nowego podejścia, spowodowało potrzebę modernizacji ładowarki ŁBT-1200EH/LS, z uwzględnieniem wymagań w nich zawartych.

W niniejszym artykule przedstawiono rozwiązanie techniczne przeznaczone do odstawy odstrzelonego urobku z drażonego wyrobiska na dalsze środki odstawy z wykorzystaniem ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A, zaprojektowanej i produkowanej w oparciu o aktualne normy i akty prawne.

2. Ładowarka bocznie wysypująca z wysięgnikiem teleskopowym ŁBT-1200EH/LS-A

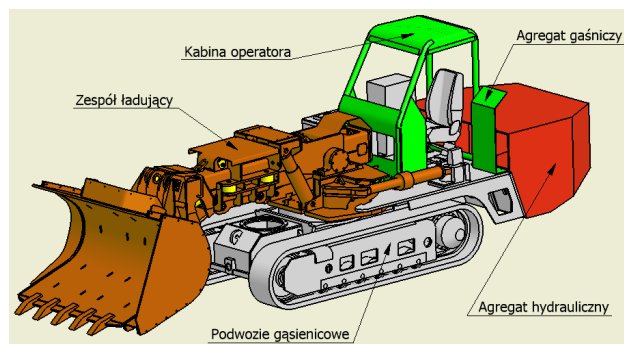
Najnowszym typem ładowarki bocznie wysypującej, z wysięgnikiem wysuwym oferowanym obecnie na rynku krajowym jest ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A (rys. 2) konstrukcji Centrum Mechanizacji Górnictwa

Hydrauliczny układ ładowarki pracuje w systemie energooszczędnym „load-sensing” regulując wydatek mocy, w zależności od chwilowego zapotrzebowania. Układ ten, oprócz oszczędności energii zapewnia również zwiększenie żywotności poszczególnych elementów wyposażenia hydraulicznego.

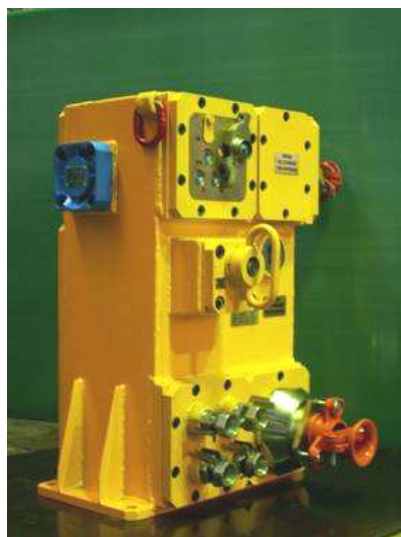
Teleskopowy wysięgnik o wysuwie 900 mm wychylany na boki umożliwia ładowanie z przodu o szerokości 4400 mm, bez konieczności manewrowania podwoziem, co zapobiega niszczeniu spagu i ma wpływ na komfort pracy operatora, chroniąc go przed wstrząsami i uderzeniami powodowanymi wbijaniem czerpaka w zwal urobku, tak jak ma to miejsce w ładowarkach ze sztywnym wysięgnikiem.

Hydrauliczny napęd podwozia z samoczynnie włączanymi hamulcami zapewnia możliwość pracy ładowarki na nachyleniach podłużnych podłoża $\pm 20^\circ$ oraz na nachyleniach poprzecznych $\pm 8^\circ$.

Ognioszczelna skrzynia aparatury elektrycznej (rys. 5) oraz pozostałe elementy wyposażenia elektrycznego (rys. 6) ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A są przystosowane do pracy w pomieszczeniach o stopniu niebezpieczeństwa „a”, „b” i „c” zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego oraz posiadają certyfikat zgodności w zakresie dyrektywy maszynowej i ATEX.



Rys.4. Główne zespoły ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200 EH/LS-A



Rys.5. Skrzynia elektryczna



Rys.6. Wyposażenie elektryczne



Rys.7. Pomost roboczy zabudowany w czerpaku ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A może być dodatkowo wyposażona w konstrukcję ochronną chroniącą operatora przed przypadkowo spadającymi skałami stropowymi. Wytrzymałość konstrukcji ochronnej została zweryfikowana za pomocą obliczeń numerycznych. Dla potwierdzenia wyników obliczeń numerycznych poddano ją badaniom stanowiskowym niszczącym zgodnie z normami: PN-EN 13627:2002, PN-ISO 3164:1998, PN-G-50000:2002, PN-G-50033:1996 [6, 7, 8, 9]. Przeprowadzone obliczenia numeryczne oraz badania stanowiskowe potwierdziły, że konstrukcja ochronna jest w stanie pochłonąć energię uderzenia równą 11600 J, nie powodując naruszenia przestrzeni ochronnej operatora (DLV).

W celu rozszerzenia możliwości wykorzystania ładowarki w przodku zaprojektowano i wykonano pomost roboczy montowany do czerpaka ładowarki (rys. 7). Pomost przeznaczony jest do wspomagania czynności związanych z montażem obudowy chodnikowej.

Duże zainteresowanie użytkowników wykorzystujących w podziemnych wyrobiskach górniczych ładowarkę ŁBT-1200EH/LS oraz wejście w życie nowych przepisów przyczyniło się do podjęcia prac modernizacyjnych celem dostosowania maszyny do wymagań zasadniczych ujętych w dyrektywach: maszynowej i ATEX. W wyniku podjętych prac konstrukcyjnych powstała nowa ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A spełniająca wymagania stawiane przez normy nowego podejścia.

3. Podstawowe dane techniczne ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Dane techniczne ładowarki (rys. 8):

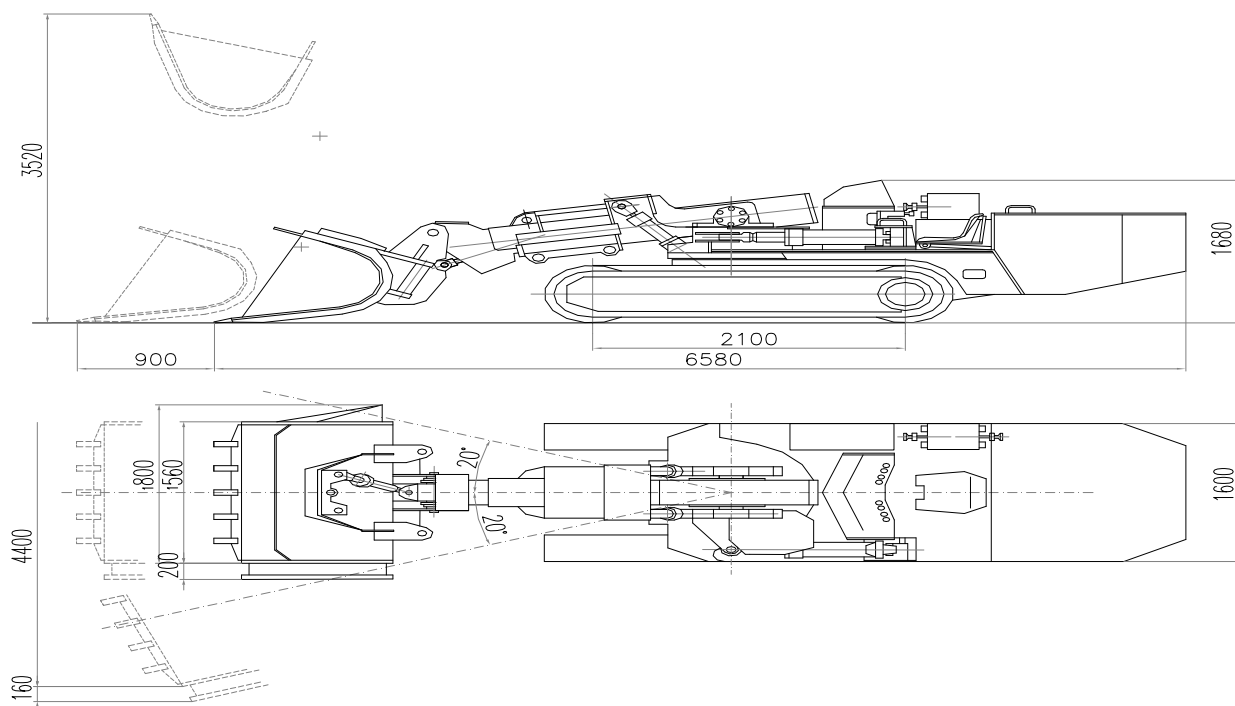
– pojemność czerpaka	1,2 m ³
– prędkość jazdy	0÷1 m/s
– nacisk jednostkowy na podłoże	0,11 MPa
– maksymalne podłużne nachylenie podłoża	±20°
– maksymalne poprzeczne nachylenie wyrobiska	±8°
– szerokość gąsienicy	300 mm
– masa ładowarki	14500 kg



Rys.8. Ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A

Wymiary ładowarki (rys. 9):

– długość	6580 mm
– szerokość	1600 mm
– wysokość	1680 mm
– wychylenie wysięgnika na boki	±20°
– wysuw wysięgnika	900 mm



Rys.9. Wymiary ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Maksymalna szerokość załadowania z jednego ustawienia ładowarki wynosi 4400 mm.

Układ hydrauliczny (rys. 10):

- zespół pomp,
- silnik z napędem hydrostatycznym,
- ciśnienie robocze 19 MPa
- moc silnika elektrycznego 55 kW
- pojemność zbiornika oleju hydraulicznego 400 dm³



Rys.10. Układ hydrauliczny ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Ładowarka może pracować w wyrobiskach min. ŁP6 przy ładowaniu na przenośnik oraz min. ŁP8 przy ładowaniu do wozów.

4. Doświadczenia ruchowe

Pierwsze dwie sztuki ładowarek ŁBT-1200EH/LS zostały zakupione przez użytkowników w 2001 r.

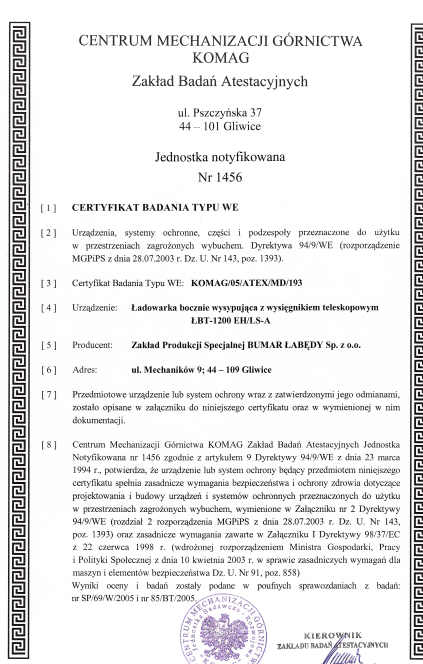
Obecnie w kopalniach górnictwa węgla kamiennego pracuje dziesięć ładowarek ŁBT-1200EH/LS oraz trzy ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A. Średnie postępy uzyskiwane za ich pomocą wynoszą 60÷80 m/miesiąc w chodnikach kamiennych, o wielkości ŁP11÷ŁP12.

Pozytywne doświadczenia eksploatacyjne egzemplarza prototypowego spowodowały wzrost zainteresowania ładowarką ŁBT-1200 EH/LS oraz przyczyniły się do ciągłego doskonalenia produktu.

Wychodząc naprzeciw coraz większym wymagom bezpieczeństwa prac wykonywanych w podziemnych wyrobiskach górniczych, podjęto modernizację ładowarki ŁBT-1200EH/LS mając na uwadze wymagania dyrektyw nowego podejścia, ze szczególnym uwzględnieniem Dyrektywy Maszynowej i ATEX. W wyniku prowadzonych prac na bazie ŁBT-1200EH/LS powstała nowa ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A, która w połowie 2005 r. otrzymała certyfikat zgodności w zakresie dyrektyw maszynowej i ATEX (rys. 11).

Po pozytywnym przejściu procesu certyfikacji trzy egzemplarze ładowarek ŁBT-1200EH/LS-A pracują obecnie w podziemiach kopalń.

Ładowarki bocznie wysypujące typu ŁBT w ciągu sześciu lat eksploatacji zyskały bardzo dobrą opinię jako nowoczesne i wydajne urządzenia ładujące. Do niedawna były one jedynymi ładowarkami z wysięgnikiem teleskopowym, które pracowały w polskich kopalniach. Wysięgnik teleskopowy ładowarki gwarantuje ogromną przewagę nad innymi konstrukcjami układów ładujących ładowarek (np. typu ŁBS-1200), gdyż umożliwia w pełni kontrolowany załadunek czerpaka.



Rys.11. Certyfikat zgodności w zakresie dyrektyw: maszynowej i ATEX

Operator decyduje o prędkości, pojemności i obszarze załadunku, jednocześnie unikając wbijania czerpaka całą masą ładowarki w zwał urobku.

Nowoczesna i bezpieczna w eksploatacji ładowarka ŁBT, jest w pełni przygotowanym produktem do zaopatrywania przedsiębiorstw górniczych, krajowych i zagranicznych w wydajne i niezawodne narzędzie do wspomagania procesu drażenia z zastosowaniem MW.

Zakładana przez producenta wielkość produkcji około 10-12 sztuk na rok świadczy o dużym zainteresowaniu produktem i o dobrych opiniach użytkowników o tej maszynie.

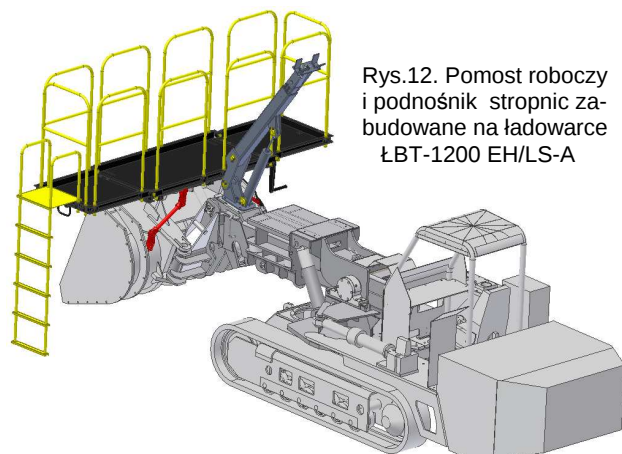
Ładowarki ŁBT-1200EH/LS oraz ŁBT-1200EH/LS-A są stosowane między innymi przez: EMES-MINING Service, Konsorcjum Przedsiębiorstw Robót Górniczych i Budowy szybów S.A., NOMA 2 Sp. z o.o., PROGÓR Sp. z o.o., Przedsiębiorstwo Budowy Szybów Bytom, Przedsiębiorstwo Robót Górniczych Sp. z o.o. w Jastrzębiu Zdroju.

5. Kierunki modernizacji

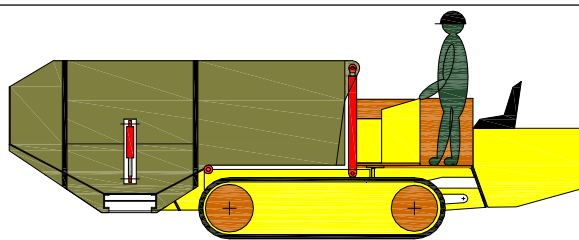
Zakład Produkcji Specjalnej „BUMAR ŁABEDY” Sp. z o.o. i Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG prowadzą wspólnie działania, których celem jest ciągłe doskonalenie konstrukcji, tak pod względem poprawy ergonomii, jak i funkcjonalności wyrobu.

Działania modernizacyjne dotyczą:

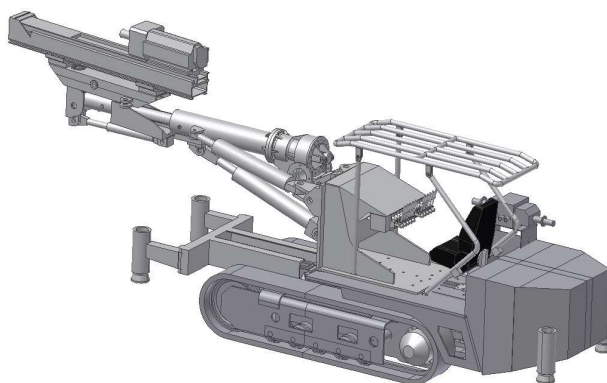
- dalszej optymalizacji konstrukcji zespołu ładującego z wykorzystaniem komputerowych metod obliczeniowych i doświadczeń ruchowych,
- optymalizacji i uproszczenia układu hydraulicznego,
- poprawy ergonomii stanowiska operatora i pulpitu sterowniczego poprzez opracowanie kabiny operatora,
- wprowadzenia osprzętu wierzącego mocowanego na wysięgniku ładowarki,
- zabudowy stałego pomostu roboczego na ładowarce i podnośnika stropnic (rys. 12).



Rys.12. Pomost roboczy i podnośnik stropnic zabudowane na ładowarce ŁBT-1200 EH/LS-A



Rys.13. Samojedźny wóz odstawczy na podwoziu gąsienicowym



Rys.14. Urządzenie kotwiące zabudowane na podwoziu gąsienicowym ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

6. Podsumowanie

W łącznej długości drażonych wyrobisk korytarzowych udział wyrobisk kamiennych wynosi aktualnie około 10%. Konieczność udostępnienia w najbliższych latach nowych poziomów eksploatacyjnych spowoduje w wielu kopalniach wzrost długości drażonych wyrobisk udostępniających. Wyrobiska te prawie wyłącznie drażone są techniką strzelniczą, stąd w celu zwiększenia efektywności ich drażenia niezbędne jest doskonalenie mechanizacji tego procesu.

Przedstawiona w artykule nowoczesna ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A jest maszyną za pomocą, której można załadować urobek w przodku i przekazywać go na dalsze środki odstawy, dowozić materiały do czoła przodku oraz wykorzystywać ją do prac wspomagających wznoszenie obudowy.

Ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A (rys. 15) przeznaczona jest do mechanizacji ładowania urobku w chodnikach i komorach w podziemnych wyrobiskach górniczych o stopniu niebezpieczeństwa „a”, „b” i „c” wybuchu metanu oraz klasy „A” i „B” zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

Jednocześnie niezbędne jest ciągłe doskonalenie wyrobu, tak w zakresie poprawy ergonomii i funkcjonalności samej ładowarki, jak i wykorzystania uniwersalności podwozia, na którym można montować inne urządzenia, wykorzystywane do prac w przodku chodnikowym.



Rys.15. Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A z wysięgnikiem teleskopowym

Wysoką efektywność drążenia wyrobisk chodnikowych techniką strzelniczą może zapewnić tylko kompleksowa mechanizacja procesu drążenia.

W związku z powyższym prowadzone są dalsze działania CMG KOMAG i ZPS BUMAR ŁABĘDY Sp. z o.o. celem rozszerzenia oferty maszyn górniczych (np. wozów wiertniczych).

Ładowarka ŁBT-1200EH/LS-A jako jedyna (znana autorom) stosowana w polskich kopalniach węgla jest wyposażona w konstrukcję ochronną operatora spełniającą wymogi norm PN-EN 13627:2002, PN-ISO 3164:1998, PN-G-50000:2002, PN-G-50033:1996.

Literatura

- Żyliński R., Wyrobek E., Prostański D.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS z wysięgnikiem teleskopowym – doświadczenia eksploatacyjne i kierunki modernizacji. Materiały na konferencję: „Górnictwo zrównoważonego rozwoju 2002”. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo 2002 nr 255 s. 267-274.
- Pikul M., Dzik M.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS z wysięgnikiem teleskopowym. Maszyny Górnicze nr 88, 2001, s. 12-15.
- Kalita M., Pieczora E., Prostański D., Wyrobek E., Małyska G., Mazurek A.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A nowoczesną i bezpieczną maszyną ładującą. Konferencja: Innowacyjne i Bezpieczne Systemy Mechanizacyjne do Eksploatacji Surowców Mineralnych, Zakopane 2006, Tom I, s. 119-127.
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 259 Poz. 2170).
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz.U. Nr 263 Poz. 2203).
- Polska Norma PN-EN 13627:2002 Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.
- Polska Norma PN-ISO 3164:1998 Maszyny do robót ziemnych. Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora. Wymagania dotyczące przestrzeni chronionej.
- Polska Norma PN-G-50000:2002 Ochrona pracy w górnictwie. Maszyny górnicze. Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.
- Polska Norma PN-G-50033:1996 Ochrona pracy w górnictwie. Ładowarki. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Projektowanie, badania oraz próby eksploatacyjne instalacji zraszania powietrzno-wodnego do zwalczania zapylenia i zagrożeń metanowych, w kombajnie ścianowym typu KSW-460NE

Streszczenie

W artykule przedstawiono proces projektowania, badań i praktycznego zastosowania rozwiązania opracowanego w CMG KOMAG systemu zraszania powietrzno-wodnego, z wykorzystaniem sprężonego powietrza, zabudowanego na kombajnie ścianowym typu KSW-460NE. Przedstawiono wyniki badań stanowiskowych przeprowadzonych w KD „Barbara” oraz badań eksploatacyjnych w KWK „Pniówek”, przedmiotowej instalacji. Przedstawiono ogólną budowę i zasadę działania nowego rozwiązania systemu zraszania.

Summary

Designing process, testing and practical application of a solution for the air-water spraying system installed in the KSW-460 longwall shearer, developed at the KOMAG Centre, was presented in the paper. Results of stand tests carried out in the Barbara Experimental Colliery and results from operational tests carried out in Pniówek Colliery were presented. General structure and operational principles of new spraying system were presented.

1. Wstęp

Zaistniałe w latach ubiegłych przypadki zapłonu metanu w ścianach wydobywczych oraz ciągle występujące zagrożenia skłoniły CMG KOMAG do poszukiwań nowych rozwiązań, zapewniających bezpieczną eksploatację. JSW S.A. wspólnie z CMG KOMAG podjęły się realizacji projektu celowego nr 6T12 2004C/06337, w ramach którego zaprojektowano, przebadano, opracowano i zastosowano system zraszania z wykorzystaniem mieszaniny powietrzno-wodnej zabudowany na kombajnie KSW-460NE. Kombajn wraz z prototypową instalacją został wykonany przez ZZM S.A. i dostarczony do kopalni KWK „Pniówek”, celem przeprowadzenia badań i wdrożenia nowej instalacji zraszającej.

W CMG KOMAG opracowano nowatorskie rozwiązanie powietrzno-wodnej instalacji zraszającej, w której oprócz wody o odpowiednim ciśnieniu wykorzystuje sprężone powietrze wytwarzając mieszaninę powietrzno-wodną wyrzucaną przez dysze zraszające bezpośrednio w obszar urabiania kombajnu. Zadaniem tej instalacji jest skuteczne zwalczanie zapylenia powstającego w procesie urabiania oraz zapobieganie zapłonom metanu, w przypadku urabiania ścian o takim zagrożeniu.

Nowa koncepcja instalacji zraszającej, przed wdrożeniem jej do warunków eksploatacyjnych, wymagała przeprowadzenia szerokiej gamy testów i badań stanowiskowych. Pozytywne wyniki tych testów i badań zdecydowały o podjęciu decyzji o zastosowaniu tego rozwiązania w warunkach dołowych.

Opracowaną w CMG KOMAG instalację zabudowano na kombajnie typu KSW-460NE produkcji Zabrzeżskich Zakładów Mechanicznych S.A. wykonanym dla potrzeb Kopalni „Pniówek”.

2. Budowa i zasada działania instalacji zraszającej powietrzno-wodnej

Założono, że instalacja zraszająca kombajnu będzie zbudowana z dwóch podukładów zraszania powietrzno-wodnego:

- zewnętrznego, zabudowanego na ramionach i wytwarzającego izolującą od otoczenia kurtynę powietrzno-wodną wokół każdego z organów urabiających kombajnu,
- wewnętrznego, zraszającego powietrzno-wodnymi strumieniami, wytryskującymi z dysz rozmieszczonych na płatach i tarczy ociosowej w organach tak, że realizowana jest metoda zraszania zanożowego (strumień zraszający podawany jest na tylną ściankę ostrza noża i na bruzdę jego skrawania).

Zraszanie zewnętrzne składa się z dysz dwuczynnika umieszczonych na ramionach kombajnu, do których oddzielnie doprowadzane są woda i sprężone powietrze. Mieszanie czynników następuje w dyszach.

Zraszanie wewnętrzne odbywa się z dysz standardowych, umieszczonych na każdym organie urabiającym i zasilanych mieszaniną powietrzno-wodną utworzoną w mieszalnikach zabudowanych na kombajnie.

Obydwa układy zraszania, zarówno lewego ramienia i organu oraz prawego ramienia i organu, zasilane są wodą doprowadzaną z rurociągu p.poż. (poprzez

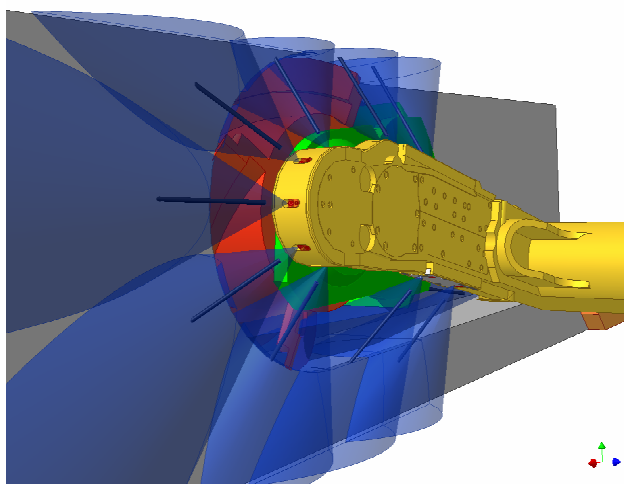
zestaw filtracyjny) za pomocą pompy podnoszącej ciśnienie typu ZW-50. Powietrze doprowadzane jest do poszczególnych układów zraszania ze sprężarki typu PAS75 umieszczonej w chodniku, poprzez rurociąg sprężonego powietrza oraz przewodem elastycznym.

3. Badania i testy powierzchniowe instalacji

Wykonanie i wdrożenie nowej instalacji poprzedzone były bardzo szerokimi i wszechstronnymi próbami oraz badaniami stanowiskowymi, które obejmowały:

- symulacje komputerowe przewidywanych rozwiązań,
- badania stanowiskowe wytypowanych dwuczynnikowych dysz zraszających,
- badania stanowiskowe układu zraszania przy wykorzystaniu drewnianej makiety,
- badania stanowiskowe skuteczności działania nowej koncepcji zraszania, w aspekcie gaszenia i zapobieganiu zapłonom gazu.

Symulacje komputerowe przeprowadzone w CMG KOMAG (rys. 1) miały na celu określenie najkorzystniejszego rozmieszczenia dysz dwuczynnikowych na ramieniu kombajnowym, których strumienie tworzą kurtynę izolującą organ urabiający.



Rys.1. Symulacja komputerowa działania instalacji powietrzno-wodnej z wykorzystaniem sprężonego powietrza

Przeprowadzone na stoisku badawczym CMG KOMAG badania dostępnych na rynku dysz dwuczynnikowych, miały na celu wytypowanie najbardziej odpowiednich dysz dla założonych potrzeb instalacji zewnętrznej.

Badania i testy z wykorzystaniem makiety ramienia kombajnowego wraz z organem urabiającym (rys. 2) przeprowadzone w CMG KOMAG, miały za zadanie potwierdzić słuszność wyboru dysz dwuczynnikowych, a także ich prawidłowość rozmieszczenia na ramieniu, zgodnie z przeprowadzoną wcześniej symulacją komputerową oraz ewentualne wprowadzenie korekty w tym rozmieszczeniu.



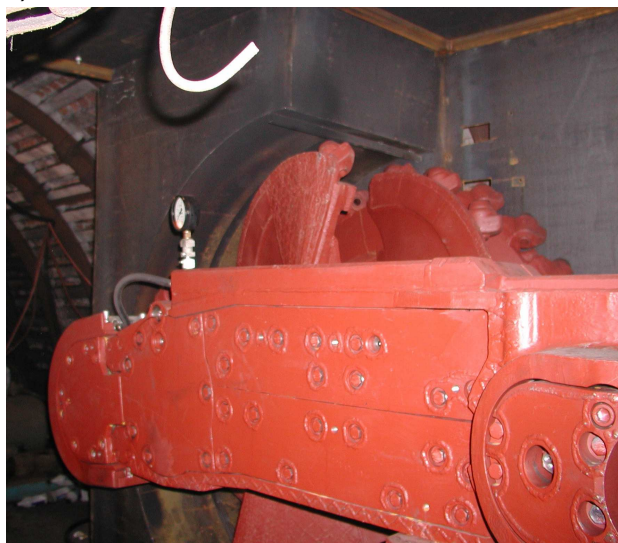
Rys.2. Badania stanowiskowe instalacji powietrzno-wodnej z zastosowaniem makiety kombajnowego ramienia i organu urabiającego

4. Badania stanowiskowe w KD „Barbara”

Stanowisko do badań skuteczności gaszenia i zapobiegania wybuchom gazu [1] zlokalizowano w istniejącym na terenie KD BARBARA zbudowanym na powierzchni fragmencie wyrobiska chodnikowego. Fragment wyrobiska zaślepioń z obu końców, posiadał w jednym czole i w ociosie zamykane okna wlotowe, zaś w drugim jego końcu była wykonana otwierana i zamykana brama wjazdowa.

Wewnątrz chodnika wykonano blaszany model ociosu wyrobiska ścianowego. Model ociosu miał za zadanie możliwie wierne odtworzenie kształtu ociosu występującego w warunkach naturalnych. Na rysunkach 3a i 3b pokazano przykładowy model ociosu z usytuowanym względem niego ramieniem z organem (wyposażonych w badaną instalację zraszającą), będących zespołami składowymi kombajnu ścianowego typu KSW-460NE.

a)



b)



Rys.3. Model ociosu stanowiska badawczego

Na obwodzie łuku, którego wielkość zależy od średnicy organu, odtwarzającego powierzchnię zawrębenia organu w caliznę, umieszczono łukowy palnik przylegający do powierzchni blachy odtwarzającej powierzchnię zawrębenia. Palnik posiadał otwory wylotowe usytuowane na bocznej powierzchni, co zapewniało wydostawanie się płomienia zapalonego gazu na powierzchni zabioru organu. Palnik posiadał możliwość zmiany położenia względem zabioru organu urabiającego, dzięki zamocowaniu go przesuwnie w przyspawanych prowadnicach.

Ramię z organem urabiającym wraz z zabudowaną na nich, instalacją zraszającą osadzono sztywno i stabilnie względem modelu ociosu, tak, aby uzyskać odległości między organem a modelem ociosu, zbliżone do warunków rzeczywistych. Zabudowany w ramieniu silnik elektryczny umożliwiał wprowadzenie organu urabiającego w ruch obrotowy.

Badana instalacja była zasilana w sprężone powietrze i w wodę. W sztolni badawczej znajdowało się niezbędne wyposażenie elektryczne, potrzebne do włączania i wyłączania napędu organu urabiającego i pompy oraz zasilania aparatury pomiarowej do odczytu i rejestracji parametrów wody i sprężonego powietrza (rys. 4).

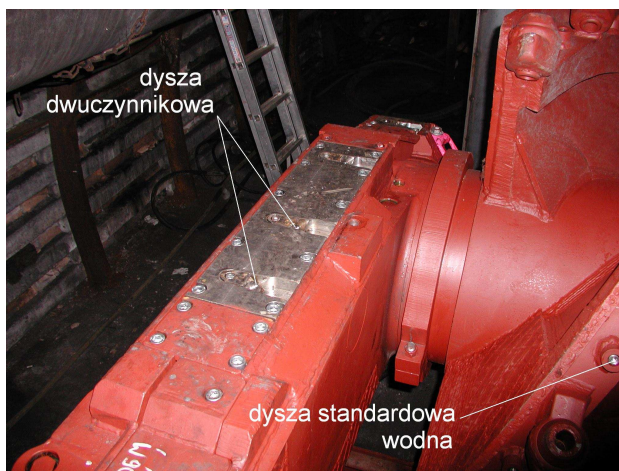
Doświadczalna instalacja zraszająca powietrzno-wodna, przeznaczona do pracy w kombajnie ścianowym typu KSW-460NE [2] składała się z dwu bliźniaczych układów. Badaniom poddano tylko jeden z tych układów, obejmujący część instalacji rozmieszczoną na jednym ramieniu kombajnowym i zabudowanym na nim organie urabiającym (rys. 5).

Pomiary skuteczności działania badanej powietrzno-wodnej instalacji zraszającej obejmowały:

- skuteczność gaszenia płomieni palącego się gazu,
- skuteczność zapobiegania powstawania zapłonów gazu przy inicjowaniu takich zapłonów.



Rys.4. Aparatura pomiarowa parametrów powietrza i wody



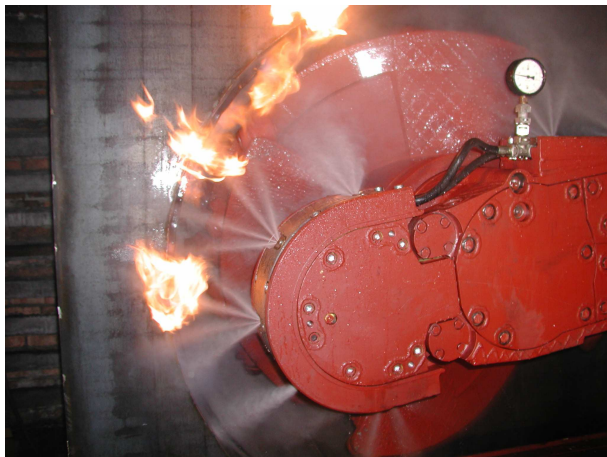
Rys.5. Widok ramienia i organu z dyszami zraszającymi

Dla uzyskania palących się płomieni użyto gazu propan-butan z butli wyposażonej w zawór redukcyjny, co zapewniło stałe parametry wypływu gazu, niezależnie od stopnia napełnienia butli. Gaz z butli do palnika doprowadzany jest przewodami elastycznymi, a w obrębie modelu ociosu i palnika, przewodami stalowymi. Po doprowadzeniu gazu do palnika, następował jego zapłon przez podanie ognia przy użyciu zapalniczki pochodni o odpowiedniej długości (rys. 6).



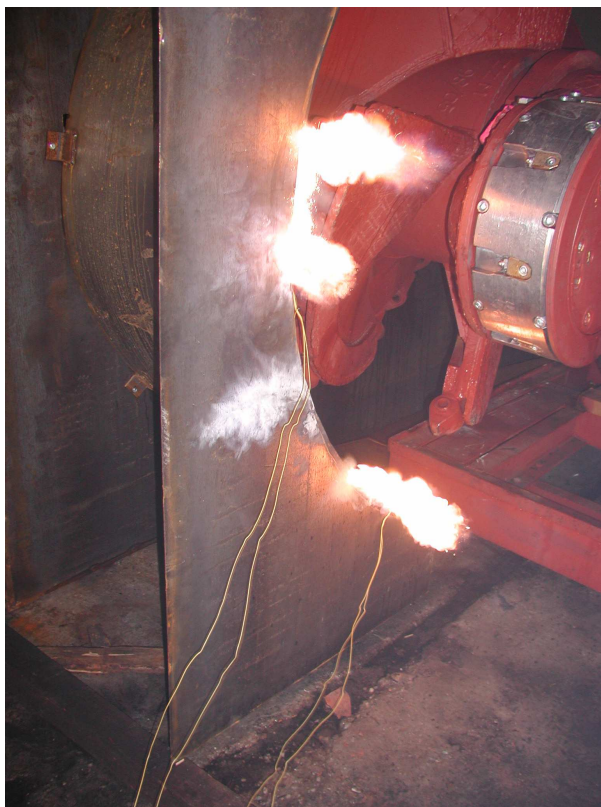
Rys.6. Zapłon gazu

Skuteczność gaszenia (rys. 7) płomieni palącego się gazu została określana czasem jaki potrzebny jest do zgaszenia zapalonych płomieni gazu od momentu uruchomienia instalacji zraszającej oraz włączenia obrotów organu urabiającego. Testy zostały przeprowadzane dla różnych położeń palnika względem organu.



Rys.7. Gaszenie płomieni przez instalację

Skuteczność zapobiegania powstawaniu zapłonu gazu (rys. 8) przy inicjowaniu takich zapłonów, została oceniona poprzez zdolność niedopuszczenia do powstania zapłonu przy działającej instalacji i obracającym się organie urabiającym (rys. 9), bądź w przypadku zapalenia się wypływającego gazu, czasem jego ugaszenia od chwili zainicjowania zapłonu. Testy te przeprowadzone zostały dla różnych położeń palnika względem organu urabiającego.



Rys.8. Inicjacja zapłonu zapalnikami elektrycznymi

Gaz do palnika dostarczany był w sposób identyczny jak przy testach skuteczności gaszenia zapalonych płomieni. Inicjowanie zapłonów realizowane było za pomocą zapalarki elektrycznej, inicjującej iskry spłonkami umieszczonymi przy wytypowanych otworach palnika, dzięki połączeniu tych spłonek drutem strzelniczym z zapalarką.



Rys.9. Skuteczność zapobiegania inicjacji zapłonu zapalnikami elektrycznymi

Testy przeprowadzane były dla różnych położeń palnika względem organu.

Rezultaty uzyskane podczas badań skuteczności działania instalacji zraszającej powietrzno-wodnej z wykorzystaniem sprężonego powietrza według rozwiązania przeznaczonego do zastosowania w kombajnie typu KSW-460NE, zbadanego w warunkach zbudowanego stanowiska badawczego należy uznać za pozytywne, zarówno w aspekcie skuteczności gaszenia płomieni zapalonego gazu, jak i zapobieganiu powstaniu zapłonu gazu w wyniku zainicjowanej iskry/iskier [2, 3].

Przeprowadzone badania pokazały, jak bardzo ważnym czynnikiem dla uzyskania niezbędnej skuteczności działania badanej instalacji powietrzno-wodnej jest zachowanie ścisłych korelacji między parametrami sprężonego powietrza i wody. Pozytywne wyniki uzyskano przy następujących parametrach: ilości wody w granicach 30÷34 l/min o ciśnieniu 3,9÷4,2 bar i ilości sprężonego powietrza w granicach 1,3÷

1,7 m³/min o ciśnieniu 3,9÷4,2 bar. Przy podanych powyżej parametrach mediów czas gaszenia zapalonych płomieni z umieszczonego palnika w odległości 10 cm od czoła nie urobionej calizny wynosił 5 do 35 s (4 próby), zaś przy usytuowaniu palnika w środku zabioru organu zgaszenie płomieni nastąpiło natychmiast.

Dla tych samych parametrów mediów w obu podanych powyżej położeniach palnika nie udało się zainicjować zapłonu gazu podczas przeprowadzonych sześciu prób.

Przeprowadzone testy pokazały również, że najtrudniejsze jest zgaszenie płomieni, gdy palnik znajduje się w pobliżu początku organu (10 cm od czoła nie urobionej calizny).

Pozytywne wyniki podanych powyżej przeprowadzonych testów i badań powierzchniowych, zadecydowały o wdrożeniu rozwiązania do eksploatacji. Podjęto również decyzję o konieczności opracowania i sprawdzenia własnej konstrukcji dysz dwuczynnika, których konstrukcję przewidziano do pracy w trudnych warunkach dołowych (rys. 8).



Rys.10. Dysza dwuczynnika powietrzno-wodna opracowana w CMG KOMAG

5. Badania eksploatacyjne

Kombajn KSW-460NE jako pierwszy został wyposażony w doświadczalną instalację zewnętrznego zraszania powietrzno-wodnego. Po zlokalizowaniu kombajnu w KWK „Pniówek” i wykonaniu niezbędnych prób na powierzchni kopalni (rys. 11), został on poddany badaniom eksploatacyjnym w ścianie W-9 w KWK „Pniówek”.

Instalacja zabudowana została na kombajnie KSW-460NE z ramionami R-200N z organami urabiającymi o średnicy 1,6 m i zabiorze 0,65 m z dwuramionowymi ładowarkami osłonowymi.



Rys.11. Próby powierzchniowe zraszającej instalacji powietrzno-wodnej na powierzchni kopalni „Pniówek”

Ściana ze względu na podwyższoną temperaturę otoczenia jest wyposażona w urządzenia klimatyzacyjne. Jako miejsce przeprowadzenia badań eksploatacyjnych wytypowano ścianę nr W-9 w pokładzie nr 357/1 eksploatowanym w KWK „Pniówek” z uwagi na swój niewielki wybieg i dobre rozpoznanie geologiczne.

Ściana nr W-9 posiada następujące parametry:

– długość	158 m
– wysokość	1,7÷1,8 m
– nachylenie podłużne	±8°
– nachylenie poprzeczne	±8°
– wybieg ściany	428 m
– wytrzymałość urabianego węgla	10÷15 MPa
– prędkość powietrza	2,5 m/s
– ilość powietrza	900 m ³ /min

Uruchomienie kombajnu KSW-460NE wyposażonego w instalację powietrzno-wodną nastąpiło 14 sierpnia 2006 r. Kombajn w pierwszych tygodniach pracował wyłącznie z instalacją powietrzno-wodną. Kombajn KSW-460 NE był pierwszym zastosowanym w kopalni „Pniówek” i wymagał w początkowym etapie eksploatacji zaznajomienia się załogi z jego obsługą oraz wymagał licznych regulacji instalacji powietrzno-wodnej, ustalających parametry eksploatacyjne mediów zraszających.

Podczas stosowania kombajnu zmieniono organy urabiające z podsiębiernych na nadsiębiernie, co w efekcie pozwoliło wyeliminować ładowarki kombajnowe oraz zwiększyć efektywność urabiania. Współpraca kopalni z producentem doprowadziła do bieżącego eliminowania mankamentów kombajnu oraz podwyższania poziomu obsługi kombajnu przez załogę.

Po osiągnięciu oczekiwanej efektywności urabiania zastosowanym kombajnem wynoszącej około 3,5 zabioru na zmianę rozpoczęto badania eksploatacyjne.

Badania te miały na celu ocenę powietrzno-wodnej instalacji zraszającej w aspekcie zwalczania zapylenia i jej porównanie z efektywnością klasycznej instalacji wodnej. Dodatkowym celem badań było sprawdzenie funkcjonalności instalacji oraz wpływu jej działania na komfort pracy załogi.

W ramach badań eksploatacyjnych mierzono parametry eksploatacyjne instalacji, jak i prowadzono pomiary zapylenia w ścianie z użyciem pyłomierzy osobistych CIP-10 oraz pyłomierzy optycznych HUND.

Badania eksploatacyjne trwały od 05÷19.09.2006 r. Przeprowadzono dziewięć zmian pomiarowych, badania realizowano na zmianie C, zaś na zmianie D dokonywano kontroli i ewentualnej korekty parametrów instalacji zraszającej na kombajnie.

Podczas badań testowano cztery różne układy zraszania:

- zraszanie powietrzno-wodne z wykorzystaniem sprężarki, (rys. 12)
- zraszanie powietrzno-wodne z wykorzystaniem wyłącznie rurociągu sprężonego powietrza,
- zraszanie wodne zanożowe wysokociśnieniowe z dodatkowym zraszaniem wodnym niskociśnieniowym z ramion,
- zraszanie wodne zanożowe wysokociśnieniowe z dodatkowym zraszaniem powietrzno-wodnym z ramion.

Wszystkie wymienione układy zraszania były zgodne z instrukcją stosowania kombajnu KSW-460NE.



Rys.12. Działająca zraszająca instalacja powietrzno-wodna na kombajnie KSW-460NE pracującym w ścianie nr W-9 w kopalni „Pniówek”

Celem badań doświadczalnej powietrzno-wodnej instalacji zraszającej było:

- sprawdzenie prawidłowości przyjętych parametrów przepływowych wody i powietrza (ewentualnie ich korekta) w instalacji zabudowanej na kombajnie typu KSW-460NE, w warunkach eksploatacyjnych,
- sprawdzenie poprawności działania dwuczynnika dysz zraszających własnej konstrukcji,

- porównanie skuteczności w zwalczaniu zapylenia instalacji powietrzno-wodnej w stosunku do instalacji standardowej kombajnu typu KSW-460NE,
- ocenę skuteczności działania powietrzno-wodnej instalacji w zwalczaniu zapylenia, przez pomiar występującego stężenia zapylenia w wyrobisku.

Badania eksploatacyjne doświadczalnej powietrzno-wodnej instalacji zraszającej prowadzone w ścianie nr W-9 kopalni „Pniówek” składały się z dwu rodzajów pomiarów:

- pomiarów parametrów przepływowych powietrza i wody jako czynników wytwarzających zraszającą mieszaninę powietrzno-wodną,
- pomiarów wielkości stężenia zapylenia występującego w obszarze wyrobiska ścianowego w czasie pracy kombajnu.

Pomiary parametrów przepływowych obejmowały pomiary parametrów wody i powietrza. Do tego celu służyły zabudowane w instalacji manometry oraz czujniki przepływu, które umożliwiały kontrolę ciśnienia i wielkości przepływu. Regulacji instalacji zraszającej kombajnu dokonywano każdorazowo na zmianie D.

Pomiary zapylenia przeprowadzono zgodnie z normą PN-G-04035, w której określono zasady pomiaru stężenia zapylenia w powietrzu na stanowiskach pracy w podziemnych zakładach górniczych oraz oznaczania zawartości wolnej krzemionki w pyłe frakcji wdychanej.

Pomiary zapylenia realizowane były dwoma rodzajami przyrządów pomiarowych:

- optycznymi pyłomierzami typu TM firmy HUND,
- osobistymi pyłomierzami grawimetrycznymi typu CIP-10.

Pyłomierze optyczne typu TM firmy HUND usytuowane były w następujących miejscach w ścianie (rys. 5):

H1 – na początku ściany (pyłomierz z zapisem pomiaru);

H2 – na końcu ściany (pyłomierz z zapisem pomiaru).

W tych samych miejscach umieszczono po dwa pyłomierze typu CIP-10 oznaczone na rysunku 5 odpowiednio C1 i C2 oraz C3 i C4.

Pyłomierze optyczne typu TM firmy HUND określały poziom zapylenia powietrza frakcją respirabilną pyłów, zaś za pomocą pyłomierzy typu CIP 10 dokonywano pomiarów zapylenia całkowitego oraz frakcji respirabilnej.

Łącznie pomiary dla każdego wariantu zraszania przeprowadzano w ciągu czterech kolejnych zmian roboczych zmiany C.

Oznaczenie zawartości wolnej krystalicznej krzemionki w pyłe wykonano zgodnie z obowiązującymi normami w akredytowanym laboratorium KD „Barbara”.

Zgodnie z przedstawioną powyżej metodyką, wykonano pomiary, zarówno przy zastosowaniu doświadczalnej instalacji zraszającej powietrzno-wodnej, jak i dla porównania, przy zastosowaniu standardowej fabrycznej instalacji zraszającej wcześniej przewidzianej w wyposażeniu kombajnu typu KSW-460NE.

Pomiary zapylenia zostały wykonane przez pracowników GIG KD „Barbara”, natomiast pozostałe parametry były mierzone i rejestrowane przez pracowników CMG KOMAG.

Przeprowadzone regulacje i próby obydwu wariantów instalacji zraszającej doprowadziły do ustalenia ostatecznych parametrów przepływowych obu czynników (wody i sprężonego powietrza) gwarantujących skuteczne działanie instalacji.

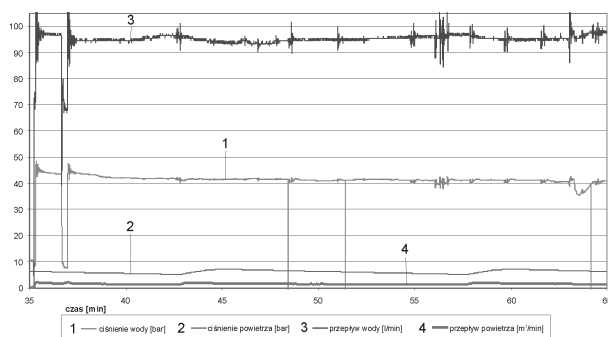
Dla instalacji powietrzno-wodnej parametry te wynosiły:

- ciśnienie wody 5,0 bar
- ciśnienie powietrza 5,5 bar
- ilość zużywanej wody 70 ÷ 90 l/min
- ilość zużywanego powietrza odpowiednio 2,5 ÷ 4,5 m³/min

Dla instalacji tylko wodnej parametry te wynosiły:

- ciśnienie wody 28 ÷ 33 bar
- ilość zużywanej wody 200 ÷ 225,0 l/min

Przeprowadzone pomiary zapylenia wykazały porównywalną skuteczność działania instalacji powietrzno-wodnej i standardowej instalacji wodnej o podanych powyżej parametrach przepływowych czynników. Ilustracją tego są przykładowe wyniki pomiarów zapylenia dokonane w dniu 11.09.2006 r. dla standardowej zraszającej instalacji wodnej i w następnym dniu (12.09.) dla zraszającej instalacji powietrzno-wodnej (rys. 13) według nowej koncepcji CMG KOMAG.



Rys.13. Przykład zapisu parametrów przepływowych czynnika mieszaniny powietrzno-wodnej zarejestrowany w trakcie badań instalacji w dniu 12.09.2006 r.

Z przeprowadzonych badań zapylenia dla standardowej instalacji wodnej wynika, że przyrost zapylenia

w powietrzu między wlotem do ściany, a wylotem ze ściany, odpowiednio wynosił: według pomiarów pyłomierzem CIP-10: 0,39 mg/m³ dla frakcji respirabilnej i 13,78 mg/m³ dla zapylenia całkowitego oraz według pomiarów pyłomierzem HUND 1,43 mg/m³ w zakresie frakcji respirabilnej.

Dla pomiarów zapylenia ze stosowaniem instalacji powietrzno-wodnej uzyskano przyrost zapylenia powietrza między wlotem do ściany, a wylotem ze ściany, odpowiednio wynosił: dla pomiarów pyłomierzem CIP-10 0,8 mg/m³ dla frakcji respirabilnej i 9,08 mg/m³ dla zapylenia całkowitego oraz dla pomiarów pyłomierzem HUND 0,04 mg/m³ w zakresie frakcji respirabilnej.

6. Podsumowanie

Całość prac badawczych, konstrukcyjnych i wykonawczych w zakresie nowego rozwiązania instalacji zraszającej została zrealizowana w ramach dofinansowanego przez MEiN projektu celowego, realizowanego przez Jastrzębską Spółkę Węglową S.A. i Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG.

Przeprowadzone w KD „Barbara” badania wykazały przydatność i słuszność przyjętej koncepcji stanowiska badawczego oraz obranej metodyki badań, dla określania skuteczności działania kombajnowych instalacji zraszających kombajnów ścianowych w aspekcie gaszenia i zapobiegania zapłonom gazu.

Przeprowadzone badania stanowiskowe w KD „Barbara” pokazały, że nowe rozwiązanie powietrzno-wodnej instalacji w zastosowaniu do kombajnu ścianowego KSW-460NE może zapewnić, w przypadku wystąpienia w czasie urabiania zagrożeń metanowych, skuteczne zapobieganie inicjacom zapłonu gazu oraz skuteczne gaszenie już występującego zapalonego gazu [2]. Potwierdziły to wyniki badań, które pozwoliły na sformułowanie wniosków, w tym przypadku dla producenta kombajnu ścianowego KSW-460NE wyposażonego w prototypową powietrzno-wodną instalację zraszającą, stanowiących podstawę do uzyskania certyfikatu dla takiej wersji kombajnu.

Po uzyskaniu certyfikatu, jako warunku dopuszczenia do prób dołowych, kombajn typu KSW-460NE wyposażono w instalację zraszającą powietrzno-wodną z wykorzystaniem sprężonego powietrza i po przeprowadzeniu z wynikiem pozytywnym dodatkowych prób na powierzchni, zlokalizowano w ścianie nr W-9 w kopalni „Pniówek”.

Przeprowadzone badania eksploatacyjne nowej, opracowanej w CMG KOMAG, koncepcji zraszania powietrzno-wodnego z wykorzystaniem sprężonego powietrza, zastosowanego w kombajnie ścianowym typu KSW-460NE w ścianie W-9 kopalni „Pniówek”

pokazały, że proponowany system zraszania jest porównywalny pod względem skuteczności zwalczania zapylenia, z dotychczas stosowanym systemem wodnym. Istotną zaletą nowego zraszania jest znaczące zmniejszenie ilości wody zraszającej, co ma niezwykle, pozytywne znaczenie, zarówno w trakcie urabiania, transportu urobku, jak i w procesie wzbogacania węgla. Zastosowane rozwiązanie konstrukcyjne, choć wymaga pewnych korekt, potwierdziło swą przydatność w warunkach eksploatacyjnych.

Badania przeprowadzone w ścianie W-9 kopalni „Pniówek” potwierdziły także prawidłowość rozwiązania konstrukcyjnego dwuczynnиковych dysz zraszających opracowanych w CMG KOMAG. Zastosowanie tych dysz wykazało ich przydatność w trudnych warunkach dołowych, a parametry strugi zraszającej dysz okazały się korzystniejsze w porównaniu do zastosowanych (na drugim ramieniu) dwuczynnиковych dysz produkcji zagranicznej.

Zastosowanie w instalacji sprężonego powietrza, jako drugiego medium mieszanego z wodą, zapewnia dobrą skuteczność wytrącania pyłu, jednocześnie znacząco ograniczając zużycie wody. Ponadto wytwarzane przez dysze strumienie mieszaniny powietrzno-wodnej mają właściwości rozrzedzania metanu, a także tłumienia ewentualnych zapłonów gazu.

Literatura

1. Lebecki K., Sedlaczek J., Zellner E.: Koncepcja stanowiska oraz sposobu badań skuteczności zraszania, w aspekcie zagrożeń wynikających z zapłonów metanu. Praca nie publikowana. Grudzień 2005.
2. Lebecki K., Prostański D., Sedlaczek J., Zellner E.: Wyniki pilotażowych badań nowej instalacji powietrzno-wodnego zraszania na kombajnach ścianowych, w aspekcie gaszenia i zapobiegania zapłonem gazu. Przegląd Górniczy nr 7-8/2006. Lipiec–sierpień 2006.
3. Olszewski M. i in.: Pomiary zadanych wielkości podczas badań eksploatacyjnych zraszania powietrzno-wodnego w ścianie W-9 w KWK „Pniówek”. Sprawozdanie z badań nr 59/BT/2006. Laboratorium Badań Stosowanych CMG KOMAG. Praca nie publikowana. Gliwice, wrzesień 2006.
4. Zellner E. i in.: Badanie prototypowej instalacji zraszającej powietrzno-wodnej zabudowanej na kombajnie ścianowym KSW-460NE – określenie emisji zapylenia. Dokumentacja pracy badawczo-rozwojowej KD „Barbara”. Wrzesień 2006.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Konstrukcje ochronne operatorów górniczych maszyn przodkowych

Streszczenie

Wprowadzanie w przemyśle górniczym nowych rozwiązań maszyn i urządzeń wiąże się między innymi z zapewnieniem odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa operatorów pracujących na tych maszynach. Jednym ze sposobów zwiększenia bezpieczeństwa pracy operatora jest zabezpieczenie go przed obwałami skał ze stropu. Zgodnie z obowiązującymi normami i aktami prawnymi samobieżne maszyny chodnikowe pracujące w podziemiach kopalń muszą być wyposażone w konstrukcje ochronne operatora. W artykule przedstawiono akty prawne i normy określające wymagania, jakie stawia się konstrukcjom ochronnym operatora maszyn stosowanych w podziemnych wyrobiskach górniczych oraz doświadczenia CMG KOMAG związane z projektowaniem konstrukcji ochronnych operatora.

Summary

Incorporation of new solutions of mining machines and equipment is directly associated with securing a proper safety level to the machines' operators. Protection of operators against roof falls is one of the methods for increasing operators work safety. According to the standards and legal acts, the self-propelled machines, which operate underground, have to be equipped with protective structures. Legal acts and standards determining the requirements, which are put to the protective structures for operators, which work on machines in underground mine roadways as well as KOMAG's experience in designing of operator's protective structures are presented in the paper.

1. Wstęp

Zwiększenie wydajności procesu eksploatacji węgla wymusza konieczność wprowadzania w przemyśle górniczym coraz to nowocześniejszych maszyn z równoczesnym ograniczeniem prac wykonywanych ręcznie.

Oprócz ekonomicznych aspektów mechanizacji robót bardzo ważne jest zapewnienie odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa pracujących załóg górniczych.

Zagrożenia, jakie występują podczas normalnej eksploatacji węgla to między innymi obwały skał ze stropu, które bezpośrednio zagrażają życiu operatora maszyny górniczej. W związku z tym samobieżne maszyny chodnikowe pracujące w podziemiach kopalń powinny być tak projektowane, aby istniała możliwość wyposażenia ich w konstrukcje chroniące operatora przed spadającymi przedmiotami spełniające wymogi FOPS (*Falling-object protective structures*).

2. Wymagania dotyczące konstrukcji ochronnych operatora

Wymagania dotyczące konstrukcji ochronnych operatora określają następujące przepisy i normy:

- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 98/37/WE z dnia 22 czerwca 1998 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do maszyn.
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań

dla maszyn i elementów bezpieczeństwa wraz z późniejszymi zmianami (Dz.U. Nr 263 poz. 2203).

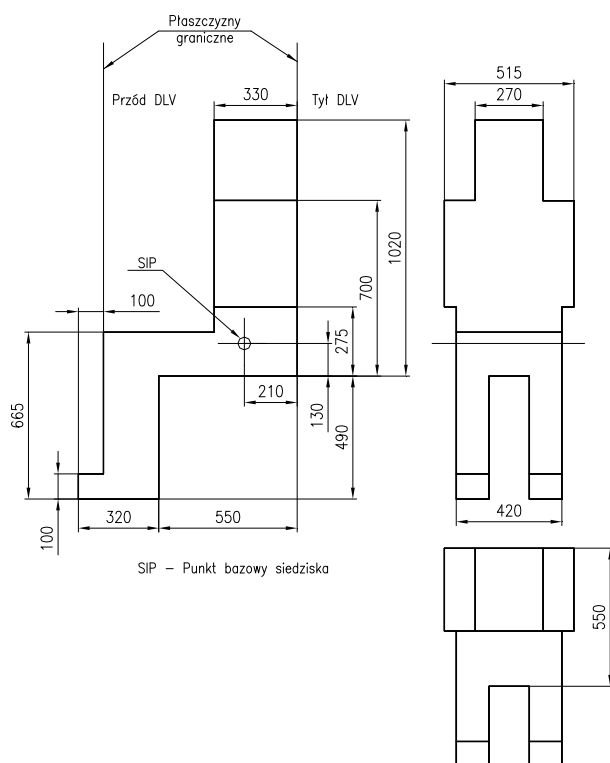
- Polska Norma PN-ISO 3164:1998: Maszyny do robót ziemnych. Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora. Wymagania dotyczące przestrzeni ochronnej.
- Polska Norma PN-EN 13627:2002: Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.
- Polska Norma PN-92/G-59001: Samojezdne maszyny górnicze. Konstrukcje chroniące operatora przed obwałami skał. Wymagania i badania.
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124 poz. 862 i 863).

Podstawową normą precyzującą wymagania, jakie musi spełnić konstrukcja ochronna operatora jest zharmonizowana z Dyrektywą Maszynową, Polska Norma PN-EN 13627:2002: „Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne”. Niniejsza norma przedstawia wymagania dotyczące konstrukcji ochronnych przed spadającymi przedmiotami. Z uwagi na różne klasy i wielkości maszyny, które pracują w zmiennych warunkach otoczenia norma uwzględnia dwa poziomy kryteriów odbioru, oparte na faktycznym

zastosowaniu maszyny [2]. W myśl tej normy, jeżeli maszynie, w której znajduje się operator zagrażają spadające przedmioty lub materiały, powinna być ona wyposażona w konstrukcję chroniącą przed spadającymi przedmiotami FOPS [1]. Samojezdne maszyny chodnikowe pracujące w przodkach górniczych narażone mogą być na kontakt z odpadającymi skałami ze stropu z niezabezpieczonej jeszcze obudową części wyrobiska i w związku z tym powinny być wyposażone w odpowiednie konstrukcje ochronne.

Zadaniem konstrukcji chroniącej FOPS jest zapewnienie właściwej ochrony operatora przed spadającymi przedmiotami, których energia nie przekracza 11,6 kJ. Zdolność do pochłonięcia przez konstrukcję ochronną tej energii powinna być potwierdzona badaniami w zakresie odporności na obciążenia udarowe wg normy PN-EN 13627:2002 [2].

W przypadku występowania zagrożenia spowodowanego spadającymi skałami, konstrukcja ochronna powinna zapewniać operatorowi odpowiednią przestrzeń tzw. przestrzeń DLV, (ang. *Deflection-limiting volume*), w której nie wystąpią odkształcenia sprężyste i plastyczne. Przestrzeń DLV stanowi „prostokąt ściennie odwzorowanie wysokiego, siedzącego mężczyzny-operatora w normalnej odzieży i kasku ochronnym” (rys. 1) [3].



Rys.1. Przestrzeń chroniona DLV [3]

Własności konstrukcji ochronnej FOPS są oceniane pod kątem jej odporności na uderzenia. Konstrukcja ochronna FOPS powinna być tak zaprojektowana, aby całkowicie pokrywała i zachodziła na pionowy rzut

makiety przestrzeni DLV. Podczas badań makieta przestrzeni DLV nie może być naruszona przez konstrukcję ochronną zarówno przy pierwszym, jak i przy następnych uderzeniach obciążnika. Jeżeli spadający obciążnik spowoduje naruszenie przestrzeni DLV przez konstrukcję ochronną, lub przebijie jej poszycie, wówczas uznaje się, że badana konstrukcja nie spełnia wymogów normy [2].

Istnieje również Polska Norma PN-92/M-59001: „Samojezdne maszyny górnicze. Konstrukcje chroniące operatora przed obławami skał. Wymagania i badania”. Norma ta dotyczy konstrukcji ochronnych operatorów samojezdnych maszyn górniczych (SMG) przed skutkami stropowych obwałów skalnych. Wymagania tej normy należy uwzględniać przy projektowaniu, produkcji oraz badaniach i ocenie konstrukcji chroniących operatorów samojezdnych maszyn górniczych przeznaczonych do pracy pod ziemią, montowanych na ramach nośnych (SMG). Według normy PN-G-02201: „Maszyny i urządzenia górnicze. Samojezdne maszyny górnicze. Terminologia i klasyfikacja.” (SMG) jest maszyną przemieszczającą się na podwoziu oponowym lub gąsienicowym, z własnym niezależnym napędem spalinowym bądź elektrycznym i przeznaczona jest do pracy w podziemnych wyrobiskach górniczych [4]. W myśl tej normy konstrukcja chroniąca operatora (SMG) przed obławami skalnymi (RSPS) jest układem elementów konstrukcyjnych, które w istotny sposób zmniejszają stopień zagrożenia operatora maszyny wynikającego ze stropowych obwałów skalnych. Konstrukcja ta powinna zapewniać operatorowi siedzącemu na stanowisku pracy ochronę przed zgnieciem przy uderzeniu pionowym w maszynę odłamka skalnego z energią 60 kJ [5].

Również Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124 poz. 863) określa wymagania, jakie muszą spełniać konstrukcje ochronne operatora maszyn z napędem spalinowym stosowanych w procesie technologicznym wydobywania rud metali nieżelaznych. Według tego Rozporządzenia konstrukcja ochronna powinna zapewniać nienaruszenie przestrzeni ochronnej operatora podczas obciążenia dynamicznego o energii 60 kJ [6].

3. Rozwiązania konstrukcji ochronnych operatora

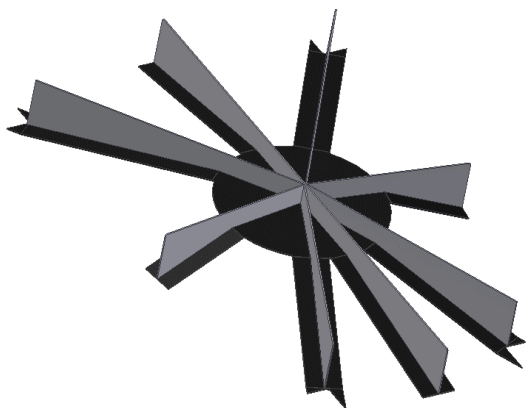
Obecnie w górnictwie węglowym pracuje wiele różnych maszyn przodkowych, które nie posiadają konstrukcji ochronnych. Stwarza to zagrożenie uderzenia operatora spadającymi odłamkami skał pod niezabez-

pieczonym lub niestabilnie zabezpieczonym stropem. Dotyczy to przede wszystkim maszyn chodnikowych takich, jak ładowarki i wozy wiertnicze, przy zastosowaniu których prowadzona jest eksploatacja w czole przodku. Projektowanie konstrukcji ochronnych z pominięciem wymagań wyżej wymienionych norm i aktów prawnych nie gwarantuje właściwego zabezpieczenia przed obwałami i spadającymi odłamkami skał ze stropu.

Na rysunku 2 pokazano jedną z zaprojektowanych w Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG konstrukcji ochronnych operatora przeznaczoną do zabudowy na ładowarce ŁBT-1200EH/LS-A.

Na czterech podporach tworzących trapez w rzucie na płaszczyznę poziomą usytuowano konstrukcję skrzynkową mającą za zadanie chronić przestrzeń operatora. Wspomniana konstrukcja skrzynkowa składa się z poszycia górnego i dolnego, pomiędzy którymi umieszczono promieniście ułożone uźebrowanie (rys. 3).

a)



Uźebrowanie połączone jest z poszyciem górnym, a w swojej dolnej części ma przyspawaną blachę. Żebra mają największą wysokość na swoich końcach, malejącą w miarę ich zagęszczania, co zapewnia równomierny rozkład naprężeń na całej długości uźebrowania.

Podczas uderzenia poszycie górne wraz z uźebrowaniem poddawane jest zginaniu, przez co pochłania energię uderzenia. Podczas zginania poszycia górnego poszycie dolne osłony operatora poddawane jest rozciąganiu. Z jednej strony rozciąganie, a z drugiej kompensacja go przez rozciąganą blachę poszycia dolnego powodują wytracenie energii uderzenia bez odkształceń poszycia dolnego.

Kabina operatora pokazana na rysunku 4 podobnie jak omówiona wcześniej osłona operatora (rys. 2) zbudowana jest z poszycia górnego i poszycia dolnego, pomiędzy którymi umieszczono promieniście ułożone uźebrowanie (rys. 5).

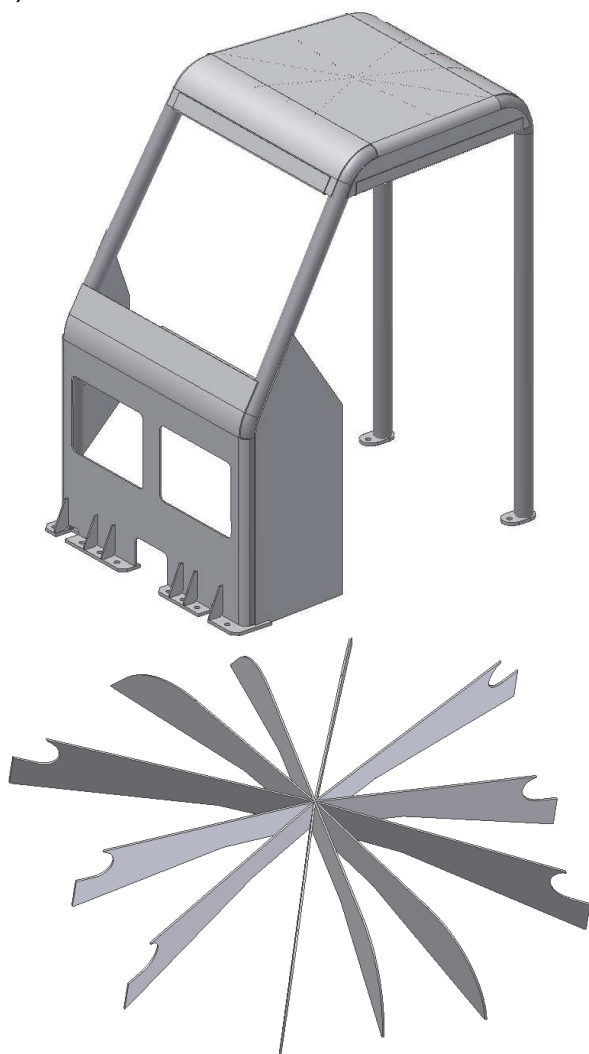
b)



↑ Rys.2. Konstrukcja ochronna operatora ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A: a) model, b) obiekt rzeczywisty

← Rys.3. Uźebrowanie konstrukcji ochronnej

a)



b)



↑ Rys.4. Kabina operatora ładowarki ŁBT-1200EH/LAS-A:
a) model, b) obiekt rzeczywisty

⇐ Rys.5. Uzębrowanie kabiny operatora

Wyżej wymienione konstrukcje ochronne operatora są przeznaczone do zabudowy na maszynach pracujących w podziemiach kopalń, gdzie może nastąpić obwół skał ze stropu. Dzięki zastosowaniu tych osłon zagwarantowane jest bezpieczeństwo pracy operatorów przed opadającymi masami skalnymi, których energia nie przekracza 11,6 kJ.

4. Obliczenia numeryczne MES konstrukcji ochronnych

W Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, w procesie projektowo-konstrukcyjnym stosowane są metody wirtualnego prototypowania. Do jednej z nich należą obliczenia numeryczne metodą elementów skończonych (MES). Wykorzystywane w projektowaniu konstrukcji ochronnych maszyn górniczych numeryczne metody obliczeniowe pozwalają już w trakcie projektu wstępnego zweryfikować poprawność zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych oraz sprawdzić rozwiązanie pod względem wytrzymałościowym. Dodatkową ich zaletą jest możliwość przeprowadzenia dowolnej liczby analiz bez konieczności wykonywania

fizycznego prototypu. Taka organizacja procesu projektowo-konstrukcyjnego znacznie skraca czas projektowania oraz zmniejsza jego koszty. Przykłady takiego podejścia do projektowania konstrukcji ochronnych można odnaleźć w pozycjach literaturowych [7, 8, 9, 10, 11].

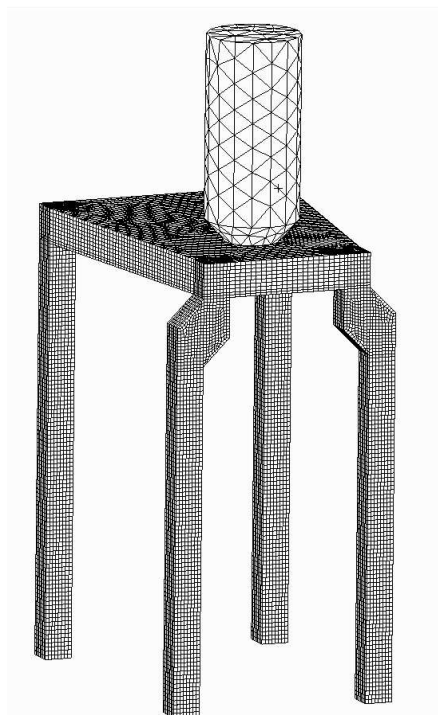
Do budowy modelu obliczeniowego stosowane są przestrzenne modele geometryczne, tworzone w systemach CAD.

Model obliczeniowy składa się z modelu obciążnika i modelu konstrukcji chroniącej operatora FOPS. W celu uzyskania wymaganej energii uderzenia o wartości 11600 J, utworzono model obciążnika o masie 520 kg i nadano mu prędkość początkową 6,67 m/s, co odpowiada spadkowi swobodnemu z wysokości 2,3 m od górnej powierzchni górnego poszycia FOPS. Podana masa obciążnika wynika z potrzeby odwzorowania takich samych warunków jak na stanowisku badawczym, na którym weryfikowano model obliczeniowy. Model obciążnika składa się z elementów przestrzennych TETRA 4. Początkowa odległość pomiędzy obciążnikiem a górnym poszyciem FOPS wynosiła 1 mm.

Model obliczeniowy FOPS posiada następujące uproszczenia w odniesieniu do modelu geometrycznego:

- wszystkie elementy FOPS poddano dyskretyzacji za pomocą elementów powłokowych QUAD 4 i tria 3, (rys. 6),
- połączenia zakładkowe zastąpiono elementami skończonymi o grubości równej sumie grubości blach w tym połączeniu.

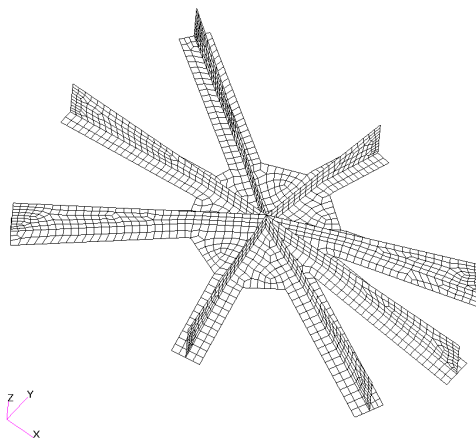
a)



wykres przemieszczeń węzła znajdującego się na dolnym poszyciu nad głową operatora.

Maksymalne ugięcie (odkształcenie sprężyste i plastyczne) dolnego poszycia wynosi 1 mm. Mapę przemieszczeń oraz deformację FOPS przedstawiono na rysunkach 8 i 9. Maksymalne ugięcie wynosi 41 mm i znajduje się na górnym poszyciu, w miejscu upadku obciążnika.

b)



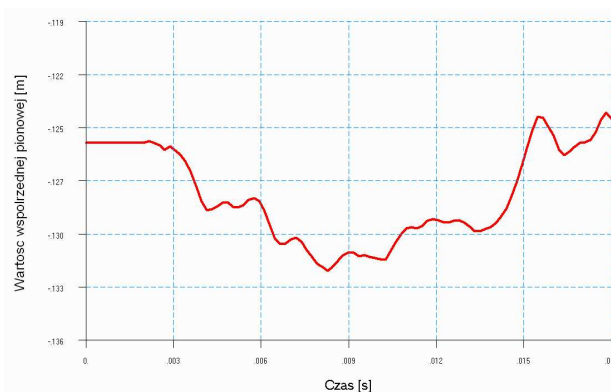
Rys.6. Model obliczeniowy FOPS: a) widok ogólny, b) uzębrowanie znajdujące się pomiędzy górnym i dolnym poszyciem

Przyjęto następujące własności materiałowe:

- model materiału: sprężysto-plastyczny bez umocnienia,
- moduł Younga $E = 2.068^{11} \text{ Pa}$,
- liczba Poissona $\eta = 0,29$,
- granica plastyczności $R_{emin} = 330 \text{ MPa}$.

Model obliczeniowy utwierdzono na dolnych krawędziach podpór pionowych konstrukcji. Obliczenia MES zostały przeprowadzone w programie MSC.Dytran. Proces obliczeń przerwano, gdy weryfikowana konstrukcja przejęła całą energię uderzenia (osiągnięto maksymalne wartości przemieszczeń i naprężeń) oraz osiągnięto proces częściowego ustabilizowania konstrukcji po uderzeniu.

W wyniku analizy otrzymano przemieszczenia i naprężenia występujące w całej FOPS oraz przemieszczenia węzła znajdującego się na powierzchni dolnego poszycia FOPS. Wartości przemieszczeń dolnego poszycia miały decydujące znaczenie podczas badań doświadczalnych. Przekroczenie wartości 50 mm dyskwalifikowało weryfikowany obiekt (naruszenie przestrzeni chronionej DLV). Na rysunku 7 przedstawiono

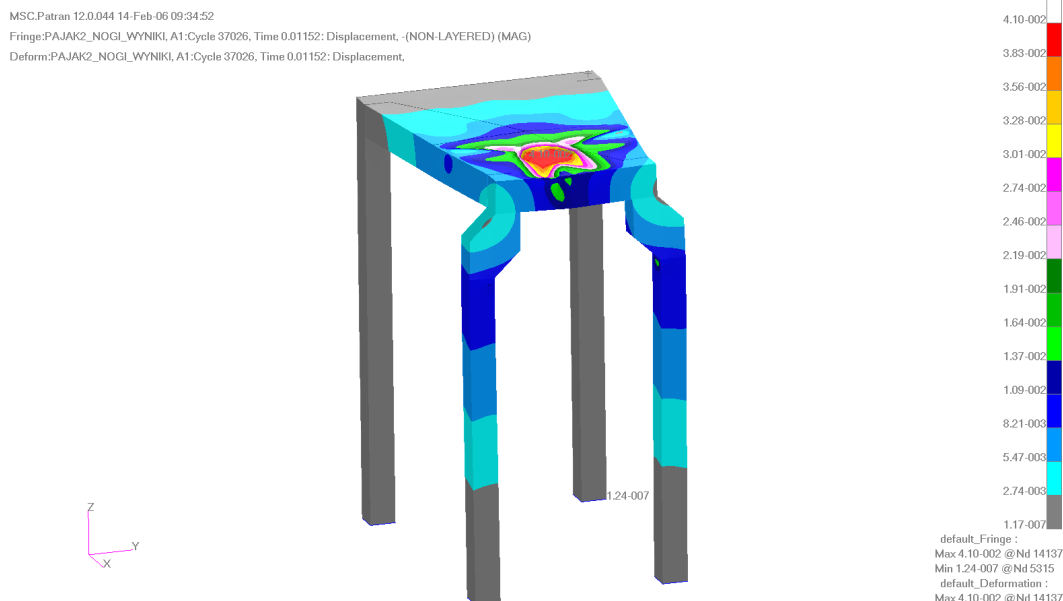


Rys.7. Wykres zmiany wartości przemieszczenia pionowego węzła nr 11895

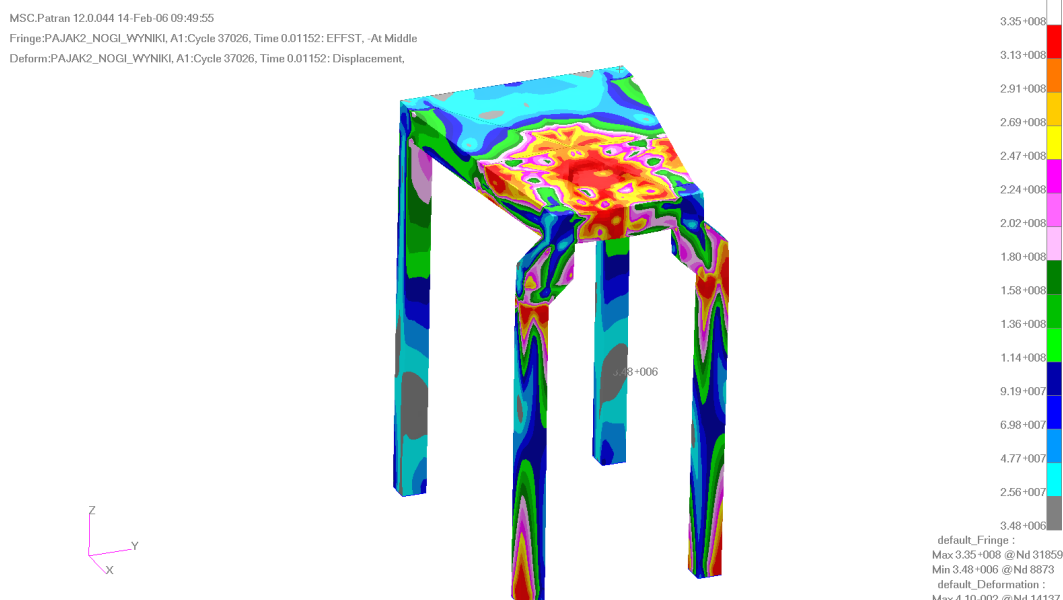
5. Weryfikacja wyników obliczeń numerycznych MES

Weryfikację wyników badań numerycznych przeprowadzono na stanowisku badawczym. Procedura badawcza według PN-EN 13627:2002 obejmuje następujące czynności:

- umieszczenie obciążnika badawczego na górnej powierzchni konstrukcji chroniącej,



Rys.8. Mapa przemieszczeń po upadku obciążnika o energii 11600 J, dla czasu 0,01152 s



Rys.9. Mapa naprężeń zredukowanych na górnym poszyciu FOPS po upadku obciążnika o energii 11600 J, dla czasu 0,01152 s

- umieszczenie obciążnika na wymaganej wysokości (rys. 10),
- zrzućcie obciążnika tak, aby miejsce zrzucenia obejmowało co najmniej część rzutu pionowego obszaru górnej płaszczyzny makiety DLV.

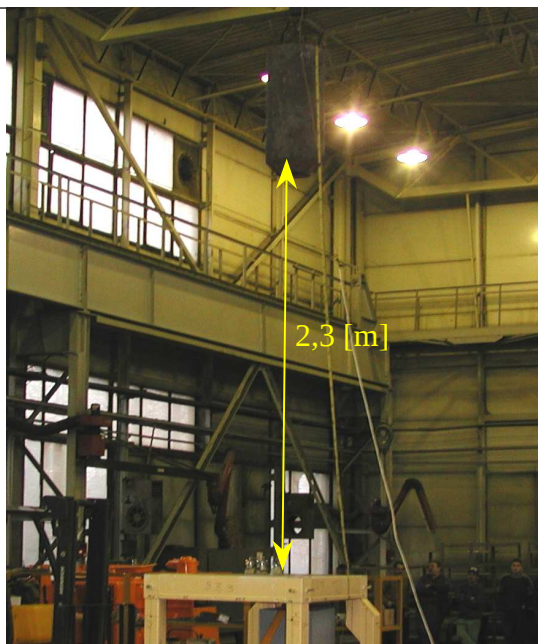
Wynikiem badania stanowiskowego jest określenie czy energia uderzenia równa 11600 J powoduje, że konstrukcja ochronna narusza przestrzeń DLV. Wykonywane są pomiary wartości maksymalnego ugięcia konstrukcji, (rys. 11).

Specyfika analizowanej konstrukcji chroniącej operatora charakteryzuje się występowaniem strefy zgniotu, której odkształcenia spowodowane upadkiem obciąż-

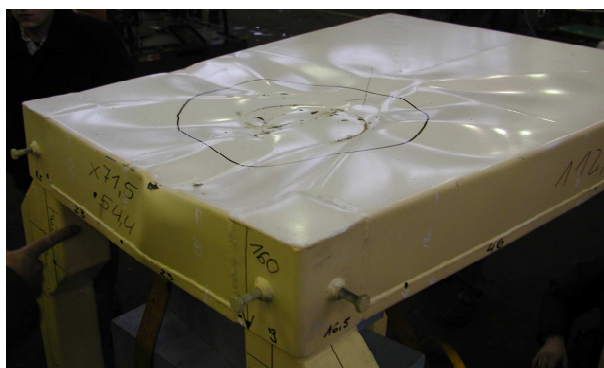
znika nie powodują ugięcia (odkształcenia) dolnego poszycia.

Na potrzeby weryfikacji obliczeń MES zastosowano tradycyjną metodę pomiarową oraz metodę odwrotnego projektowania [12].

Przemieszczenie dolnego poszycia wyniosło 10 mm, natomiast górnego wyniosło 41 mm. Uzyskano wysoką zgodność wyników badań i symulacji komputerowej. Niewielkie różnice wynikają z wtórnych odbić obciążnika i uderzeń w konstrukcję. Uderzenia te były przyczyną powstania dodatkowych deformacji w górnym poszyciu.



Rys.10. Wymagana wysokość zawieszenia obciążnika przed badaniem



Rys.11. Pomiar maksymalnego ugięcia po badaniach stanowiskowych



Wielkość deformacji wyznaczona za pomocą obliczeń numerycznych zweryfikowanych następnie badaniami stanowiskowymi wykazała poprawność konstrukcji ochronnej operatora z uwagi na jego wymagania wytrzymałościowe FOPS.

Obliczenia numeryczne pozwoliły już w fazie projektowania na sprawdzenie i skorygowane proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych.

Pozytywne wyniki obliczeń numerycznych oraz badań stanowiskowych przeprowadzonych dla osłony operatora (rys. 2) przyczyniły się do rozwinięcia prac projektowych i konstrukcyjnych w postaci montowanej na ładowarce ŁBT-1200EH/LS-A kabiny operatora. W wyniku podjętych w CMG KOMAG prac skonstruowano a następnie wykonano kabinę chroniącą operatora przed skutkami FOPS (rys. 4).

6. Wnioski

W artykule przedstawiono sposób projektowania konstrukcji ochronnych operatora realizowany w CMG

KOMAG w oparciu o normy i akty prawne określające wymagania, jakie musi spełniać taka konstrukcja, aby skutecznie chroniła operatora przed spadającymi skałami stropowymi. Z przedstawionych w treści artykułu przepisów wynika, że przepisy krajowe dla samojezdnych maszyn górniczych są bardziej restrykcyjne niż normy zharmonizowane (co do wartości dyssypacji energii uderzenia).

Norma PN-EN 13627:2002: wymaga, aby konstrukcja ochronna była w stanie pochłonąć energię rzędu 11,6 kJ, podczas gdy według normy PN-92/G-59001 oraz Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniającego rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 124 poz. 862 i 863) energia dyssypacji uderzenia wynosi 60 kJ.

Ciągle doskonalone metody projektowania i obliczania konstrukcji ochronnych operatora z uwzględnieniem wymagań FOPS, oraz weryfikowalność tych

metod za pomocą badań stanowiskowych, zapewniają właściwy sposób projektowania tego typu konstrukcji.

Wirtualne prototypowanie konstrukcji ochronnych umożliwia między innymi identyfikację wielkości mechanicznych, jakie mogą wystąpić w wyniku badań doświadczalnych. Pozwala to jednocześnie na ograniczenie kosztownych badań doświadczalnych często wartościowych rozwiązań konstrukcyjnych.

Do badań przekazywane są tylko te rozwiązania, w których obliczone przemieszczenia mieszczą się w granicach przewidzianych normą, tzn. nie naruszają przestrzeni chronionej DLV.

Literatura

1. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 263 poz. 2203).

-
2. Polska Norma PN-EN 13627:2002: Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.
 3. Polska Norma PN-ISO 3164:1998: Maszyny do robót ziemnych. Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora. Wymagania dotyczące przestrzeni ochronnej.
 4. Polska Norma PN-G-02201:1998: Maszyny i urządzenia górnicze. Samojezdne maszyny górnicze. Terminologia i klasyfikacja.
 5. Polska Norma PN-92/G-59001: Samojezdne maszyny górnicze. Konstrukcje chroniące operatora przed obławami skał. Wymagania i badania.
 6. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124 poz. 862 i 863).
 7. Rusiński E., Smolnicki T., Karliński J.: Badania symulacyjne bezpieczeństwa kabin ochronnych maszyn górniczych. Przegląd Mechaniczny nr 15, 1998 r., s. 20-25.
 8. Karliński J., Rusiński E.: Numeryczna symulacja zniszczenia kabin ochronnych maszyn górniczych. Górnictwo Odkrywkowe nr 4-5, 2003 r., s. 39-42.
 9. Dudziński P.: Badania wirtualne oraz eksperymentalne w projektowaniu pojazdów przemysłowych. Transport Przemysłowy nr 1, 2003 r., s. 54-59
 10. Karliński J., Wach Z.: Obliczenia wytrzymałościowe kabiny specjalistycznej maszyny do prowadzenia robót w kopalniach Karoliński szczególnie niskich wyrobiskach. Transport Przemysłowy nr 2, 2006 r., s. 33-35.
 11. Karliński J., Lewandowski T., Przybyłek G., Słomski W.: Nowe rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne w kabinach operatorów maszyn górnictwa podziemnego. Transport Przemysłowy nr 1, 2006 r., s. 58-60.
 12. Tokarczyk J., Bojara S., Chuchnowski W.: Zastosowanie metody odwrotnego projektowania w weryfikacji obliczeń dynamicznych MES. Spotkanie użytkowników oprogramowania MSC.Software. Mszczonów 2006.
- Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2006 r.*
- Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora*