

Modelowanie konstrukcji osłony ratowniczej indywidualnej

Streszczenie

W niniejszej publikacji przedstawiono symulację komputerową crash-testów osłon ratowniczych, opracowanych w ITG KOMAG, służących do zabezpieczenia ratownika znajdującego się w przodku tunelu ratowniczego. Przedstawiono przykład doboru parametrów konstrukcyjnych osłony ratowniczej indywidualnej ze względu na kryterium minimalizacji masy, przy równoczesnym spełnieniu wymagań dyrektywy FOPS.

Summary

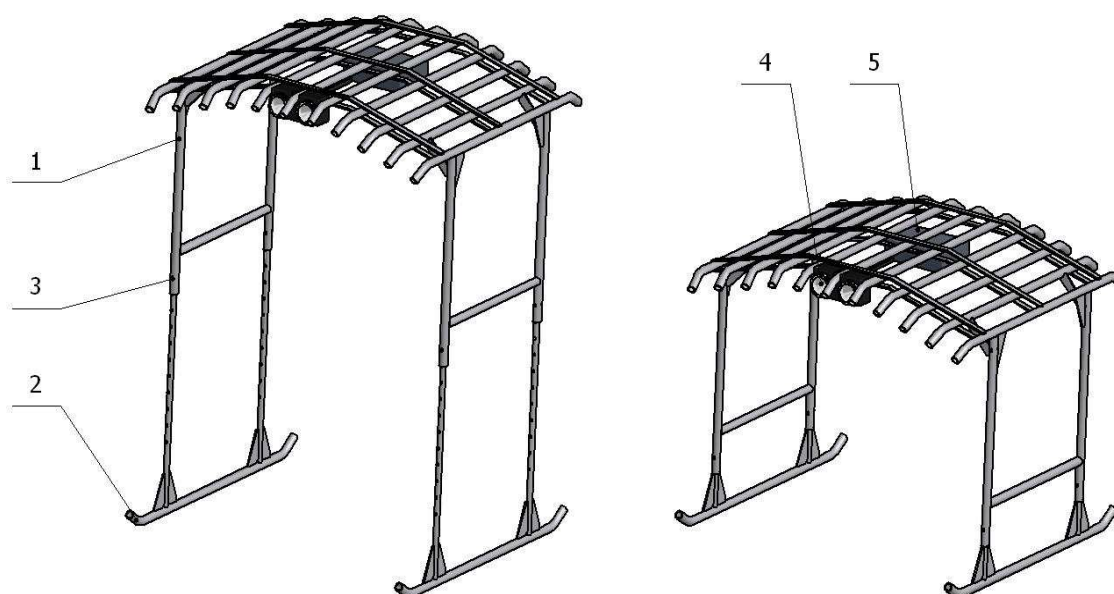
Computer simulation of crash tests of rescue shield supports, developed in KOMAG to protect rescuers, which are working in the rescue tunnel face, are presented in the paper. Examples of selecting the design parameters of individual rescue support to minimise its weight with meeting the requirements of FOPS directive, are given.

1. Wprowadzenie

W przypadku wystąpienia katastrofy górniczej bezpieczeństwo pracy załóg górniczych w dużej mierze uzależnione jest od szybkiej i sprawnej akcji ratowniczej. W wyniku zaistniałego zdarzenia losowego, wyrobisko może zostać wypełnione zniszczonymi elementami obudowy, sprzętu oraz często rozdrobnionym węglem lub odłamkami skał na określonej długości. W zagruzowanym wyrobisku często zostają uwięzieni ludzie. Dotarcie do zagrożonej załogi wymaga wykonania w zawale wyrobiska ratowniczego, którego kształt i kierunek jest zmienny i dostosowany do bieżących potrzeb oraz warunków występujących w wyrobisku, np. przeszkód trudnych do

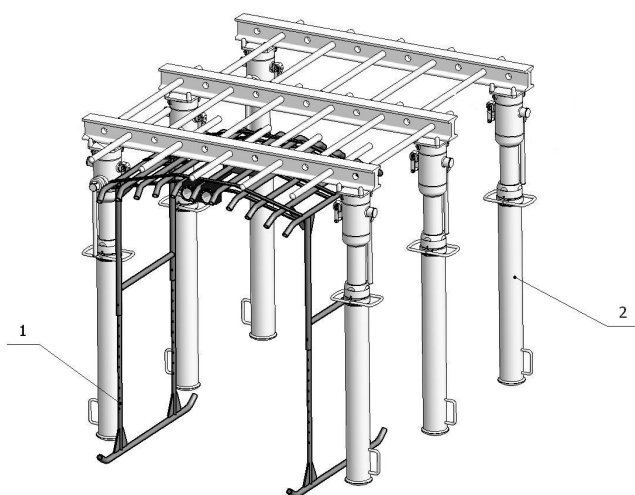
usunięcia, i zabezpieczenia go taką obudową, aby ratownikom oraz osobom poszkodowanym zapewnić możliwie największe bezpieczeństwo [1, 6]. Obudowa prowadzona bez kontaktu z rumowiskiem otaczającym wyrobisko może być narażona na obciążenie dynamiczne wywołane uderzeniem opadających skał. Z kolei drażnienie tunelu w skałach silnie rozdrobnionych powoduje, że rumosz skalny przedostaje się do przedziału roboczego.

Analiza konstrukcji obudów ratowniczych stosowanych w polskim górnictwie węgla kamiennego, przedstawiona szczegółowo w pracy [3], dowodzi, że dotychczas nie zostały w pełni rozwiązane, między innymi, problemy zabezpieczenia ratownika znajdującego się w przodku tunelu ratowniczego.



Rys.1. Schemat osłony ratowniczej indywidualnej, rozsuniętej na maksymalną i minimalną wysokość [3]

W związku z powyższym w ITG KOMAG opracowano koncepcję osłony ratowniczej indywidualnej, przeznaczonej przede wszystkim do zabezpieczenia ratownika pracującego w przodku zgruzowanego wyrobiska. Osłona ratownicza indywidualna, przedstawiona schematycznie na rysunku 1, składa się z: daszka (1) i płóz (2), połączonych ze sobą sworzniami (3) – dzięki czemu istnieje możliwość regulacji wysokości osłony. Dodatkowo, osłona może być wyposażona w lampę (4) oraz akumulator (5). Konstrukcja osłony pozwala na przejęcie obciążenia dynamicznego, spowodowanego np. spadającymi odłamkami skał oraz elementami zniszczonej obudowy wyrobiska. Oprócz podstawowego zastosowania - ochrony ratownika pracującego bezpośrednio w przodku – indywidualna osłona ratownicza może być wykorzystana jako dodatkowe zabezpieczenie odcinka chodnika, szczególnie narażonego na obciążenia dynamiczne, np. zlokalizowanego pod pustkami. Przykładowy schemat obudowy ratowniczej (2), wyposażonej w omawianą osłonę ratowniczą (1) przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Schemat obudowy ratowniczej wyposażonej w osłonę [3]

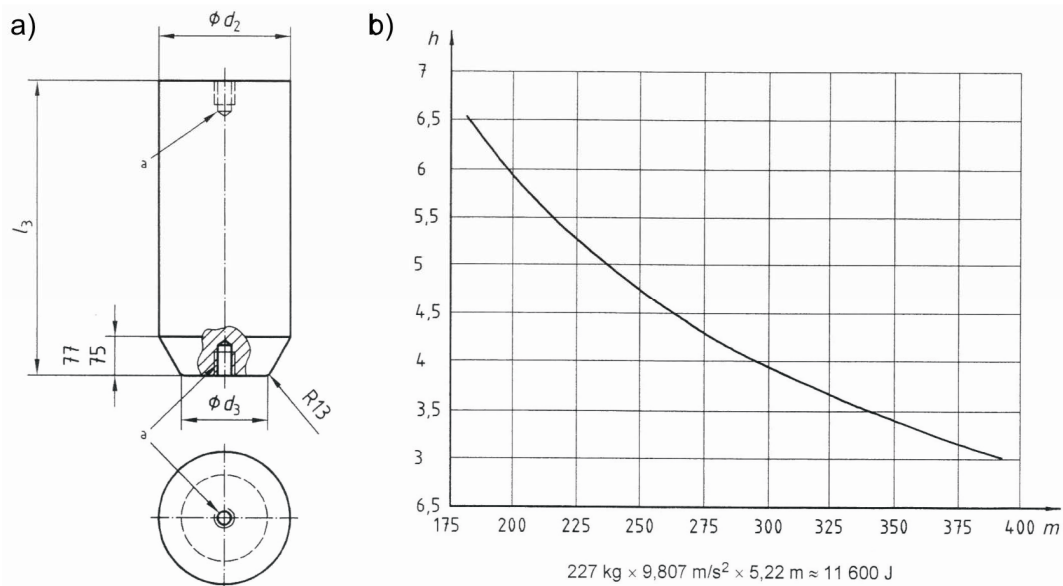
Osłona ratownicza indywidualna pełni rolę dodatkowego wzmocnienia przestrzeni stropowej zabezpieczonej obudową ratowniczą, prowadzoną w zagruzowanym wyrobisku. W związku z powyższym konstrukcja osłony powinna spełniać wymagania w zakresie konstrukcji ochronnych FOPS (ang. Falling-Object Protective Structures). W niniejszej publikacji przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych – crash-testów osłon ratowniczych, które wykorzystano w procesie doboru parametrów konstrukcyjnych, wpływających na sztywność i stateczność, z uwagi na kryterium minimalizacji masy. Badania modelowe przeprowadzono z wykorzystaniem metody elementów skończonych.

2. Obliczenia numeryczne

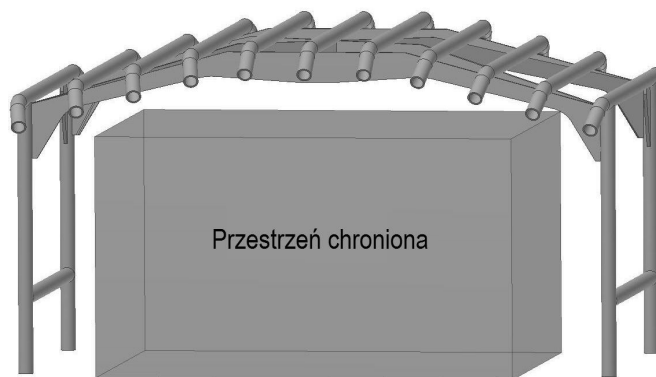
Konstrukcje ochronne muszą spełniać wymagania bezpieczeństwa zgodnie z zapisami normy PN-EN ISO 3449:2009 (oryginał) *Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne* [7]. W normie tej określono wytyczne prowadzenia prób stanowiskowych dla konstrukcji ochronnych, które podczas badań poddawane są działaniu obciążenia dynamicznego, w postaci swobodnie spadającego obciążnika. Masę obciążnika i wysokość spadku swobodnego dobiera się w zależności od warunków pracy i spodziewanej, wielkości obciążenia dynamicznego, działającego na badany obiekt. Konstrukcję indywidualnej osłony ratowniczej zaszeregowano do drugiej grupy konstrukcji ochronnych, zabezpieczających przed uderzeniem spadających dużych obiektów. Zgodnie z normą [7] podczas badań stanowiskowych na osłonę ratowniczą powinien spaść obciążnik, który w momencie uderzenia będzie miał energię kinetyczną wynoszącą 11,6 kJ. Standardowy laboratoryjny obciążnik badawczy, przedstawiony na rysunku 3a, ma kształt walca, a jego masa wynosi 227 kg. Podczas badań zrzucony jest on z wysokości 5,22 m. Wysokości spadku obciążnika wyznacza się z krzywej wymaganej energii kinetycznej podczas uderzenia, przedstawionej na rysunku 3b.

We wnętrzu obrysu konstrukcji ochronnej wydzielono przestrzeń chronioną, do której podczas zdarzenia nie powinna wniknąć żadna część osłony ratowniczej. Kształt i położenie przestrzeni chronionej zależą od pozycji, jaką zajmuje górnik podczas pracy w tunelu ratowniczym. W przypadku przodka chodnika ratowniczego strop zabezpieczany jest obudową wyprzedzającą, której oparcie stanowią odrzwia obudowy i gruzowisko. Zastosowanie osłony indywidualnej zwiększa zatem bezpieczeństwo stanowiskowe w przestrzeni oznaczonej na rysunku 4 kolorem czerwonym. Założono, że w skutek dynamicznego obciążenia wartość strzałki ugięcia, mierzona od dolnej zewnętrznej krawędzi konstrukcji osłony, nie może być większa niż 70 mm.

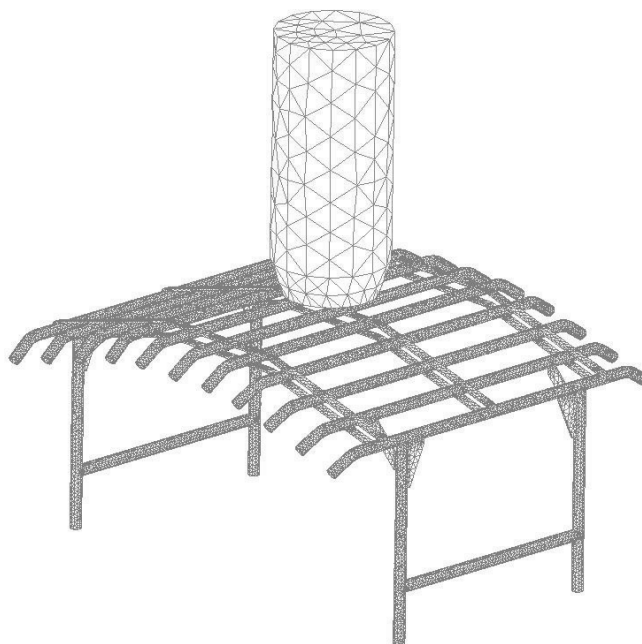
Celem sprawdzenia konstrukcji osłony ratowniczej indywidualnej zgodnie z wymaganiami w zakresie konstrukcji ochronnych FOPS, przeprowadzono badania modelowe – crash-testy – z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Wymagania zawarte w normie [7] dotyczą badań stanowiskowych obiektów rzeczywistych. Jednakże zaawansowane metody komputerowe umożliwiają przeprowadzenie symulacji uderzenia konstrukcji ochronnej jeszcze na etapie konstruowania i zweryfikowanie poprawności przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych.



Rys.3. Parametry charakteryzujące badania stanowiskowe: a) standardowy obciążnik laboratoryjny ($d_2 = 255\text{-}260 \text{ mm}$, $d_3 = 203\text{-}204 \text{ mm}$, $l_3 = 584 \text{ mm}$), b) krzywa wymaganej energii kinetycznej uderzenia [7]



Rys.4. Osłona ratownicza indywidualna z oznaczoną przestrzenią chronioną [4]



Rys.5. Modele obliczeniowe: osłony ratowniczej i standardowego obciążnika [4]

Budowa zadania numerycznego wymaga od konstruktora zdefiniowania w sposób ścisły, a szczególnie w przypadku analizy obciążenia dynamicznego, warunków przeprowadzenia analizy, gdyż dane wejściowe mają istotny wpływ na ocenę wyężenia konstrukcji oraz sposób jej deformacji pod zadaniem obciążeniem zewnętrznym. Dotyczy to zarówno dokładności odwzorowania geometrii modelu, ustalenia warunków brzegowych, jakie są nałożone na model, jak i parametrów materiałowych przyjętych przy jego budowie [2, 5]. Szczegółowe informacje dotyczące budowy zadania numerycznego przedstawiono w pracy [4]. Przykładowe modele dyskretne osłony ratowniczej indywidualnej wraz ze standardowym obciążnikiem badawczym przedstawiono na rysunku 5.

Jednorodnym elementem skończonym, z których utworzono modele dyskretne, przypisano model materiału sprężysto-plastycznego oraz zdefiniowano kontakt pomiędzy współpracującymi powierzchniami. Charakter obciążenia uderowego zależy w istotny sposób zarówno od energii poruszającego się ciała o określonej masie, jak również od prędkości z jaką uderza ono w badaną konstrukcję. W analizowanym zadaniu numerycznym zastosowano obciążenie zewnętrzne, w postaci uderu masy poruszającej się z prędkością początkową, obliczoną zgodnie z zależnością:

$$v_o = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (1)$$

gdzie:

- g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2],
- h – wysokość spadku obciążnika [m].

Celem skrócenia czasu obliczeń, model obciążnika umieszczono na wysokości 0,06 m nad modelem osłony ratowniczej i zdefiniowano jego prędkość początkową, wynoszącą 10,06 [m/s], co odpowiada prędkości jaką osiągnąłby białak spadając swobodnie z wysokości 5,22 m.

Końcowym etapem przygotowania zadania numerycznego jest wygenerowanie pliku wejściowego, zawierającego informację o geometrii, rozpatrywanym przypadku obciążenia zewnętrznego, warunkach brzegowych oraz parametry analizy (czas trwania analizy, startowy i minimalny krok czasowy, specyfikacja zbiorów wyników jakie chce się otrzymać). W następnym kroku realizowane są obliczenia numeryczne. Czas wykonywania obliczeń numerycznych zależy nie tylko od przyjętych parametrów analizy, lecz również od rozmiarów zadania numerycznego, na które istotnie wpływają: liczba stopni swobody oraz wymiar najmniejszego elementu skończonego. Wielkości te, a zwłaszcza wymiary najmniejszego elementu, są ściśle związane z uproszczeniami zastosowanymi w modelu osłony.

Ze względu na konieczność przeanalizowania istotnie różnych postaci geometrycznych i konstrukcyjnych opracowano 10 modeli przestrzennych osłon indywidualnych. Wyniki obliczeń numerycznych, w postaci maksymalnych wartości strzałki ugięcia górnej części osłony ratowniczej oraz masy analizowanych modeli, zestawiono w tabeli 1.

Zestawienie wyników obliczeń numerycznych przeprowadzonych na modelach osłony ratowniczej indywidualnej [4]

Tabela 1

model	strzałka ugięcia [mm]	masa konstrukcji [kg]
1	254,0	30,30
2	229,0	29,36
3	198,0	30,40
4	85,3	39,30
5	73,8	44,20
6	42,5	56,50
7	104,0	34,56
8	75,5	36,28
9	65,4	40,45
10	93,7	30,05

Najmniejszą wartość strzałki ugięcia uzyskano w modelu nr 6. Uwzględniając jednak kryterium minimalizacji masy konstrukcji stwierdzono, że optymalną postać konstrukcyjną ma model nr 9, przedstawiony na rysunku 6.

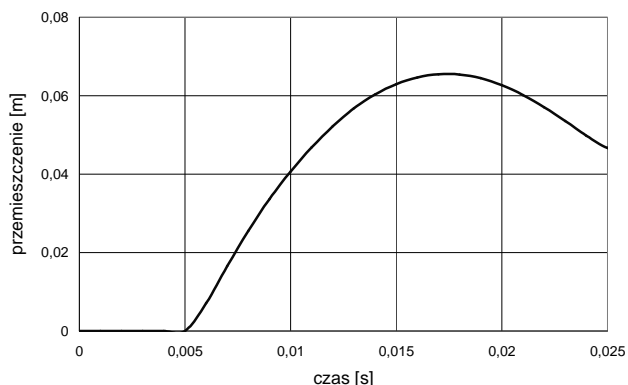


Rys.6. Model geometryczny analizowanej konstrukcji osłony ratowniczej indywidualnej – model 9 [4]

Na rysunku 7 zamieszczono mapę naprężenia zredukowanego, naniesioną na odkształconą postać analizowanego modelu 9 osłony ratowniczej indywidualnej. Przebieg czasowy przemieszczenia górnej części modelu osłony przedstawiono na rysunku 8.



Rys.7. Mapa naprężenia zredukowanego w osłonie ratowniczej indywidualnej – model 9 [4]



Rys.8. Przebieg czasowy przemieszczenia górnej części osłony – model 9 [4]

Celem sprawdzenia czy są spełnione wymagania normy [7] należy przeprowadzić badania stanowiskowe. Szczegółowe wyniki symulacji komputerowych wszystkich rozpatrywanych modeli osłon ratowniczych indywidualnych przedstawiono w pracy [4].

3. Podsumowanie

Zastosowanie osłony ratowniczej, której koncepcje przedstawiono w niniejszej publikacji, może w znacznym stopniu wpłynąć na zwiększenie bezpieczeństwa pracy ratowników górniczych, zarówno przy budowie jak i późniejszym użytkowaniu tunelu.

Indywidualna osłona ratownicza przedstawiona na rysunku 1 służy głównie do ochrony ratownika pracującego bezpośrednio w przodku tunelu ratowniczego prosto osiowego lub o niewielkim promieniu krzywizny. Może ono również stanowić dodatkowe zabezpieczenie odcinków chodnika szczególnie narażonych na obciążenie dynamiczne. Ze względu na wymiary gabarytowe opracowanej konstrukcji istnieje możliwość stosowania osłony niezależnie od rodzaju obudowy chodnika ratowniczego.

W artykule przedstawiono przykład wykorzystania obliczeń numerycznych w procesie projektowania. Dzięki symulacjom komputerowym możliwe jest zredukowanie kosztów badań stanowiskowych

i opracowanie konstrukcji spełniającej założone wymagania.

Analizując wyniki obliczeń numerycznych stwierdzono, że korzystną, w aspekcie spełnienia wymagań dyrektywy FOPS oraz kryterium minimalizacji masy, postać konstrukcyjną ma model nr 9. Konstrukcja ta przeniosła zadane obciążenie dynamiczne, a powstałe odkształcenia (sprężyste i plastyczne) nie naruszyły założonej przestrzeni chronionej.

Przedstawione wyniki symulacji komputerowych należy traktować jako jakościowy opis zachowania analizowanych konstrukcji osłon pod wpływem działania obciążenia udarowego, gdyż w chwili obecnej nie ma możliwości przeprowadzenia badań stanowiskowych niezbędnych do doświadczalnego zweryfikowania utworzonych modeli dyskretnych.

Literatura

1. Ćwięk B.: Ryzyko w ratownictwie górniczym. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie, 1998 nr 5 s. 30-35.
2. Karliński J., Rusiński E., Derlukiewicz D.: Numeryczna symulacja crash-testu konstrukcji ochronnych w maszynach górniczych. Przegląd Mechaniczny 2007, nr 4, s. 20-26.
3. Mazurek K.: Poprawa bezpieczeństwa stanowiskowego w tunelu ratowniczym. Opracowanie koncepcji urządzenia zabezpieczającego przestrzeń pracy ratownika górniczego. ITG KOMAG. Gliwice 2010 (materiały nie publikowane).
4. Mazurek K.: Poprawa bezpieczeństwa stanowiskowego w tunelu ratowniczym. Numeryczne symulacje crash-testów osłon ratowniczych. ITG KOMAG. Gliwice 2011. (materiały nie publikowane).
5. Mazurek K., Szyguła M.: Wpływ stopnia dyskretyzacji modelu stojaka na czas obliczeń i otrzymane wyniki. Maszyny Górnicze 2011 nr 2 s. 3-6.
6. Nowak A., Pacześniowski K.: Obudowy chodników ratowniczych stosowane w polskim górnictwie. W: Nowoczesne metody i środki utrzymania wyrobisk górniczych, Konferencja naukowo-szkoleniowa, Ustroń, 1-2 czerwca 2006 r. Pr. Nauk. GIG, Konferencja 2006 nr 51 s. 120-128.
7. Norma PN-EN ISO 3449:2009 Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Stanowisko badawcze oraz metoda wyznaczania siły zrywającej połączenie cierne

Streszczenie

W niniejszym artykule przedstawiono zagadnienie związane z badaniem wpływu chropowatości powierzchni elementów połączenia wciskowego, na wielkość oporu wynikającego z momentu. Omówiono budowę stanowiska badawczego i metodykę badań. Zaprezentowano wyniki badań testowania stanowiska oraz wyznaczania oporów toczenia krążka pomocniczego.

Summary

The problem of testing the impact of roughness of pressing coupling surface on resistance resulting from a torque is presented in the paper. Design of testing facility as well as testing methodology is discussed. Results from testing the facility and from determination of auxiliary disk turning resistance.

1. Wprowadzenie

W pracach projektowych jednostki napędowej pojazdów szynowych pojawiła się potrzeba określenia wpływu stanu powierzchni czopa i piasty na wielkość oporu wynikającego z momentu obrotowego. Problem ten, wynikł z doboru rodzaju pasowania dla osadzenia części czynnej i biernej sprzęgła przeponowego łączącego silnik z przekładnią zębatą, metodą hydraulicznego rozpięcia piasty i osiowego włączania na czop. Postanowiono zbadać, jaki wpływ ma stan powierzchni na wielkość przenoszonego momentu w aspekcie montażu hydraulicznego [3].

Przeprowadzono badania na modelu matematycznym, metodą MES, gdzie symulowano montaż piasty na czopie. Aby uzyskać wyniki sił występujących w takim połączeniu, dla danego pasowania, zmieniono wymiar geometryczny o wartość R_a stosowanych w tego typu elementach. Takie podejście nie dało poprawnych wyników, ponieważ przy zastosowaniu numerycznej metody konieczne jest odwzorowanie kontaktu dwóch materiałów, a różnica wymiarów geometrycznych z uwzględnieniem wartości chropowatości jest mniejsza od błędu pomiaru. Aby uzyskać prawidłowe wyniki z uwzględnieniem chropowatości należałoby przeprowadzić modelowanie matematyczne nierówności chropowatości i badać odkształcenia występujące w wierzchołkach nierówności, co jest z punktu widzenia prowadzonych badań nieuzasadnione, ponieważ przy szlifowaniu, chropowatość powierzchni nie jest powtarzalna [4].

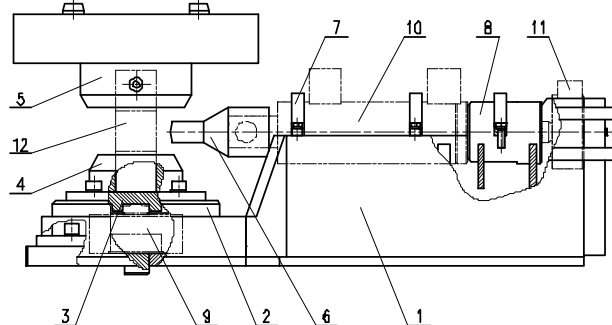
Aby było możliwe zastosowanie modelu MES do określenia zależności wcisku od przenoszonego momentu wynikającego z zastosowanego pasowania w modelu numerycznym wprowadza się wartości współczynnika tarcia, jak dotąd nie ma możliwości wprowadzenia wartości chropowatości. Aby móc uwzględnić w modelu numerycznym chropowatość

powierzchni należało wyznaczyć doświadczalnie zależność współczynnika tarcia od chropowatości powierzchni w kilku różnych wariantach.

Problem ten był inspiracją do przeprowadzenia badań stanowiskowych celem, których było wyznaczenie współczynnika tarcia w zależności od chropowatości powierzchni i wprowadzenia go do modelu matematycznego [4].

2. Konstrukcja i testy stanowiska badawczego

Do zbudowania stanowiska badawczego wykorzystano maszynę wytrzymałościową o maksymalnej sile nacisku 1000 kN. Jej zadaniem jest wytworzenie siły nacisku F_N , która odzwierciedla nacisk występujący w połączeniu czopowo-ciernym. Badane próbki mocowano w specjalnie przeznaczonym do tego celu przyrządzie (rys. 1).



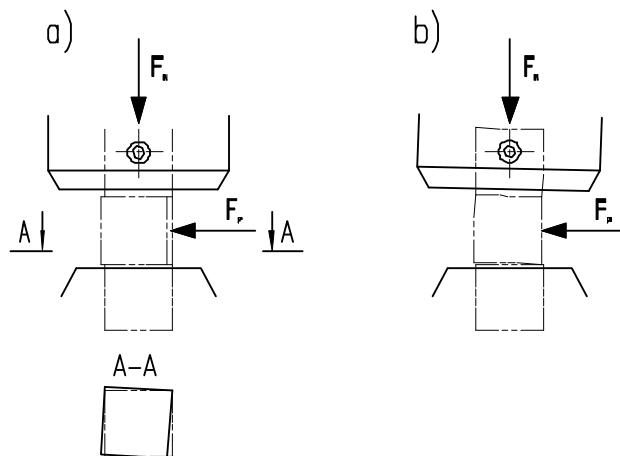
Rys.1. Przyrząd do mocowania próbek przed modyfikacją [2]:
1 - korpus, 2 - pokrywa przetwornika siły, 3 - płyta pośrednia,
4 - dolny uchwyt próbki, 5 - górny uchwyt próbki,
6 - popychacz, 7 - obejma mocująca, 8 - opór siłownika,
9 - przetwornik siły, 10 - siłownik hydrauliczny do zadawania siły prostopadłej F_p , 11 - przetwornik siły, 12 - komplet próbek badawczych

Przyrząd składa się z kilku elementów połączonych ze sobą za pomocą elementów śrubowych. Pozwala to

na swobodny montaż i demontaż w maszynie wytrzymałościowej. Konstrukcja umożliwi umocowanie tensometrycznych przetworników (9, 11) do pomiaru siły normalnej F_N i prostopadłej F_P . Na odpowiednio przygotowanej płaszczyźnie korpusu (1) posadowiono przetwornik tensometryczny (9). Bezpośrednio na przetworniku umieszczono płytę pośrednią (3), prowadzoną w pokrywie przetwornika. Na tej pokrywie zamontowano element mocujący próbkę (4). W tej części wykonano tolerowany otwór, odpowiadający kształtem mocowanej w nim próbce (12). Uchwyt jest przelotowy, przez co próbka swobodnie osiada na płycie pośredniej (3), a uchwyt zapewnia jej stabilizację i możliwość przemieszczania w płaszczyznach równoległych do osi siły normalnej. Drugą część przyrządu zamocowano w suporcie ruchomym maszyny wytrzymałościowej. Do korpusu przykręcono uchwyt próbki górnej (5). Uchwyt nie jest przelotowy, gdyż próbka górna (12) służy tylko do docisku. Konstrukcja korpusu przyrządu umożliwia zamocowanie siłownika (10) za pomocą, którego zadawana będzie siła równoległa do płaszczyzn tarcia, odpowiadająca sile tarcia, do zadawania siły prostopadłej zrywającej połączenie cierne. Za siłownikiem zamocowano przetwornik tensometryczny (11), na który poprzez element pośredniczący, wywierana jest siła F_p .

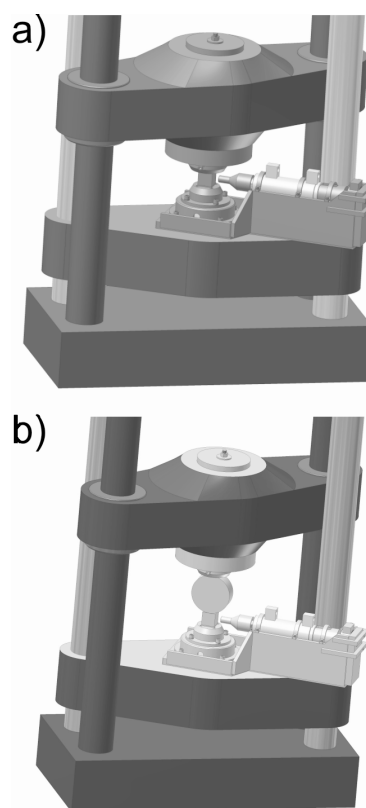
Próbka odzwierciedla fragment powierzchni połączenia czopowo-ciernego. Przy czym zamierza się przyjąć takie wymiary próbek, aby nacisk jednostkowy na płaszczyznach kontaktu odpowiadał naciskom stosowanym w praktyce. Powierzchnie próbek, poddane zostaną szlifowaniu, co będzie odzwierciedlać stan powierzchni czopa i piasty po obróbce. Próbki zostaną wykonane z materiału 41Cr4 (40H) ulepszonego cieplnie do twardości 40 ± 3 HRc.

W trakcie testowania stanowiska wystąpiły problemy, których nie można było przewidzieć na etapie jego projektowania (rys. 2). Podczas prób zerwania połączenia ciernego (zadawanie siły F_p) okazało się, iż próbka środkowa nie ulega przesunięciu równoległemu tylko następuje jej skręcenie w jednej, bądź w dwóch płaszczyznach (rys. 2a). Problem ten występował przy każdej zadanej wielkości siły normalnej. Po przeanalizowaniu wszystkich czynników występujących w tym niekorzystnym zjawisku okazało się, że zadawana siła zrywająca połączenie cierne nie jest przyłożona prostopadle do osi siły normalnej, co było to powodem skręcenia próbki względem drugiej. W celu wyeliminowania tego niekorzystnego zjawiska wprowadzono na boku próbki, w punkcie przecięcia się płaszczyzn podziału, otwór (wykonano nakiełek typu B), a w końcówce popychacza osadzonego na tłoczysku siłownika siły zrywającej wykonano otwór $\varnothing 2$ mm. Między popychacz, a próbkę wprowadzono kulkę łożyskową.



Rys.2. Przypadki nieprawidłowego procesu zerwania połączenia ciernego [opracowanie własne]: a) przypadek skręcenia w płaszczyźnie prostopadłej do siły normalnej F_N , przed wprowadzeniem wymuszonego osiowania siły prostopadłej F_P ; b) przypadek "zukośnienia" próbek po wprowadzeniu wymuszonego osiowania siły F_P

Po przeprowadzeniu kilku testów wystąpił kolejny problem. Okazało się, że dzięki prostopadłemu poprowadzeniu siły zrywającej występował luz konstrukcyjny na słupach prowadzących maszynę wytrzymałościową. Efektem tego było blokowanie próbki z jednej strony, co powodowało unoszenie się jej po przeciwnej stronie wraz z suportem środkowym (rys. 2b).



Rys.3. Model stanowiska badawczego [opracowanie własne]: a) pierwotna wersja; b) stanowisko po modyfikacji

Podjęto próbę przekonstruowania przyrządu do układu, który usztywniałby uchwyt górny i dolny wraz

z bazą dolną, gwarantując przemieszczanie się próbek w zamierzony sposób. Było to, jednak zbyt kosztowne i mocno ingerujące w całe stanowisko. Innym rozwiązaniem problemu było wprowadzenie między próbkę w uchwycie górnym, a próbkę środkową krążka o średnicy 149 mm. Takie rozwiązanie nie ingerowało w już wykonany przyrząd. Zastosowany krążek wraz z kostką górną musiał mieć jednak lepsze własności niż próbki poddawane badaniom. Kolejne testy wykazały poprawne zachowanie całego układu badawczego i równoległe przemieszczanie się próbki względem drugiej.

Modyfikacja stanowiska, chociaż nie pociągała za sobą istotnych zmian konstrukcyjnych, spowodowała potrzebę wyznaczenia oporów toczenia krążka podczas zadawania siły F_p , co było wynikiem sposobu użycia krążka (rys. 3b).

3. Metoda badań

Zbudowane stanowisko pozwoli na wyznaczenie siły tarcia zrywającej połączenie i określenie współczynnika tarcia w zależności od chropowatości (rys. 4). Badania będą charakteryzować się tym, iż badane próbki będą miały tą samą twardość oraz powierzchnie różniące się chropowatością po szlifowaniu, przy czym powierzchnie sprzężenia ciernego próbek będą odpowiadały powierzchniom nominalnym próbek. Podczas badań zmienne będą wartości nacisków, odzwierciedlających warunki panujące w połączeniu czopowo-ciernym.

Badania zmierzać będą do:

- określenia, dla określonych chropowatości powierzchni, współczynnika tarcia w momencie zerwania połączenia ciernego, odzwierciedlającego połączenie czopowo-ciernie montowane metodą hydrauliczną,
- wyznaczenia wartości wcisków, w zależności od przenoszonego momentu obrotowego.

Mierzone będą i rejestrowane:

- wartości chropowatości powierzchni (pomiar wartości R_a oraz R_z),

- wartości siły normalnej do powierzchni nacisku,
- wartości siły zrywającej połączenie ciernie odpowiadającej sile tarcia,
- stan obciążonych powierzchni próbek przed i po zerwaniu sprzężenia ciernego.

Na podstawie pomiarów zostaną wyznaczone charakterystyki określające zależność współczynnika tarcia od chropowatości powierzchni.

Badania prowadzone będą w dwóch etapach (tabela 1). Pierwszy etap badań prowadzony będzie na próbkach suchych (odtłuszczonych). Drugi etap, będzie uwzględniał wprowadzenie między powierzchnie ciernie próbek, przed każdym dokonaniem nacisku i zerwaniem połączenia ciernego środka smarnego. Wprowadzenie czynnika smarnego odzwierciedlać ma sytuację jaka występuje po montażu czopa i piasty metodą hydrauliczną.

Każdy etap badań będzie składać się z trzech serii pomiarowych. Każda z serii będzie z inną konfiguracją próbek (z różnymi wartościami chropowatości powierzchni). W każdej serii, wykonanych będzie sześć pomiarów dla każdej wartości siły F_N .

Badania obejmować będą pomiary i rejestrację:

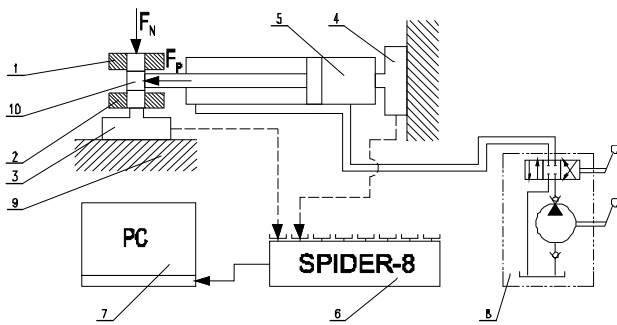
- wartości R_a i R_z , po obróbce szlifowaniem,
- obrazu warstwy wierzchniej wybranych próbek (mikroskop),
- wartości nacisku między próbkami, bez zrywania połączenia ciernego,
- wartości R_a i R_z , po dokonaniu nacisku bez zrywania połączenia ciernego,
- wartości nacisku między próbkami i siły zrywającej połączenie ciernie,
- wartości R_a i R_z , po zerwaniu połączenia ciernego.

Założono również wyznaczenie momentu zrywającego połączenie w sytuacji, gdy między współosiowymi powierzchniami czopa i piasty będzie wywarły nacisk odzwierciedlający warunki panujące w rzeczywistym połączeniu czopowo-ciernym.

Program badań [opracowanie własne]

Tabela 1

Serie pomiarowe	ETAP I Powierzchnie próbek odtłuszczone			ETAP II Powierzchnie próbek pokryte warstwą czynnika smarnego (gliceryna)		
	1	2	3	1	2	3
Wartość siły normalnej F_N [kN]	70, 120, 170			70, 120, 170		
Konfiguracja próbek według wartości R_a	0,2/0,2	0,2/1,0	1,0/1,0	0,2/0,2	0,2/1,0	1,0/1,0
Ilość pomiarów	6	6	6	6	6	6



Rys.4. Schemat stanowiska badawczego przed modyfikacją [opracowanie własne]: F_N - siła normalna, F_P - siła prostopadła; 1 - uchwyt górny, 2 - uchwyt dolny, 3 - przetwornik siły, 4 - przetwornik siły, 5 - siłownik do zadawania siły prostopadłej F_P , 6 - wzmacniacz pomiarowy, 7 - rejestrator cyfrowy, 8 - pompa hydrauliczna, 9 - suport dolny maszyny wytrzymałościowej, 10 - zestaw próbek do badań

$$F_t = \frac{f}{R} \cdot F_N \quad (1)$$

gdzie:

- F_t – siła tarcia występująca w układzie [kN],
- R – promień krążka pomocniczego [mm],
- F_N – siła normalna [kN],
- f – współczynnik oporów toczenia [mm].

Powyższą zależność zmodyfikowano w celu poznania siły, jaka będzie występować w przypadku doświadczalnego wyznaczania oporów toczenia, według schematu na rysunku 5a:

$$F' = 4 \left(\frac{f}{R} \cdot F_N \right) \quad (2)$$

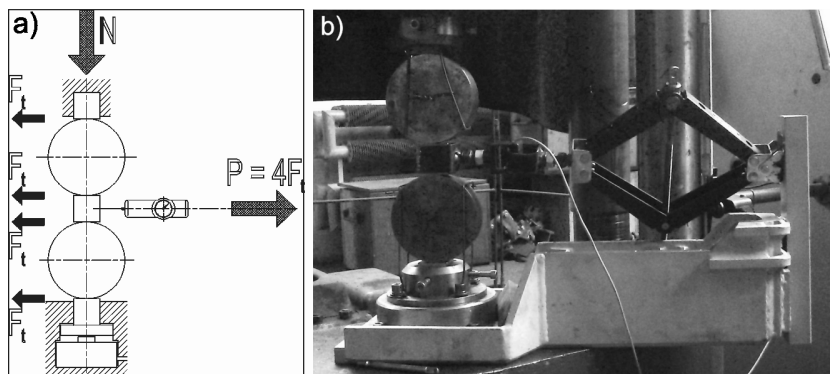
Wyznaczone analitycznie wartości siły tarcia F_t dla trzech sił normalnych wyniosły:

- dla 70 kN $\rightarrow F_t = 191,8$ kN,
- dla 120 kN $\rightarrow F_t = 328,77$ kN,
- dla 170 kN $\rightarrow F_t = 465,75$ kN.

Do obliczeń przyjęto standardowy współczynnik oporów toczenia (stal po stali), co nie było prawidłowym odniesieniem do właściwości materiału

4. Doświadczalne wyznaczenie oporów toczenia krążka pomocniczego

Wstępnie opory krążka określono metodą analityczną według schematu sił przedstawionego na rysunku 5a. Do wyliczenia siły tarcia przyjęto zależność [5, 7]:



Rys.5. Stanowisko do wyznaczenia oporów toczenia krążka pomocniczego: a) schemat sił podczas wyznaczania oporów [opracowanie własne]; b) zmodyfikowane stanowisko do wyznaczania oporów krążka [1]

Wartości pomiarów oporów toczenia krążka pomocniczego po próbie [opracowanie własne]

Tabela 2

Wartość siły prostopadłej F_P dla kolejnych pomiarów [kN]	Nr pomiaru	Siła normalna [kN]		
		70	120	170
	p1	0,16	0,27	0,34
	p2	0,16	0,26	0,25
	p3	0,12	0,34	0,6
	p4	0,1	0,32	0,14
	p5	0,29	0,37	0,32
	p6	0,22	0,2	0,33
	p7	0,21	0,24	0,53
	p8	0,12	0,26	0,37
	p9	0,08	0,21	0,23
	p10	0,16	0,14	0,45
Wartość średnia arytmetyczna z 10 pomiarów		0,162	0,261	0,356

zastosowanego do wykonania próbek i krążka. Ze względu, że wyznaczone metodą obliczeniową opory toczenia krążka pomocniczego nie uwzględniały właściwości zastosowanego materiału, rzeczywiste wartości oporów toczenia krążka wyznaczono doświadczalnie.

Opory toczenia krążka wyznaczono na tym samym stanowisku (rys. 5b), na którym mierzone będą siły między powierzchniami badawczymi próbek, które to próbki będą tych samych właściwościach, co zastosowane do wyznaczenia współczynnika tarcia ciernego. Dokonano niezbędnej modyfikacji przyrządu, co pozwoliło na zainstalowanie przetwornika siły w specjalnym uchwycie. Poprzez obejmę przeciągano próbkę do momentu przejścia ze spoczynku do ruchu krążka po kostce, mierząc jednocześnie wartość siły jak wystąpiła w momencie zerwania połączenia ciernego. Uzyskane w ten sposób wyniki uwzględniono w obliczeniach siły zrywającej połączenie ciernie między kostkami podczas prowadzenia serii pomiarowych.

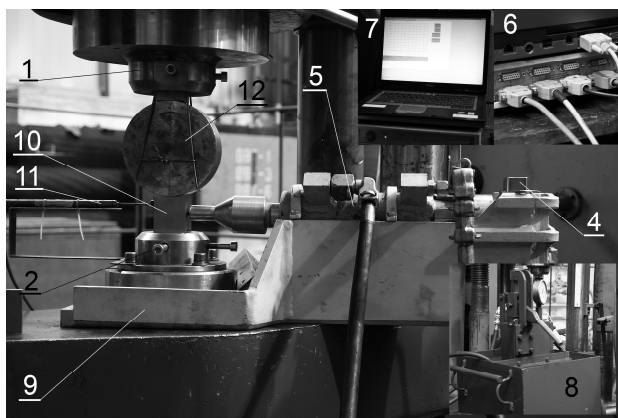
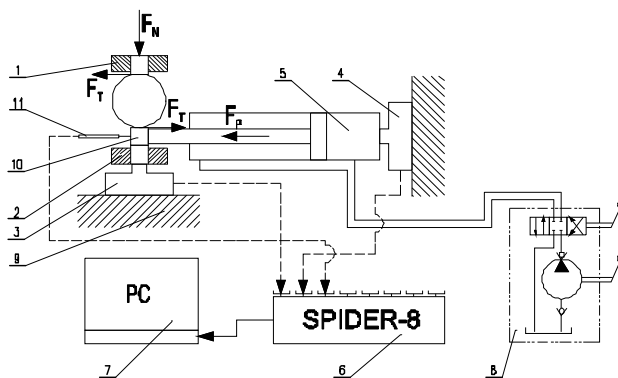
Ze względu na potrzebę wyznaczenia oporów toczenia krążka rozszerzono dodatkowo wartości mierzone o wyznaczenie siły, jaka wynika z oporów toczenia krążka zastosowanego w układzie badawczym. W programie wyznaczania oporów krążka przewidziano wykonanie dziesięciu pomiarów i wyznaczenie średniej arytmetycznej ich wartości (tabela 2), dla każdej wartości siły normalnej. Średnie wartości uwzględnione będą w zarejestrowanej sile prostopadłej, która posłuży do wyznaczenia współczynnika tarcia.

Do wyznaczenia oporów toczenia użyto drugiego krążka o takich samych właściwościach. Zbudowany układ pozwalał w prosty sposób wyznaczyć opory toczenia.

5. Stanowisko badań po korektach

Po wyznaczeniu oporów toczenia krążka pomocniczego przyrząd przystosowano do określania siły tarcia między próbkami, uzbrajając go dodatkowo w przetwornik do pomiaru drogi, celem określenia punktu zerwania połączenia ciernego. Zmodyfikowane stanowisko (rys. 6) zawiera następujące elementy:

- dwuczęściowy przyrząd do mocowania próbek i siłownika zrywającej połączenie (poz. 1, 2),
- tensometryczny przetwornik siły F_N , F_P (poz. 3, poz. 4),
- siłownik korekcyjny (poz. 5),
- wzmacniacz sygnału pomiarowego (poz. 6),
- rejestrator cyfrowy (poz. 7),
- pompa hydrauliczna zasilająca siłownik (poz. 8),
- maszyna do badania wytrzymałości na rozciąganie i ściskanie z pulsatorem (poz. 9),
- komplet próbek testowych (poz. 10),
- liniowy przetwornik drogi (poz. 11).



Rys.6. Zmodyfikowane stanowisko do wyznaczenia siły tarcia [opracowanie własne] [1]

6. Podsumowanie

Przedstawione w opracowaniu stanowisko badawcze oraz metoda wyznaczania współczynnika tarcia dla warunków, jakie występują w połączeniach czopowo-ciernych, umożliwi określenie siły tarcia w połączeniu czopowo-ciernym, a stąd również współczynnik tarcia występujący w tym połączeniu.

Uzyskane w ten sposób wyniki umożliwią wyznaczenie zależności współczynnika tarcia od chropowatości powierzchni, w kilku różnych wariantach współpracy powierzchni o różnych wartościach chropowatości. Skonstruowane stanowisko badawcze dzięki swej modułowej budowie pozwoli również na wykonanie innych badań niż przedstawione w niniejszym artykule.

Literatura

1. Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG.
2. Dokumentacja konstrukcyjna. Stanowisko do wyznaczania siły zrywającej połączenie ciernie W93.127. ITG KOMAG. Gliwice 2011 (materiały nie publikowane).
3. Drwięga A. i in.: Zespół napędowy pojazdu szynowego. Badania modelowe komponentów sprzęgieł zespołu napędu tramwaju. CMG KOMAG, Gliwice 2006 (materiały nie publikowane).

-
4. Janas S. i in.: Analiza naprężeń w połączeniu stożkowo-ciernym przy użyciu MES. Określenie parametrów nośności połączenia stożkowo-ciernego z uwzględnieniem wartości chropowatości. ITG KOMAG, Gliwice 2010 (materiały nie publikowane).
 5. Hebda M., Wachal A.: Trybologia. WNT, Warszawa 1980.
 6. Praca zbiorowa: Poradnik obsługi technicznej łożysk. SKF, 1994.
 7. Skoć A., Spatek J.: Podstawy Konstrukcji Maszyn. T.1. Obliczenia konstrukcyjne, tolerancje i pasowania połączenia. WNT, Warszawa 2006.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Zastosowanie metody ultradźwiękowej do oceny stanu złączy spawanych spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej

Streszczenie

W artykule przedstawiono akredytowaną procedurę badań nieniszczących metodą ultradźwiękową, wykorzystywanych do kontroli jakości elementów maszyn i urządzeń, na etapie ich wytwarzania i użytkowania. Zaprezentowano wyniki badań nieciągłości wewnętrznych złączy spawanych elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, na podstawie których podjęto próbę określenia wpływu obciążenia stosowanego podczas cyklicznych badań zmęczeniowych sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, na jakość złączy spawanych.

Summary

Accredited procedure for non-destructive tests with use of ultrasonic method to control quality of machines components at the stage of their manufacture is presented. The results of internal discontinuity of welded joints of powered roof support, used to determine the impact of load during load cycles of fatigue test on the quality of welded joints are given.

1. Wprowadzenie

Elementy podstawowe sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej wykonywane są za pomocą technik spawalniczych. W celu określenia bezpieczeństwa ich użytkowania prowadzona jest kontrola jakości spoin, zarówno na etapie produkcji, jak również w czasie eksploatacji.

W wymaganiach ofertowych dotyczących zakresu remontu sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, pęknięcia spoin, obok ubytków korozyjnych blach poszycia i tężników, wygięcia sworzni, rozkalibrowania otworów w parach obrotowych oraz deformacji konstrukcji, wymieniane są jako jedno z podstawowych uszkodzeń.

Wyszczególnione uszkodzenia wpływają na wytrzymałość elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej i mogą stanowić przyczynę wypadków, jak w przypadku zdarzeń zaistniałych w KWK „Katowice-Kleofas” i KWK „Zofiówka”, opisanych w Raporcie z oceny bezpieczeństwa pracy w kopalniach węgla kamiennego [13].

Celem identyfikacji uszkodzeń wewnętrznych spoin powstałych w procesie spawania oraz monitorowania występowania wad w czasie eksploatacji maszyn i urządzeń, jak również dla oceny stanów poawaryjnych i poremontowych wykorzystywane są nieniszczące badania metodą ultradźwiękową. Zastosowanie tego nieinwazyjnego narzędzia do wykrywania nieciągłości materiałowych umożliwia wielokrotną ocenę jakości wykonania oraz stopnia zużycia elementu obiektu badań i nie powoduje osłabienia jego parametrów wytrzymałościowych [1÷4, 6, 12, 15, 17].

Badania ultradźwiękowe metodą echa polegają na wykrywaniu wad wewnętrznych przy wykorzystaniu zjawiska odbicia fali przechodzącej przez badany materiał od granicy z drugim ośrodkiem. Na podstawie obserwacji tego zjawiska można wnioskować o występowaniu nieciągłości w materiale. Wynik pomiaru czasu, jaki upływa od chwili wysłania fali ultradźwiękowej w głąb badanego materiału, do chwili jej powrotu po odbiciu, stanowi podstawę określenia położenia i wymiaru nieciągłości [1, 5, 7].

W artykule przedstawiono przykład badań ultradźwiękowych złączy spawanych w spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, przeprowadzonych przez akredytowane Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Środowiska Instytutu KOMAG w Gliwicach. Zaprezentowano kryteria oceny jakości złączy spawanych, procedurę badań oraz analizę wyników badań w świetle przyjętych wymagań jakości [11, 16]. W niniejszym artykule zaprezentowano również wyniki oceny stanu złączy spawanych, dokonywanej sukcesywnie podczas cyklicznych badań zmęczeniowych sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej.

2. Kryteria oceny jakości złączy spawanych

Obowiązek kontroli stanu technicznego złączy spawanych w ramach badania technicznego, którego celem jest ustalenie czy sekcja obudowy zmechanizowanej spełnia warunki techniczne producenta określone w dokumentacji, zawarto w Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych

zakładach górniczych [14]. Kontroli podlegają elementy podstawowe sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po jej demontażu, w tym: stropnica, spągnica, osłona odzawałowa i łączniki układu lemniskatowego. Zgodnie z załącznikiem 4 do wyżej wymienionego rozporządzenia nie dopuszcza się pęknięć w spoinach nośnych ww. elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej [14].

W związku z powyższym przyjęto [16], że w przypadku stosowania ultradźwiękowej metody badań złączy spawanych za niedopuszczalne uznaje się wartości wysokości echa fali odbitej większe niż 1,5 mm + 8 dB. Powyższy zapis oznacza, że niedopuszczalna jest nieciągłość, dla której wysokość echa fali odbitej jest o 8 dB większa od wskazania dla referencyjnego otworu płaskodennego o średnicy 1,5 mm.

3. Badania ultradźwiękowe

3.1. Obiekt badań

Badania ultradźwiękowe przeprowadzono w ramach cyklicznych badań zmęczenia sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, oceniając stan wytypowanych złączy spawanych spągnicy, po 30, 60 i 100 tysiącach cykli obciążenia, realizowanego z amplitudą obciążenia zewnętrznego stanowiącą 1,12 nominalnego obciążenia statycznego. Po przeanalizowaniu budowy spągnicy do badań wytypowano dziesięć odcinków złączy spawanych o łącznej długości wynoszącej 7,1 m i podstawowych parametrach zestawionych w tabeli 1.

3.2. Cel, zakres i przebieg badań

Celem badań było porównanie wartości parametrów ultradźwiękowych uzyskanych dla złączy spawanych spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej poddanej 30, 60 i 100 tysiącom cykli obciążenia oraz wskazanie złączy, dla których wartość wskazania defektoskopu była większa niż wartość dopuszczalna, określona jako 1,5 mm + 8 dB.

Zakres badań nieniszczących złączy spawanych obejmował identyfikację nieciągłości wewnętrznych podłużnych metodą ultradźwiękową.

Algorytm procedury badań ultradźwiękowych przedstawiono na rysunku 1.

Badania prowadzono w czterech etapach.

W pierwszym przeprowadzono kontrolę wizualną badanych złączy spawanych i przystąpiono do przygotowania powierzchni obiektu badań, po której przesuwano głowicę ultradźwiękową. W celu zapewnienia dobrego i równomiernego przylegania głowicy oraz swobodnego jej przesuwania oczyszczono powierzchnie badanego obszaru poprzez usunięcie powłok ochronnych i zanieczyszczeń, za pomocą miejscowego szlifowania i czyszczenia przy użyciu zmywacza.

Przed przystąpieniem do badań ultradźwiękowych, w etapie drugim, przeprowadzono sprawdzenie aparatury, zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 12668-3:2003+A1:2006, obejmujące [9]:

Wybrane parametry badanych złączy spawanych w spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej [11, 16]

Tabela 1

Element sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej	Oznaczenie złącza spawanego	Parametry złącza spawanego			
		rodzaj złącza	rodzaj spoiny	długość złącza [mm]	grubość blach połączonych złączem [mm]
Spągnica	S1	kątowe	½ V	1000	25
	S2	doczołowe	V	1000	25
	S3	kątowe	½ V	1000	25
	S4			1000	25
	S5	doczołowe	V	1000	25
	S6	kątowe	½ V	1000	25
	S7			400	25
	S8			150	25
	S9			400	25
	S10			150	25

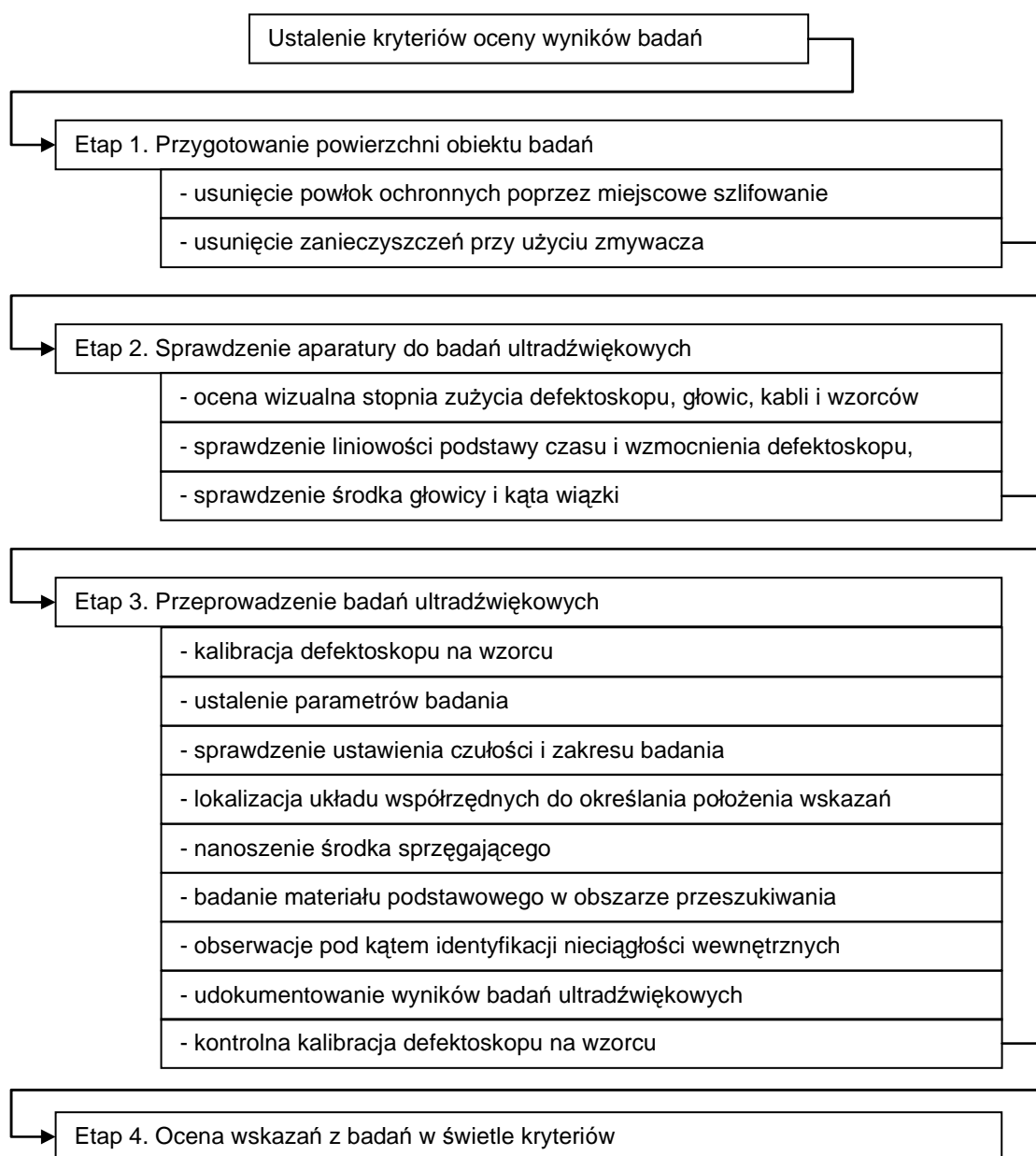
- wizualną kontrolę defektoskopu ultradźwiękowego, głowic, kabli i wzorców pod kątem stwierdzenia czy nie są one uszkodzone lub zużyte,
- sprawdzenie liniowości podstawy czasu i wzmocnienia defektoskopu,
- sprawdzenie środka głowicy i kąta wiązki.

W etapie trzecim przeprowadzono badania ultradźwiękowe techniką impulsową echa.

Na wstępie przeprowadzono kalibrację defektoskopu ultradźwiękowego na wzorcu do badań Nr 2. Następnie, zgodnie z normą PN-EN 1714:2002+A1:2005+A2:2005, ustalono parametry badania - tabela 2.

Sprawdzenie ustawienia czułości i zakresu badania wykonano metodą DGS, w której do oceny wysokości echa reflektorów stosuje się teoretyczne krzywe opisujące zależność odległość – wzmocnienie dla reflektorów tarczowych [8]. W badaniach uwzględniono poprawkę na straty przeniesienia, wynoszącą 4 dB.

Układ współrzędnych prostokątnych do określania położenia wskazań zlokalizowano zgodnie z ustaleniami normy PN-EN 1714:2002+A1:2005+A2:2005 (rys. 2), przy czym oś x jest równoległa do osi podłużnej złącza, a oś z pionowa.

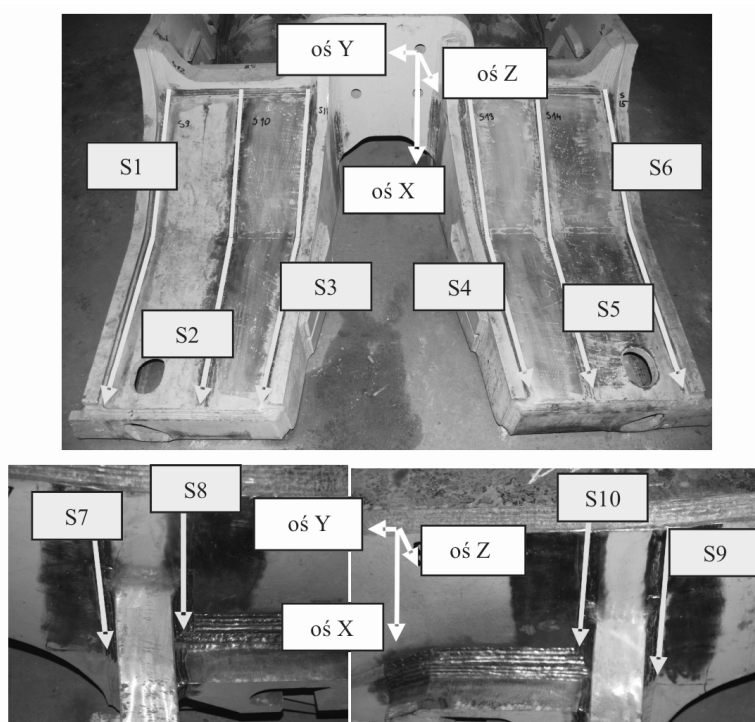


Rys.1. Algorytm procedury badań [8, 10]

**Parametry badania ultradźwiękowego złączy spawanych ustalone według normy
PN-EN 1714:2002+A1:2005+A2:2005 [11, 16]**

Tabela 2

Nazwa parametru	Wartość parametru
poziom badania	A
zakres badania	100% spoiny
częstotliwość badania	4 Hz
kierunek wprowadzania fal	70 °
ustawienie głowicy	położenie A, przeszukiwanie L
zakres podstawy czasu	0 – 200 mm
poziom odniesienia	1,5 mm
metoda nastawy czułości	2-DGS



Rys.2. Lokalizacja złączy spawanych w spągnicy i przyjętych układów współrzędnych prostokątnych [11, 16]

Przed rozpoczęciem badań na oczyszczonej powierzchni obiektu w obszarze badań naniesiono środek sprzęgający ZG-F, zapewniający przechodzenie drgań emitowanych przez głowicę do badanego materiału. Przeszukiwania rozpoczęto od badań materiału podstawowego, w celu wykrycia w nim ewentualnych wad, np. rozwarstwień, zakłócających wskazania uzyskiwane dla badanych spoin.

Przeszukiwania objętości spoin przeprowadzono ręcznie przy zastosowaniu przesuwu zygzakowego głowicy ultradźwiękowej, zapewniającego skuteczność wykrywania nieciągłości oraz uzyskania informacji o ich lokalizacji i wielkości.

Nieciągłości sklasyfikowano zgodnie z kształtem obwiedni:

- niezgodności punktowe określono w przypadku zobrazenia typu A w postaci pojedynczego

ostrego wskazania z amplitudą rosnącą do maksimum i następnie opadającą do 0,

- niezgodności liniowe określano w przypadku zobrazenia typu A w postaci pojedynczego ostrego wskazania z amplitudą rosnącą do maksimum, następnie utrzymującą się bez zmian lub ze zmianami i opadającą do 0.

Długość nieciągłości liniowych określono metodą 6 dB spadku echa.

Uzyskane wyniki udokumentowano w kartach pomiaru oraz oszacowano ich niepewność pomiaru.

Po zakończeniu badań przeprowadzono kontrolną kalibrację defektoskopu ultradźwiękowego na wzorcu do badań Nr 2.

W etapie czwartym dokonano oceny na podstawie badań ultradźwiękowych, w świetle ustalonego kryterium.

3.3. Wyniki badań

Badania ultradźwiękowe przeprowadzone dla 10 odcinków złączy spawanych w spągnicy wykazały występowanie:

- jednego wskazania przekraczającego wartość dopuszczalną w złączach spawanych po 30 tysiącach cykli obciążenia,
- trzech wskazań przekraczających wartość dopuszczalną w złączach spawanych po 60 tysiącach cykli obciążenia,
- dziewięciu wskazań przekraczających wartość dopuszczalną w złączach spawanych po 100 tysiącach cykli obciążenia.

Wyniki badań ultradźwiękowych przedstawiono w tabeli 3, a lokalizację zidentyfikowanych nieciągłości złączy spawanych na rysunku 3.

Analizując uzyskane wyniki badań stwierdzono wzrost liczby i długości uszkodzonych złączy spawanych (nr S2 i S5) po 60 i 100 tysiącach cykli obciążenia, w odniesieniu do 30 tysięcy cykli obciążenia. Wraz z rosnącą liczbą cykli obciążenia stwierdzono wzrost wartości przekraczających wartość graniczną, wynoszącą 1,5 mm + 8 dB, od 1 do 9 dla spągnicy po 100 tysiącach cykli obciążenia.

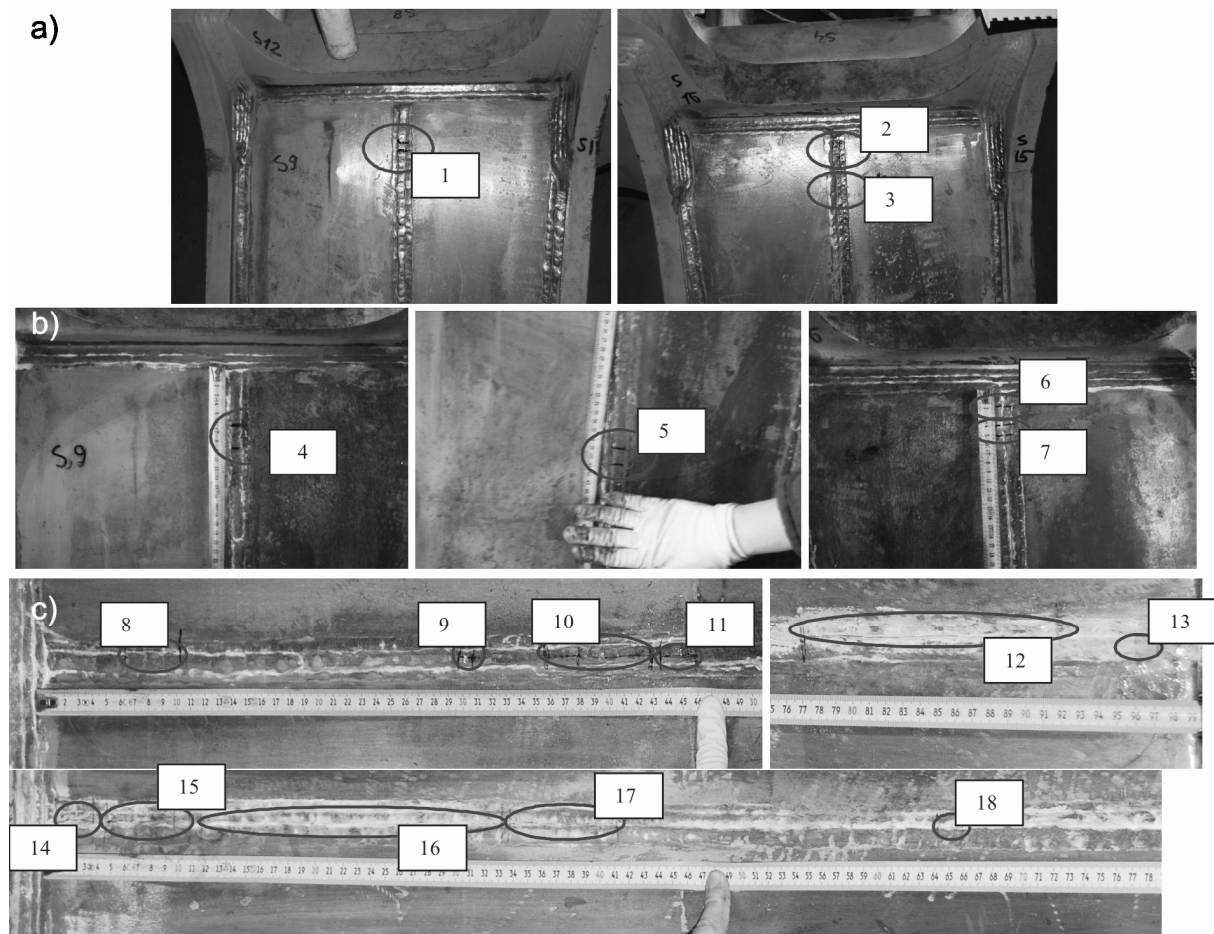
Uszkodzenia wystąpiły w dwóch spośród dziesięciu badanych złączy spawanych, łączących tężniki środkowe z blachami zamykającymi przedniej części spągnicy.

Wyniki badań ultradźwiękowych złącza spawanego S8 [11, 16], przy poziomie akceptacji do 8 dB

Tabela 3

Oznaczenie złącza spawanego	Oznaczenie na rysunku	Współrzędne położenia wskazania			Długość wskazania Lx [mm]	Wysokość echa względem poziomu odniesienia ΔH [dB]	Ocena	Niepewność U [%]
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]				
spągnica sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po 30 tysiącach cykli wytrzymałości zmęczeniowej								
S2	1	60	0	20	15	+10,0	NA	15
S5	2	20	0	22	10	+7,0	A	
	3	40	0	22	10	+6,5	A	
spągnica sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po 60 tysiącach cykli wytrzymałości zmęczeniowej								
S2	4	60	0	22	25	+11,0	NA	15
	5	385	0	24	20	+7,0	A	
S5	6	20	0	23	15	+9,0	NA	
	7	40	0	23	15	+8,5	NA	
spągnica sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po 100 tysiącach cykli wytrzymałości zmęczeniowej								
S2	8	60	0	22	40	+16,0	NA	15
	9	295	10	24	10	+6,0	A	
	10	355	10	24	75	+11,3	NA	
	11	435	10	23	25	+14,0	NA	
	12	770	12	22	150	+10,0	NA	
	13	960	10	21	12	+8,5	NA	
S5	14	0	10	23	35	+14,5	NA	
	15	40	10	23	60	+7,3	A	
	16	115	0	22	115	+9,3	NA	
	17	335	10	23	75	+13,5	NA	
	18	640	-5	23	20	+8,5	NA	

Oznaczenia: A – wskazanie akceptowalne, NA – wskazanie nieakceptowane



Rys.3. Lokalizacja zidentyfikowanych nieciągłości w złączach spawanych [11, 16]: a) złącza spawane spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po 30 tysiącach cykli obciążenia, b) złącza spawane spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po 60 tysiącach cykli obciążenia, c) złącza spawane spągnicy sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej po 100 tysiącach cykli obciążenia

4. Podsumowanie

Przedstawione wyniki badań potwierdzają przydatność metody ultradźwiękowej do identyfikacji nieciągłości złączy spawanych. Zgodnie z wymaganiami Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. badanie takie należałoby przeprowadzać po zakończeniu całego programu cyklicznego obciążenia zmęczeniowego sekcji.

Analizując przedstawione w pracy wyniki badań wykonanych po poszczególnych etapach cyklicznych prób zmęczeniowych można stwierdzić, że badania metodą ultradźwiękową umożliwiają wskazanie, już po początkowym etapie cyklicznych prób zmęczeniowych, tych odcinków złączy spawanych, które mogą ulec uszkodzeniu w trakcie następnych badań. Ustalenie obiektywnych prekursorów wskazujących na propagację nieciągłości wymaga dalszych badań.

Literatura

1. Czuchryj J., Stachurski M.: Badania nieniszczące w spawalnictwie, Instytut Spawalnictwa, Gliwice, 2005.
2. Gryniewicz-Bylina B.: Zastosowanie badań materiałowych nieniszczących do oceny stanu technicznego komponentów sekcji obudowy zmechanizowanej. *Maszyny Górnicze* 2007 nr 4 s. 14-18.
3. Gryniewicz-Bylina B., Jaszczuk M.: Badania nieniszczące elementów podstawowych sekcji obudowy zmechanizowanej. W: *Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechanizacyjne dla górnictwa*. KOMTECH 2008. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, 2008.
4. Gryniewicz-Bylina B., Rakwicz B.: Badania materiałowe niezbędnym elementem oceny jakości maszyn i urządzeń górniczych. W: *Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność*, KOMTECH 2010. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2010.
5. Karpiński S., Moszumański J., Radwan-Wiatrowski K.: *Laboratorium z podstaw spawalnictwa*, Politechnika Koszalińska, Skrypt Wydziału Mechanicznego, Koszalin 2001.

-
6. Klimpel A.: Kontrola i zapewnienie jakości w spawalnictwie. Tom 1, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
 7. Morawski t.: Podstawy standardowej oceny jakości spoin. W: Krajowa Konferencja badań radiograficznych, Popów 2010.
 8. PN-EN 1714:2002+A1:2005+A2:2005 Badania nieniszczące złączy spawanych - Badanie ultradźwiękowe złączy spawanych.
 9. PN-EN 12668-3:2003+A1:2006 Badania nieniszczące - Charakteryzowanie i weryfikacja aparatury ultradźwiękowej - Część 3: Aparatura kompletna.
 10. Procedura badawcza PB-DLS/08 „Badania nieniszczące”, wyd. 8. Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Środowiska ITG KOMAG, Gliwice 2011, (materiały nie publikowane).
 11. Rakwicz B., Wojtynek R., Gryniewicz-Bylina B.: Weryfikacja kompetencji pracowników Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Środowiska w zakresie badań nieniszczących. Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2011 - 2013 (materiały nie publikowane).
 12. Rakwicz B., Wojtynek R.: Ocena stanu złączy spawanych w elementach sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej oraz odkuwek elementów zawiesi za pomocą badań nieniszczących. Maszyny Górnicze 2012, nr 2 s. 13-21.
 13. Raport z oceny bezpieczeństwa pracy w kopalniach węgla kamiennego wydany przez Zespół Koordynacyjny powołany zarządzeniem nr 88 Ministra Gospodarki z dnia 18 grudnia 2006 r., Warszawa, kwiecień 2007 r.
 14. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych, Dz. U. 2002 nr 139, poz. 1169 z późn. zm.
 15. Słania J., Marcinkiewicz H., Kiełbik M.: Plan spawania elementu obudowy kopalnianej – osłony odzawałowej, Przegląd Spawalnictwa 2012 nr 2.
 16. Sprawozdania z badań nieniszczących Laboratorium Inżynierii Materiałowej i Środowiska. KOMAG, Gliwice 2010 (materiały nie publikowane).
 17. Szymański A.: Kontrola i zapewnienie jakości w spawalnictwie. Tom 2, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1998 r.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Wciągarka łańcuchowa układaka przewodów kompleksu MIKRUS

Streszczenie

W artykule przedstawiono rozwiązanie wciągarki łańcuchowej WŁ-51 będące efektem współpracy ITG KOMAG, FMIU OMAG Sp. z o.o. oraz KOPEX MACHINERY S.A. Wciągarka, zabudowana w kompleksie ścianowym MIKRUS, przeznaczona jest do naciągu i prowadzenia układaka przewodów doprowadzających media robocze do kombajnu urabiającego. Określono wymagane parametry techniczne urządzenia, omówiono proces projektowania i opisano ostateczną postać konstrukcyjną wciągarki.

Summary

Design of WŁ-51 chain hoist, developer in collaboration between KOMAG, FMIU OMAG Ltd. and KOPEX MACHINERY, JSC, is presented. The hoist is installed in MIKRUS longwall system and it is designed for tensioning and guiding the setter of hoses supplying the shearer with working media. Required technical parameters of the hoist are specified, designing process is discussed and final design of the hoist is described.

1. Wprowadzenie

Z analizy danych, dotyczących zasobów operacyjnych węgla kamiennego wynika, że około jednego miliarda ton węgla w Polsce zalega w pokładach niskich [3]. Jednym z urządzeń umożliwiających eksploatację pokładów niskich [5, 7] jest opracowany przez Grupę Kapitałową KOPEX MACHINERY S.A. kompleks ścianowy do wybierania niskich pokładów. Podstawowym elementem kompleksu MIKRUS jest kombajn ścianowy (rys. 1) przeznaczony do wybierania pokładów niskich, przy wytrzymałości węgla na ściskanie powyżej 40 MPa [4].

Jednym z urządzeń wchodzących w skład kompleksu MIKRUS jest wciągarka łańcuchowa WŁ-51, opracowana w ITG KOMAG, a wyprodukowana przez Fabrykę Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o. (rys. 2).

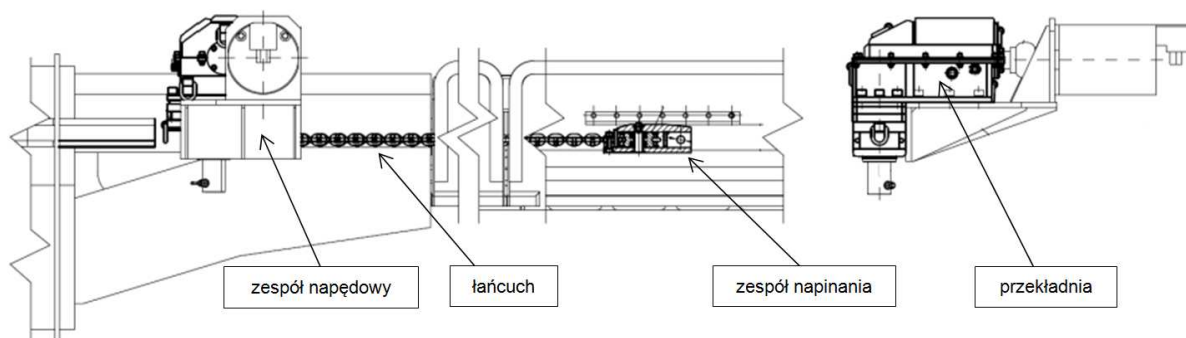
Wciągarka łańcuchowa sterowana przemiennikiem częstotliwości, przeznaczona jest do prowadzenia układaka przewodów doprowadzających media robocze do głowic urabiająco-ładujących kompleksu MIKRUS (rys. 3). Jej elementy robocze przystosowane

są do zabudowy w zastawce przenośnika zgrzeblowego.

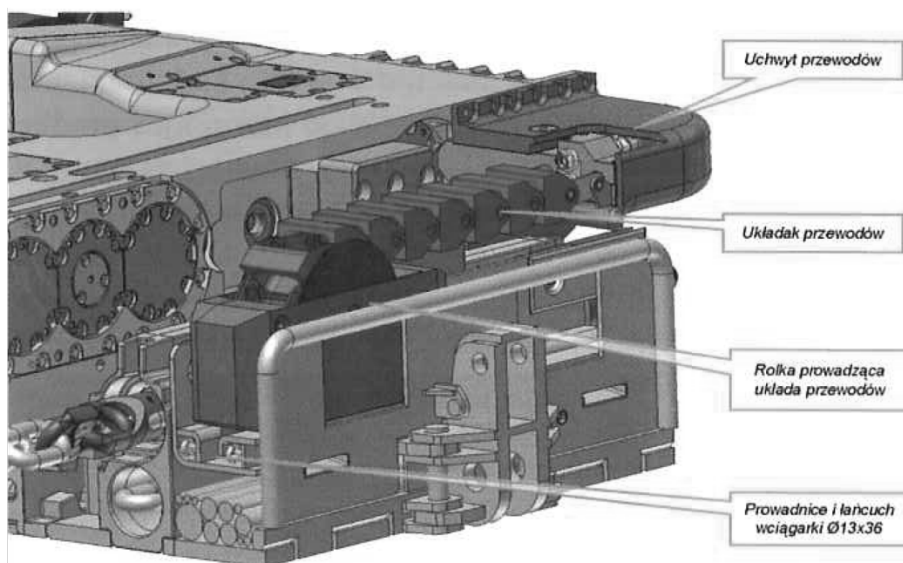


Rys.1. Kompleks ścianowy MIKRUS do wybierania niskich pokładów z zabudowaną wciągarką łańcuchową [1]

Wciągarka łańcuchowa ma na celu utrzymanie stałego napięcia rolki układaka i uniemożliwienie powstania pętli przewodów doprowadzających media robocze przy nawrotach głowicy urabiająco-ładującej kombajnu. Stały naciąg układaka przewodów, niezależnie od kierunku i prędkości przemieszczania głowicy kombajnu, realizowany jest za pomocą przemiennika częstotliwości współpracującego z silnikiem elektrycznym wciągarki łańcuchowej [3].



Rys.2. Wciągarka łańcuchowa WŁ-51 [2]



Rys.3. Układak przewodów mediów roboczych kompleksu MIKRUS [4]

2. Podstawowe parametry techniczne wciągarki WŁ-51

Wciągarkę łańcuchową układaka przewodów kompleksu ścianowego MIKRUS zaprojektowano w ścisłej zależności od parametrów ruchowych i charakteru pracy urządzenia urabiającego. Jej zabudowa na przenośniku oraz wyznaczona przestrzeń robocza narzuciły szereg wymagań dotyczących budowy i zasady działania urządzenia. W pierwszym etapie prac projektowych przeanalizowano wymagania, jakie powinno spełniać urządzenie, w tym:

- możliwość utrzymywania stałej siły naciągu układaka przewodów, przy pracy dwukierunkowej i zmiennej prędkości łańcucha w zakresie 0 do 13,5 m/min,
- przewidywana długość łańcucha ok. 250 m,
- pionowa zabudowa osi rolki napędowej,
- umiejscowienie silnika w układzie poziomym,
- zabudowanie rolki napędowej w gabarycie 250 mm,
- napęd koła łańcuchowego przekładnią stożkową,
- zastosowanie napędu przekładni silnikiem elektrycznym o mocy 13 kW (ok. 1500 obr/min synch. 50 Hz)
- zabudowę enkodera,
- pracę silnika przy sterowaniu momentowym,
- siłę uciągu wynikającą z mocy zainstalowanego silnika i wymaganej prędkości liniowej.

Na podstawie ww. wymagań oraz konsultacji z producentem i użytkownikiem urządzenia opracowano projekt wstępny wciągarki, a następnie wykonano dokumentację konstrukcyjną, na podstawie której FMIU OMAG Sp. z o.o. wyprodukował prototyp urządzenia. Podstawowe dane techniczne wciągarki łańcuchowej WŁ-51 są następujące:

- siła uciągu 51 [kN]

- prędkość przeciągania łańcucha 0÷15 [m/min]
- przełożenie przekładni 41,89
- maksymalny moment obrotowy na wejściu 85 [Nm]
- obroty silnika elektrycznego na wejściu 0÷1500 [min⁻¹]
- długość łańcucha 250 [m]
- rozpiętość łańcucha 125 [m]
- typ łańcucha 13x36 [mm]
- współczynnik bezpieczeństwa dla łańcucha $n \geq 5$
- wysokość konstrukcyjna przekładni 543 [mm]
- szerokość konstrukcyjna przekładni 505 [mm]
- masa wciągarki łańcuchowej (bez łańcucha i silnika elektrycznego) 375 [kg]
- masa całkowita 1325 [kg]

3. Przekładnia walcowo-stożkowa wciągarki łańcuchowej

Głównym zespołem wciągarki łańcuchowej jest przekładnia walcowo-stożkowa. W pierwszym etapie prac projektowych wykonano obliczenia weryfikujące parametry kinematyczne i wytrzymałościowe [6] w oparciu o schemat kinematyczny pokazany na rysunku 4.

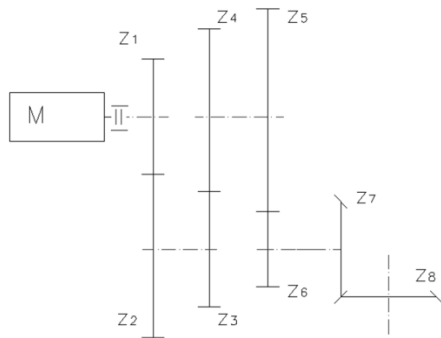
Do obliczeń przyjęto napędowe koło łańcuchowe 6-cio gniazdowe współpracujące z górniczym łańcuchem krótkoogniwowym typu 13x36 mm oraz następujące dane:

$r = 69,5$ mm – promień podziałowy łańcuchowego koła napędowego,

$n_s = 1460$ obr/min – obroty silnika elektrycznego,

$n \times p = 0,432$ m – długość łańcucha przypadająca na jeden obrót koła łańcuchowego,

$V_l = 15$ m/min - prędkość łańcucha,



Rys.4. Schemat kinematyczny przekładni walcowo-stożkowej [1]

Dla założonej prędkości łańcucha $V_t = 15$ m/min oraz liczby obrotów koła napędowego n_k :

$$n_k = \frac{V_t}{n \times p} \quad (1)$$

obliczono przełożenie całkowite i_c przekładni:

$$i_c = \frac{n_s}{n_k} = 42 \quad (2)$$

Zaprojektowana do wciągarki łańcuchowej przekładnia składa się z trzech stopni walcowych oraz jednego stopnia stożkowego o przełożeniu 1:1. Taki układ kół zębatach jest wynikiem analiz kinematycznych prowadzonych pod kątem jak najkorzystniejszej zabudowy urządzenia oraz spełniania wymagań odbiorcy.

Ostatecznie przyjęto wielkości modułów oraz szerokości poszczególnych wieńców zębatach ujęte w tabeli 1.

Wielkości modułów oraz szerokości wieńców zębatach
[źródło: opracowanie własne]

Tabela 1

Stopień	I walcowy	II walcowy	III walcowy	IV stożkowy
Moduł	$m_{12} = 2$ mm	$m_{34} = 3$ mm	$m_{56} = 5$ mm	$m_8 = 12,5$ mm
Szerokość wieńca	$b_{12} = 20$ mm	$b_{34} = 45$ mm	$b_{56} = 45$ mm	$b_8 = 36$ mm

Przyjęte wielkości kół zębatach oraz wyznaczone moduły poszczególnych stopni przekładni pozwoliły na wyznaczenie przełożenia całkowitego równego:

$$i_c = 41,89$$

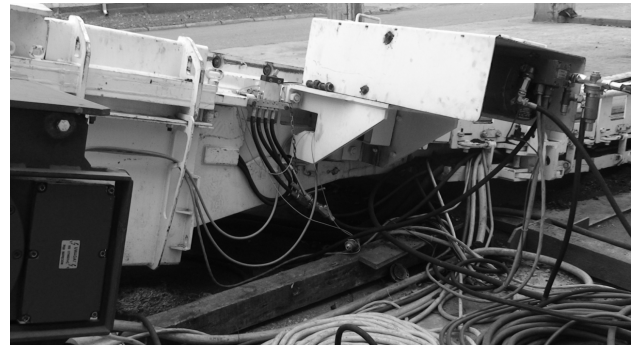
Po wykonaniu obliczeń i analiz kinematycznych możliwym było opracowanie postaci konstrukcyjnej przekładni oraz jej zabudowę we wciągarkę łańcuchową.

4. Budowa i zasada działania wciągarki łańcuchowej WŁ-51

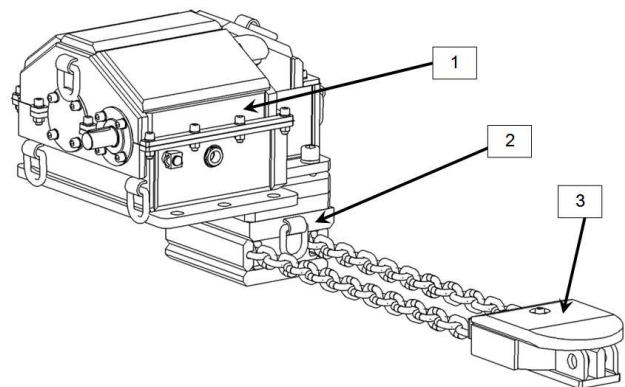
Opracowana przez ITG KOMAG wciągarka łańcuchowa WŁ-51 jest maszyną, która po zabudowaniu na przenośniku kompleksu ścianowego

(rys. 5) i połączeniu z układami przewodów spełnia swoją funkcję.

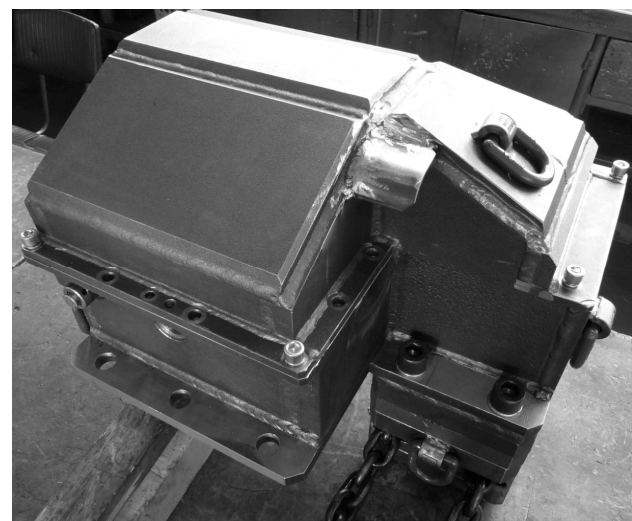
Sposób wykonania i użyte materiały umożliwiają stosowanie wciągarki w przestrzeniach niemietanowych i metanowych, w wyrobiskach zaliczonych do stopnia „a”, „b” lub „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz w wyrobiskach zaliczonych do klasy „A” lub „B” zagrożenia wybuchem pyłu węglowego. Wciągarka łańcuchowa WŁ-51 jest zakwalifikowana do urządzeń grupy I kategorii M2.



Rys.5. Wciągarka łańcuchowa zabudowana na przenośniku zgrzeblowym [1]



Rys.6. Wciągarka łańcuchowa – główne zespoły [1]



Rys.7. Przekładnia walcowo-stożkowa WS-42 [1]

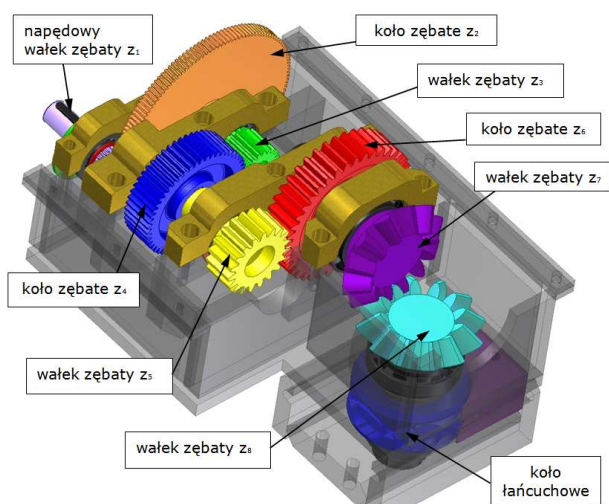
Wciągarka łańcuchowa WŁ-51 składa się z następujących zespołów (rys. 6):

- przekładni walcowo-stożkowej WS-42 (poz.1),
- zespołu koła napędowego (poz.2),
- zespołu napinania (poz.3).

Podstawowym zespołem wciągarki jest jej przekładnia walcowo-stożkowa WS-42 (rys. 7).

Przekładnia składa się z trzech stopni walcowych oraz jednego stopnia stożkowego. W przekładni walcowo-stożkowej moment obrotowy z silnika elektrycznego przekazywany jest poprzez sprzęgło elastyczne na napędowy wałek zębaty z_1 , a następnie na koło zębate z_2 osadzone na wałku zębatym z_3 , współpracującym z kołem zębatym z_4 osadzonym na wałku zębatym z_5 współpracującym z kołem zębatym z_6 . Koło zębate z_6 osadzone jest na wałku zębatym z_7 o zębach skośnych zazębiających się z wałkiem zębatym z_8 również o zębach skośnych (rys. 8).

W efekcie końcowym obrotu i moment obrotowy z silnika elektrycznego sterowanego enkoderem przekazywane są na koło łańcuchowe zabudowane w zespole napędowym.



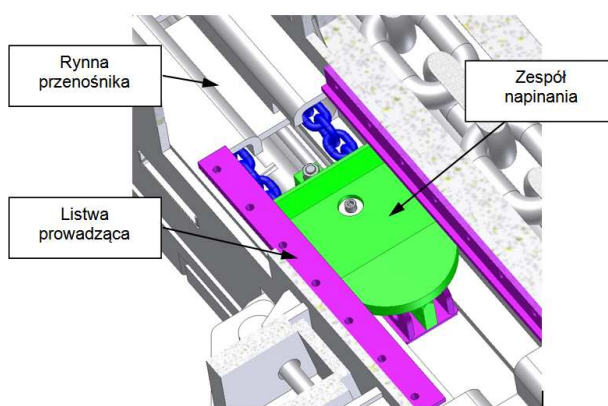
Rys.8. Koła i wałki zębate przekładni walcowo-stożkowej [1]

Zespół koła napędowego (rys. 9), połączony za pomocą sprzęgła z przekładnią WS-42, napędza łańcuch za pomocą sześciogniazdowego koła napędowego. Zabudowane w zespole napędowym wkładki umożliwiają zmianę kierunku prowadzenia łańcucha. Wałek łańcuchowego koła napędowego umożliwia zasprzęgnięcie go z wałkiem wyjściowym przekładni. W dolnej części zespołu napędowego przewidziano możliwość zabudowy enkodera.

Elementem roboczym wciągarki jest łańcuch krótkoogniowy typu f13x36 mm rozpięty w rynnie przenośnika zgrzeblowego pomiędzy kołem napędowym, a kołem zwrotnym zabudowanym w zespole napinania (rys. 10). Zespół napinania, oprócz prowadzenia łańcucha umożliwia również wybranie luzów wynikających z długości łańcucha.



Rys.9. Zespół łańcuchowego koła napędowego [1]



Rys.10. Zespół napinania [1]

5. Podsumowanie

Wieloletnia współpraca KOMAG-u z Zabrzeńskimi Zakładami Mechanicznymi S.A. (obecnie KOPEX MACHINERY S.A.) oraz Fabryką Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o. zaowocowała między innymi opracowaniem i wdrożeniem wciągarki łańcuchowej WŁ-51 będącej jednym z elementów kompleksu ścianowego MIKRUS.

Głównym zadaniem przedmiotowej wciągarki jest utrzymywanie stałego napięcia i prowadzenia, za przemieszczającym się kombajnem ścianowym, przewodów doprowadzających media robocze. Realizowane jest to poprzez zastosowanie łańcucha rozpiętego pomiędzy kołem napędowym i zwrotnym wciągarki. Do łańcucha podłączono wózek jezdny układu przewodów. Zasadniczym zespołem wciągarki jest przekładnia walcowo-stożkowa o całkowitym przełożeniu $i_c=42$.

Opracowanie przekładni oraz kompletację wciągarki uwarunkowano wymaganiami odbiorcy (wymiały i lokalizacja zabudowy). W efekcie opracowanej przez ITG KOMAG dokumentacji konstrukcyjnej wyprodukowano i wdrożono dwa egzemplarze wciągarki zabudowanej w systemie MIKRUS.

Zastosowane w kompleksie sterowanie momentowe współpracujące z zabudowanym we wciągarkę enkoderem, zapewnia wymagane napięcie przewodów przechodzących przez układak oraz przemieszczanie ich niezależnie od kierunku ruchu kombajnu.

Literatura

1. Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG.
2. Dokumentacja techniczna nr W92.085 wciągarki łańcuchowej WŁ-51.
3. Dziura J.: Kompleks Mikrus – nowa technologia wybierania pokładów niskich. *Maszyny Górnicze* 2012, nr 3, str. 3-11.
4. Dziura J.: Kompleks Mikrus – nowa technologia wybierania pokładów niskich. *Napędy i Sterowanie* 2013 Rok XV, nr 1(165), str. 42-49.
5. Jaszczuk M.: Uwarunkowania rozwoju technologicznego ścianowych systemów mechanizacyjnych. *Maszyny Górnicze* 2007 nr 4 s. 61-65.
6. Ochęduszek K.: Koła zębate, Tom I, Konstrukcje, wyd. 5 uzupełnione, poprawione i uaktualnione, WNT Warszawa 1969.
7. Sikora W.: Scenariusz rozwoju technologii wydobywania węgla w warunkach utrudnień górniczych. *Maszyny Górnicze* 2007, nr 4, s. 44-51.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Wpływ nowelizacji przepisów na proces oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej

Streszczenie

W artykule omówiono zasadnicze zmiany w procesie oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej wynikające z nowelizacji przepisów. Wprowadzone zmiany uprościły znacznie proces oceny stanu technicznego, nie wpływając na szczegółowość oceny, mierzoną liczbą elementów zakwalifikowanych do remontu lub wymiany na nowe, w porównywalnych okresach obowiązywania przepisów dotyczących oceny. Podano zbiorcze wyniki ocen stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej realizowanych z udziałem ITG KOMAG w wybranych kopalniach węgla kamiennego.

Summary

Main changes in the process of assessment the technical conditions of powered roof supports resulting from revision of regulations are discussed. The changes in regulations significantly simplified the process of assessment the technical conditions of powered roof supports not affecting the precision of assessment measured by number of components classified for repair or replacement in comparison to the similar period of previous assessment procedure. List of results of assessment the technical conditions of powered roof supports made with participation of KOMAG in the selected hard coal mines is given.

1. Wprowadzenie

Użytkownicy sekcji obudowy zmechanizowanej, celem określenia jej przydatności do dalszego, bezpiecznego użytkowania, są zobowiązani do przeprowadzania oceny ich stanu technicznego. W ostatniej nowelizacji przepisów dotyczących oceny stanu technicznego [3] zmieniono metody oceny. Przed nowelizacją czynnikiem decydującym o trybie postępowania podczas oceny stanu technicznego był wskaźnik A_{10} , wyznaczany metodą obliczeniową [2]. Zgodnie z aktualnie obowiązującymi przepisami o sposobie postępowania i zakresie oceny stanu technicznego sekcji decyduje liczba lat od czasu produkcji sekcji. Wprowadzone zmiany w sposób istotny uprościły proces oceny stanu technicznego sekcji ze względu na zmianę trybu wyboru sposobu przeprowadzania oceny, skutkującą zwiększeniem liczby przeglądów technicznych kosztem badań technicznych. Uproszczenie procedury oceny stanu technicznego, jakkolwiek pozytywnie oceniane przez użytkowników, nie powinno jednak wpłynąć negatywnie na poziom bezpieczeństwa użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej.

W niniejszej publikacji przeanalizowano wpływ nowelizacji przepisów na proces i wyniki oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej w 9 wybranych zakładach górniczych [1].

2. Podstawy prawne oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej

Użytkownik jest zobowiązany do przeprowadzania oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej na podstawie przepisów, które na przestrzeni kilkunastu lat podlegały następującym zmianom:

- Wytyczne i kryteria oceny stopnia zużycia elementów obudowy zmechanizowanej - Ministerstwo Przemysłu i Handlu – z dnia 15.04.1993;
- Wytyczne i kryteria oceny stopnia zużycia elementów obudowy zmechanizowanej - Ministerstwo Przemysłu i Handlu - z dnia 01.06.1994;
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. (Dz. U. 2002, nr 139, poz. 1169) - z dnia 02.09.2002;
- 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. 2006, nr 124, poz. 863) - z dnia 12.08.2006;
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 25 czerwca 2010 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. (Dz. U. 2010, nr 126, poz. 855) - z dnia 14.08.2010.

Ostatnia nowelizacja wprowadziła następujące zmiany, w odniesieniu do wcześniej obowiązujących:

- zrezygnowano z metody obliczeniowej oceny stanu technicznego sekcji obudowy,
- wprowadzono wymóg przeprowadzenia przeglądu technicznego wszystkich sekcji poddanych ocenie,
- wymóg przeprowadzenia badań technicznych uzależniono od liczby lat od czasu produkcji sekcji,
- zrezygnowano z określania wartości kryterialnych, w odniesieniu do wyników pomiarów dokonywanych w ramach badania technicznego,
- zmieniono skład komisji powoływanej celem oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej. Przedstawiciela jednostki upoważnionej do przeprowadzania badań i oceny wyrobów określonej w przepisach w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych, zastąpiono przedstawicielem jednostki notyfikowanej w zakresie obudów zmechanizowanych.

Wprowadzone zmiany uprościły procedurę oceny. Poniżej na przykładzie ocen stanu technicznego sekcji

w wybranych 9 kopalniach, przeanalizowano wpływ zmiany przepisów na proces przeprowadzania oceny.

3. Porównanie wyników ocen stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej

W celu przeprowadzenia analizy wpływu nowelizacji przepisów na proces oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej, na podstawie ocen przeprowadzonych w 9 wybranych zakładach górniczych wyodrębniono dwa okresy:

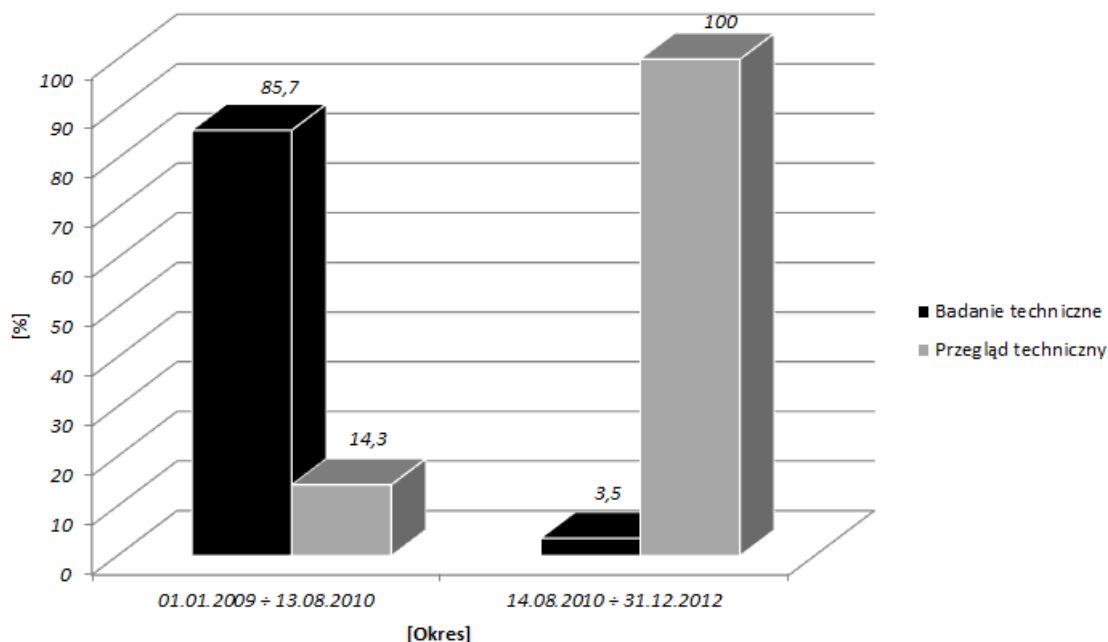
- I okres obejmujący oceny stanu technicznego od początku 2009 roku do 13.08.2010 – tzn. do ostatniego dnia przed datą wprowadzenia nowelizacji przepisów,
- II okres obejmujący oceny stanu technicznego od ostatniej nowelizacji do końca 2012 roku.

W analizowanych okresach specjaliści Instytutu Techniki Górniczej KOMAG uczestniczyli w 125 ocenach stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej w tych kopalniach. Liczbę przeprowadzonych ocen stanu technicznego i liczbę sekcji poddanych ocenie, w wyodrębnionych okresach, przedstawiono w tabeli 1.

Zestawienie liczby ocen stanu technicznego oraz liczba sekcji poddanych ocenie w analizowanych okresach (na podstawie [1])

Tabela 1

Analizowany okres	Liczba ocen stanu technicznego	Liczba sekcji poddanych ocenie	Liczba sekcji poddanych badaniu technicznemu	Liczba sekcji poddanych przeglądowi technicznemu
01.01.2009÷13.08.2010	44	5036	4314	722
14.08.2010÷31.12.2012	81	8233	291	8233



Rys. 1. Procentowy udział badań technicznych i przeglądów technicznych w całkowitej liczbie ocen stanu technicznego sekcji w wyodrębnionych okresach (na podstawie [1])

Na podstawie powyższych danych określono procentowy udział badań technicznych i przeglądów technicznych sekcji w stosunku do całkowitej liczby sekcji poddanych ocenie w wyodrębnionych okresach (rys. 1).

Z przedstawionego wykresu wynika, że nastąpił zdecydowany spadek badań technicznych, a wzrost przeglądów technicznych. Wpłynęło to na:

- skrócenie czasu przeprowadzenia oceny stanu technicznego sekcji,
- poprawę bezpieczeństwa prac związanych z przeprowadzaniem oceny, gdyż zmniejszenie liczby sekcji poddanych badaniu technicznemu znacząco zmniejszyło zakres prac transportowych, demontażowych i montażowych związanych z przeprowadzaniem badań (w opinii użytkowników znacząca liczba wypadków występuje właśnie podczas prac transportowych [5]).

W tabeli 2 zestawiono liczbę sekcji poddanych ocenie w poszczególnych kopalniach na podstawie określenia wskaźnika A_w (obowiązywał przed nowelizacją przepisów), a w tabeli 3 zestawiono liczbę sekcji poddanych ocenie w tych samych kopalniach na podstawie upływu czasu od wyprodukowania sekcji.

Na podstawie danych zawartych w tabelach 2 i 3 obliczono procentowe udziały ocenianych sekcji w zależności od:

- wskaźnika A_w (rys. 2),
- od liczby lat od czasu produkcji sekcji (rys. 3).

Jakkolwiek zgodnie z przepisami obowiązującymi w latach 2009 ÷ 2010 wyróżniono dwa tryby oceny, w zależności od wartości wskaźnika A_w (większej lub mniejszej od 4000), to w tabeli 2 wyróżniono trzy przedziały wartości A_w celem porównania z zakresem oceny po nowelizacji przepisów.

Zestawienie liczby sekcji ocenianych w kopalniach przed nowelizacją przepisów na podstawie wskaźnika A_w (na podstawie [1])

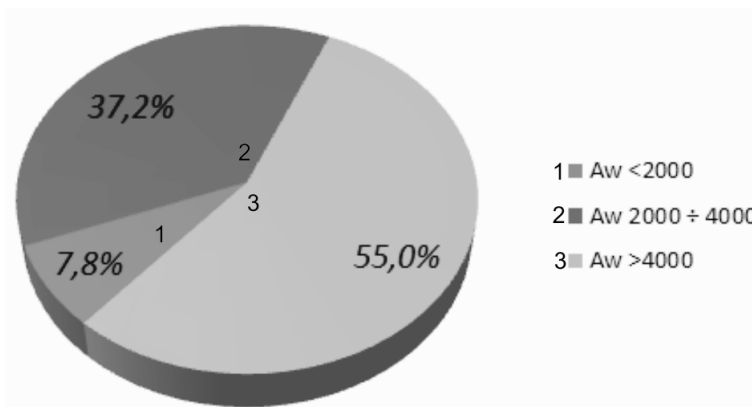
Tabela 2

Kopalnia	Liczba sekcji w zależności od wartości wskaźnika A_w		
	<2000	2000÷4000	>4000
1	---	380	412
2	131	10	257
3	---	---	329
4	---	---	398
5	---	334	493
6	---	271	385
7	96	92	499
8	162	294	---
9	---	493	---
Suma	389	1874	2773

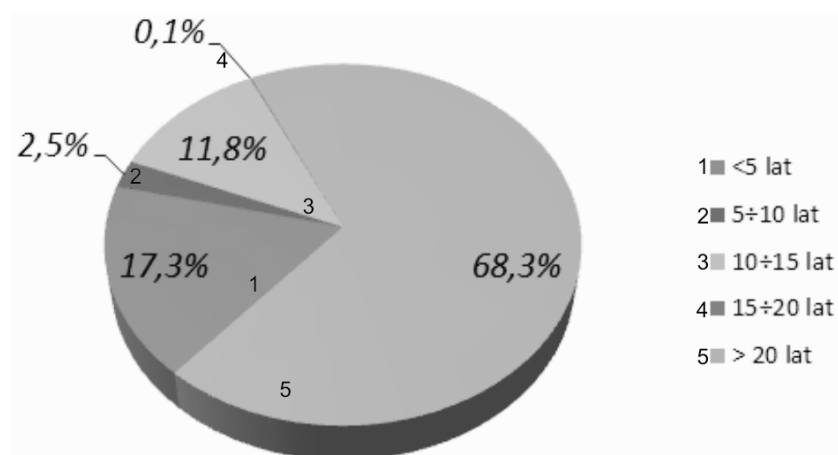
Zestawienie liczby sekcji ocenianych w kopalniach po nowelizacji przepisów na podstawie upływu czasu od ich wyprodukowania (na podstawie [1])

Tabela 3

Kopalnia	Liczba lat od czasu produkcji sekcji				
	<5	5÷10	10÷15	15÷20	>20
1	---	---	---	---	613
2	405	205	---	---	355
3	332	---	---	---	328
4	210	---	---	---	473
5	---	---	---	---	959
6	---	---	---	---	795
7	---	---	---	---	930
8	324	---	---	3	1168
9	158	---	975	---	---
Suma	1429	205	975	3	5621



Rys.2. Procentowy udział sekcji ocenianych przed nowelizacją przepisów na podstawie wskaźnika A_w (na podstawie [1])



Rys.3. Procentowy udział sekcji ocenianych po nowelizacji przepisów na podstawie upływu czasu od ich wyprodukowania (na podstawie [1])

Zestawienie elementów podstawowych sekcji zakwalifikowanych do remontu lub wymiany na nowe przed nowelizacją przepisów (na podstawie [1])

Tabela 4

Kopalnia ¹⁾	Element podstawowy sekcji				
	Spągница	Łącznik przedni	Łącznik tylny	Ośłona odzawałowa	Stropnica
4	36	---	---	17	25
5	1	---	---	---	---
6	---	---	---	---	10
8	4	---	---	2	2
9	5	7	---	10	5
suma	46	7	---	29	42

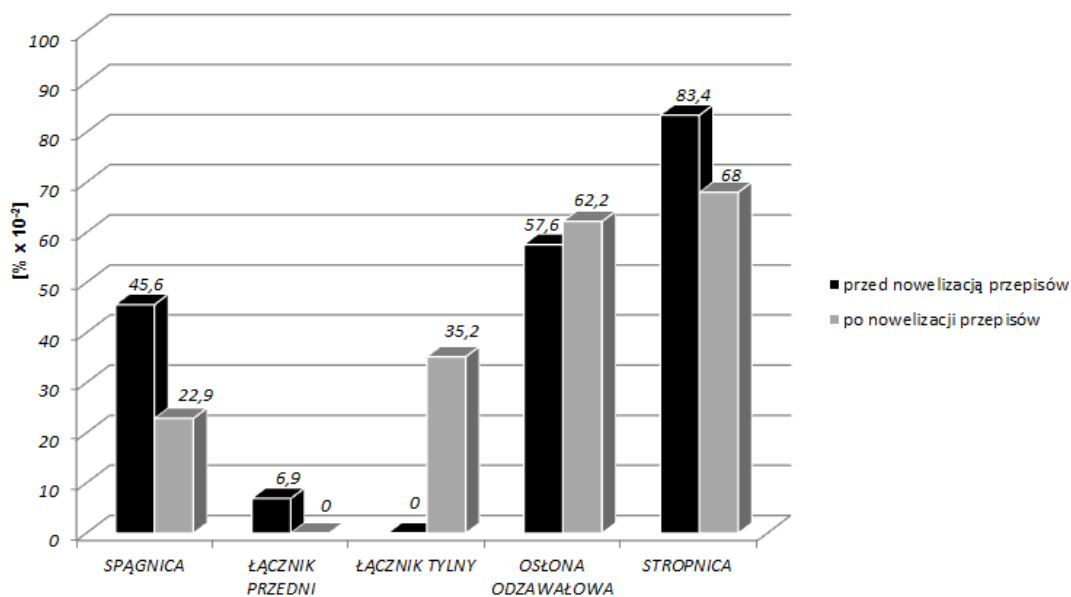
¹⁾ Kopalnie 1, 2, 3, 7 – brak wymienianych elementów podstawowych sekcji

Zestawienie elementów podstawowych sekcji zakwalifikowanych do remontu lub wymiany na nowe po nowelizacji przepisów (na podstawie [1])

Tabela 5

Kopalnia ¹⁾	Element podstawowy sekcji				
	Spągница	Łącznik przedni	Łącznik tylny	Ośłona odzawałowa	Stropnica
1	4	---	---	1	26
6	---	---	---	5	17
7	1	---	---	20	14
8	33	---	60	27	1
9	1	---	---	---	---
suma	39	---	60	53	58

¹⁾ Kopalnie 2, 3, 4, 5 – brak wymienianych elementów podstawowych sekcji



Rys.4. Procentowy udział elementów konstrukcyjnych przeznaczonych do wymiany (na podstawie [1])

Procentowy udział wymienionych elementów hydrauliki sterowniczej i przewodów hydraulicznych przed nowelizacją przepisów (na podstawie [1])

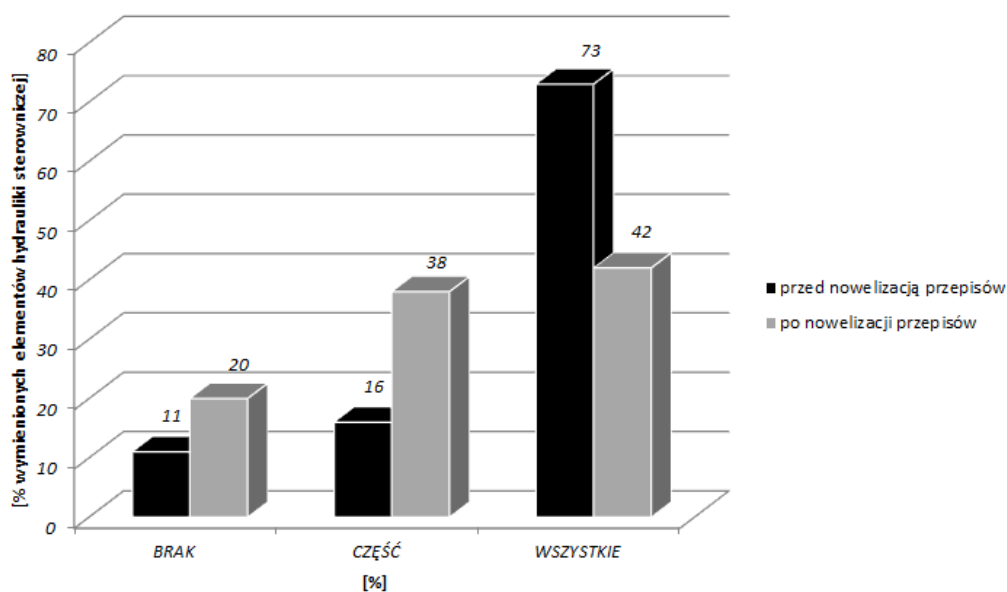
Tabela 6

Elementy układu hydraulicznego zakwalifikowane do wymiany w trakcie oceny	Hydraulika sterownicza			Przewody hydrauliczne		
	Brak	Część	Wszystkie	Brak	Część	Wszystkie
Liczba ocen stanu technicznego	5	7	32	0	11	33

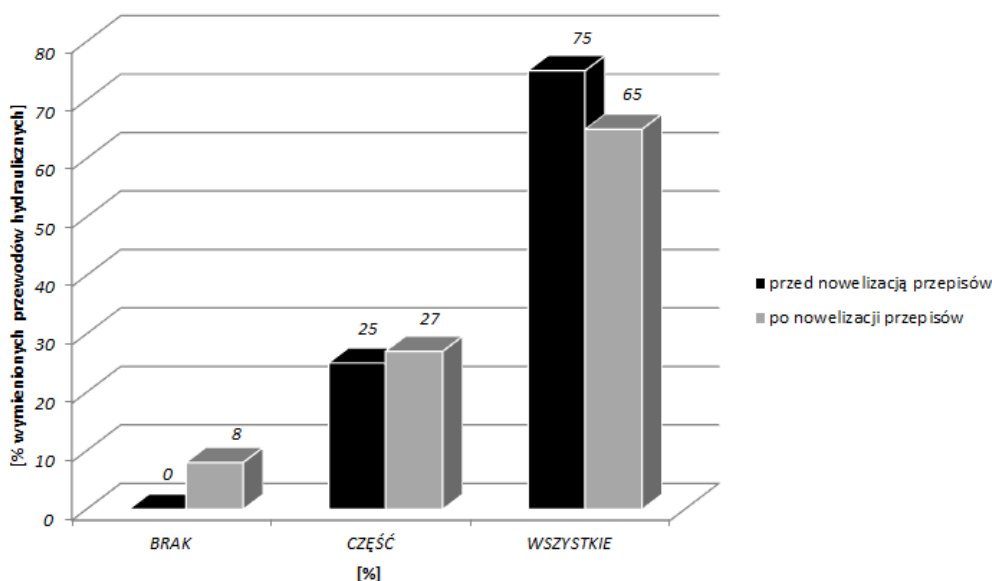
Procentowy udział wymienionych elementów hydrauliki sterowniczej i przewodów hydraulicznych po nowelizacji przepisów (na podstawie [1])

Tabela 7

Elementy układu hydraulicznego zakwalifikowane do wymiany w trakcie oceny	Hydraulika sterownicza			Przewody hydrauliczne		
	Brak	Część	Wszystkie	Brak	Część	Wszystkie
Liczba ocen stanu technicznego	16	31	34	7	22	52



Rys.5. Procentowy udział wymienionych elementów hydrauliki sterowniczej (na podstawie [1])



Rys.6. Procentowy udział wymienionych przewodów hydraulicznych (na podstawie [1])

Zestawienie elementów hydrauliki siłowej zakwalifikowanych do wymiany (na podstawie [1])

Tabela 8

	Stojaki [%]	Podpory stropnicy [%]	Przesuwniki [%]	Inne siłowniki [%]
Przed nowelizacją	32,1	34,5	40,9	31,8
Po nowelizacji	18,9	23,8	25,9	15,2

Analizując rysunki 1, 2 i 3 można stwierdzić wzrost liczby sekcji obudowy zmechanizowanej podlegających ocenie, których wiek liczony od czasu ich wyprodukowania nie przekracza 10 lat. Przed nowelizacją wynosił on 14,8% (przeгляд techniczny był przeprowadzany dla sekcji, których wiek nie przekroczył 10 lat, w przeciwnym wypadku należało przeprowadzić badania techniczne), a po nowelizacji 19,8%.

Przyczyną może być wzrost inwestycji na zakup nowych sekcji, co skutkuje poprawą bezpieczeństwa w czasie eksploatacji wynikającą z użytkowania nowocześniejszych sekcji.

W tabelach 4 i 5 zestawiono liczbę elementów konstrukcyjnych zakwalifikowanych w wyniku przeprowadzonych ocen stanu technicznego do remontu w specjalistycznych zakładach naprawczych lub zakwalifikowanych do wymiany na nowe.

Celem oceny wpływu nowelizacji przepisów na proces oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej wyznaczono procentowe udziały elementów skierowanych do remontu lub do wymiany na nowe w stosunku do całkowitej liczby elementów poddanych ocenie w porównywanych okresach.

Na rysunku 4 przedstawiono procentowy udział liczby elementów konstrukcyjnych zakwalifikowanych do remontu w specjalistycznych zakładach naprawczych lub do wymiany na nowe w stosunku do

całkowitej liczby elementów poddanych ocenie stanu technicznego w analizowanych okresach.

Analizując rysunek 4 można stwierdzić, że na jednakowym poziomie utrzymywała się liczba elementów konstrukcyjnych zakwalifikowanych do remontu w specjalistycznych zakładach naprawczych lub do wymiany na nowe.

Wyraźna zmiana nastąpiła w przypadku łączników tylnych, których znaczna liczba została uszkodzona podczas demontażu sekcji.

W przypadku oceny stanu technicznego elementów układu hydraulicznego, komisja przeprowadzająca ocenę nie specyfikuje liczby wymienianych elementów danego typu, lecz określa procentowy udział elementów zakwalifikowanych do wymiany, w odniesieniu do kompletu układu hydraulicznego w danej ścianie.

W tabelach 6 i 7 zestawiono liczbę ocen stanu technicznego uszeregowaną według kwalifikacji elementów hydrauliki sterowniczej oraz przewodów hydraulicznych w trakcie oceny stanu technicznego. Wyróżniono 3 grupy ocen:

- oceny stanu technicznego, podczas których stwierdzono, że elementy układu hydraulicznego i przewody hydrauliczne nie wymagają wymiany,
- oceny stanu technicznego, podczas których zdecydowano o wymianie całego kompletu układu hydraulicznego i wszystkich przewodów hydraulicznych,

- pośrednią grupę ocen, podczas których zalecono częściową wymianę elementów układu hydraulicznego i przewodów hydraulicznych.

Wykorzystując podział ocen stanu technicznego układu hydraulicznego na wyróżnione trzy grupy, na rysunkach 5 i 6 przedstawiono procentowy udział ocen w tych grupach w stosunku do całkowitej liczby ocen dokonywanych przed i po nowelizacji przepisów.

Widoczny jest spadek udziału ocen, podczas których zdecydowano o całkowitej wymianie kompletu hydrauliki sterowniczej w ocenianej ścianie. Świadczy to o bardziej racjonalnej gospodarce elementami maszyn. Wyraźny przyrost liczby ocen, podczas których stwierdzono, że hydraulika sterownicza nie wymaga wymiany, może również świadczyć o rosnącej liczbie stosowanych nowych sekcji.

W wyodrębnionych okresach obowiązywania przepisów dotyczących ocen stanu technicznego sekcji procentowy udział ocen, podczas których część przewodów hydraulicznych zakwalifikowano do wymiany jest porównywalna. Natomiast istotne różnice widoczne są w skrajnych grupach ocen. Podobnie jak w przypadku hydrauliki sterowniczej, na wzrost liczby ocen, podczas których zakwalifikowano wszystkie przewody jako sprawne, miał wpływ zwiększony udział sekcji nowych w ogólnej liczbie sekcji poddanych ocenie.

Procentowy udział wymienianych stojaków hydraulicznych, podpór stropnicy, przesuwników sekcji oraz pozostałych siłowników hydraulicznych, w odniesieniu do całkowitej liczby poszczególnych rodzajów siłowników poddanych ocenie przed i po nowelizacji przepisów przedstawiono w tabeli 8.

Widać wyraźny spadek procentowego udziału elementów hydrauliki siłowej skierowanych do remontu lub wymiany na nowe. W porównywanych okresach obowiązywania przepisów dotyczących oceny stanu technicznego zmieniła się również technologia remontu elementów hydrauliki siłowej. Wprowadzono np. nowe, trwalsze powłoki ochronne, zabezpieczenia gładzi tłoczków, wypełnienia przestrzeni pomiędzy stojakiem a gniazdem spągnicy celem wyeliminowania blokowania stojaka przez nagromadzone odłamki skał. Zaostrzono również wymagania stawiane zakładom przeprowadzającym remont [7]. Przedstawione czynniki wpłynęły na wzrost trwałości i niezawodności elementów hydrauliki siłowej [6].

4. Podsumowanie

Porównanie procentowego udziału podstawowych elementów sekcji zakwalifikowanych do wymiany

w porównywanych okresach obowiązywania przepisów, w wyniku oceny stanu technicznego, zilustrowanego na rysunku 4, świadczy o braku wpływu zmiany przepisów na liczbę elementów zakwalifikowanych do wymiany. Zakładając, że sekcje obudowy zmechanizowanej przed i po nowelizacji przepisów były użytkowane w porównywalnych warunkach, można stwierdzić, iż bezpieczeństwo użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej nie uległo pogorszeniu w wyniku uproszczenia procedur oceny stanu technicznego.

Uproszczenie procedury oceny stanu technicznego polegające na zastąpieniu wskaźnika A_w liczbą lat upływających od daty wyprodukowania elementu sekcji skutkuje ułatwieniem trybu przeprowadzania oceny. Zmniejszyła się, w sposób zdecydowany liczba sekcji poddanych badaniu technicznemu, a zwiększyła się liczba sekcji poddanych przeglądowi technicznemu, co znacznie skróciło czas przeprowadzania oceny stanu technicznego.

Opisane zmiany trybu oceny są zgodne z postulatami użytkowników sekcji obudowy zmechanizowanej, gdyż umożliwiają skrócenie czasu zbrojenia nowej ściany, przy równoczesnym zmniejszeniu nakładu pracy związanej z oceną stanu technicznego.

Reasumując można stwierdzić, że nowelizacja przepisów dotyczących stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej spowodowała pozytywne zmiany.

Literatura

1. Protokoły z oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej przeprowadzone w wybranych kopalniach przy udziale ITG KOMAG w okresie od 01.01.2009 do końca 2012 roku.
2. 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. 2006, nr 124, poz. 863)
3. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 25 czerwca 2010 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. (Dz. U. 2010, nr 126, poz. 855).
4. Chlebek D., Gerlich J.: Analiza wyników oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej w wybranych kopalniach. Maszyny Górnicze 2013 nr 1 s. 22-26.

-
5. Koczwarą J., Perenc B.: Bezpieczeństwo eksploatacji maszyn i urządzeń w wyrobiskach kopalń węgla kamiennego. Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego – Monografia. CBiDGP. Łódź 2012.
 6. Szyguła M., Cieślak Z., Gerlich J.: Identyfikacja trwałości stojaków i siłowników wykonawczych stosowanych w sekcjach obudowy zmechanizowanej. Maszyny Górnicze 2012 nr 1 s. 14-18.
 7. Żdziebko J.: Uszkodzenia hydrauliki siłowej sekcji obudów zmechanizowanych eksploatowanych w Kompanii Węglowej. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2011. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011 s. 111-118.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Komputerowe wspomaganie obliczeń parametrów technologicznych górniczych przenośników zgrzeblowych

Streszczenie

Wydajność eksploatacji węgla kamiennego systemem ścianowym uzależniona jest m.in. od odpowiedniego doboru parametrów pracy poszczególnych maszyn, to jest przenośnika, kombajnu i obudowy zmechanizowanej. W artykule przedstawiono komputerową metodę doboru przenośnika ścianowego w zależności od planowanego wydobycia, bazującą na podstawowych zależnościach do projektowania oraz doboru przenośnika zgrzeblowego do danych warunków eksploatacyjnych.

Summary

Production rate of hard coal with use of longwall system depends, among others, on proper selection of operational parameters of each machine, i.e. conveyor, shearer and powered roof support. Computer method for selection of parameters longwall shearer, depending on planned output, based on basic assumptions for designing, and for selection of flight-bar conveyor for the given operational conditions, is presented.

1. Wprowadzenie

Podstawowym systemem eksploatacji węgla kamiennego w polskich kopalniach jest system ścianowy. Umożliwia on dużą koncentrację wydobycia oraz uzyskiwanie wysokich wydajności poprzez szybki postęp przodka ściany. W Polsce prawie 100% wydobycia uzyskuje się systemem ścianowym kombajnowym [5].

Wyposażenie kompleksu ścianowego stanowi zespół maszyn i urządzeń do mechanicznego urabiania węgla, na który składają się: głównie kombajn ścianowy, przenośnik zgrzeblowy oraz obudowa zmechanizowana.

W kopalniach węgla kamiennego stosowane są różnego rodzaju przenośniki zgrzeblowe. Rozróżnia się trzy podstawowe grupy związane z miejscem ich pracy. Są to przenośniki:

- zgrzeblowe ścianowe,
- podścianowe,
- zgrzeblowe chodnikowe.

Oprócz nich spotyka się też inne specjalne zastosowania przenośników tj:

- przenośniki zasobnikowe,
- wygarniające urobek ze zbiorników pionowych,
- krótkie podawarki zgrzeblowe, itp.

Dobór przenośnika zgrzeblowego, w połączeniu z innymi maszynami systemu ścianowego, jest zagadnieniem istotnym z punktu widzenia ich wzajemnej współpracy, w ramach systemu ścianowego.

Wynika to z warunków pracy oraz potrzeby spełniania różnorodnych funkcji.

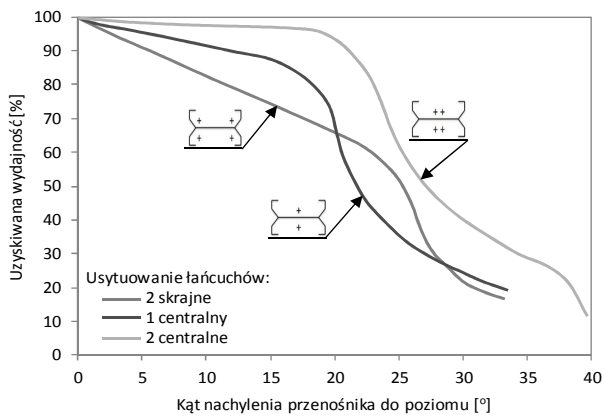
Przenośnik ścianowy współpracuje z przenośnikiem podścianowym, który jest drugim środkiem odstawy urobku ze ściany. Ze względu na to, że w przenośnikach tych silniki (1 lub 2) znajdują się zawsze w napędzie wysypowym, dobór podstawowych parametrów przenośnika jest łatwiejszy i przebiega inaczej niż w przenośnikach ścianowych.

2. Dobór ścianowych przenośników zgrzeblowych

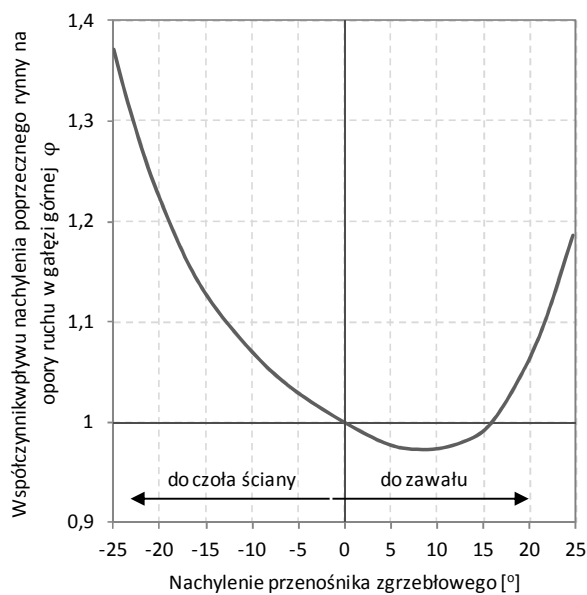
Przenośniki zgrzeblowe ścianowe pracują w ścianach o różnych nachyleniach podłużnych i poprzecznych. Nachylenia podłużne zmieniają się w granicach od 0° do 55° i mają wpływ na wydajność przenośnika. Przenośniki pracujące po upadzie, przy kątach od 35° do 55°, nazywane są hamującymi, zaś w pozostałych przypadkach (aż do pracy po wzniosie w granicach do kątów 20°) przenośnikami przesuwanymi (rys. 1).

Przenośniki hamujące powinny spełniać dodatkowe wymagania, wynikające z aktualnych przepisów bezpieczeństwa pracy [3]. Dotyczą one głównie zabezpieczeń przed skutkami staczania się brył urobku wzdłuż ściany oraz skutecznym hamowaniem przenośnika zgrzeblowego po wyłączeniu silników napędów.

Również nachylenia poprzeczne dochodzące do wartości $\pm 20^\circ$ mają wyraźny wpływ na opory ruchu przenośnika zgrzeblowego (rys. 2).



Rys. 1. Uzyskiwana wydajność prętośników zgrzeblowych w funkcji kąta nachylenia do poziomu podczas transportu po wzniosie [1, 6]

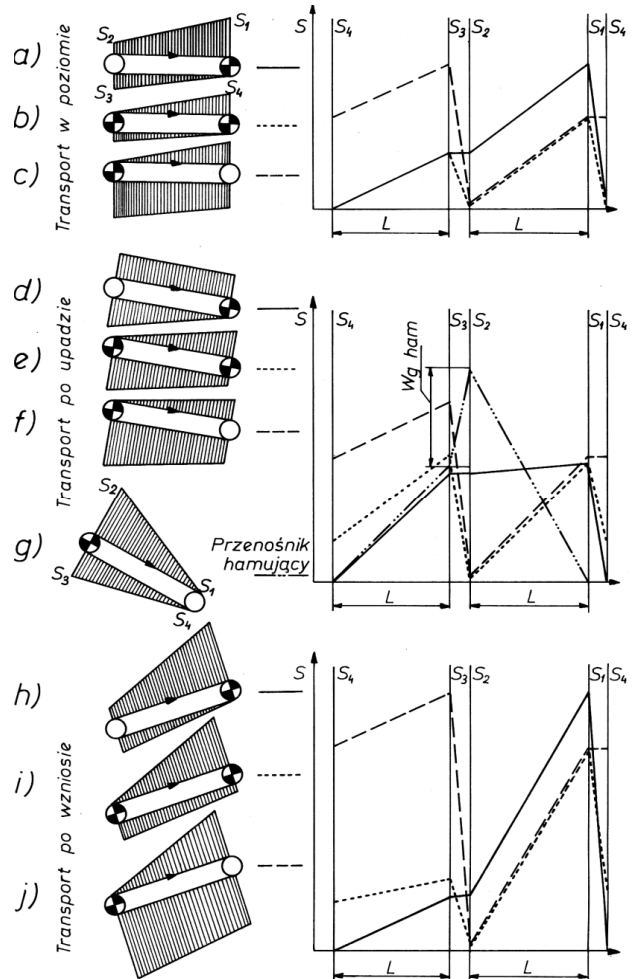


Rys. 2. Zależność współczynnika ϕ , określającego wpływ nachylenia poprzecznego rynny na opory ruchu w gałęzi górnej, od kąta nachylenia poprzecznego prętośnika zgrzeblowego [2, 6]

Warunki pracy prętośnika zgrzeblowego ścianowego mają również wpływ na opory ruchu gałęzi górnej i dolnej. W zależności od wartości tych oporów dobierane są moce napędów i ich rozdział na napęd wysypowy i zwrotny. Opory ruchu prętośnika zgrzeblowego i wynikające z nich moce oraz rozmieszczenie jednostek napędowych zależą od wielu czynników, do których należy zaliczyć:

- długość prętośnika L , w tym długość załadunku L_c [m],
- współczynnik oporów ruchu gałęzi górnej f_g , zależny nie tylko od rodzaju transportowanego materiału, ale i od jego przekroju poprzecznego,
- współczynnik oporów ruchu gałęzi dolnej f_d , zależny od rodzaju transportowanego materiału i stopnia zanieczyszczenia tej gałęzi,

- współczynnik ψ_g , określający opory ruchu w gałęzi górnej (opory dodatkowe), na zakrzywieniach trasy ciągną łańcuchowego, w kadłubie napędu wysypowego i na prętośniku,
- współczynnik ψ_d , określający opory ruchu gałęzi dolnej (opory dodatkowe), na zakrzywieniach trasy ciągną łańcuchowego, w kadłubie napędu zwrotnego i na prętośniku,
- współczynnik określający wpływ nachylenia poprzecznego ϕ na opory ruchu gałęzi górnej f_g ,
- obciążenie jednostkowe prętośnika urobkiem q_u [kg/m],
- masa jednostkowa ciągną q_c [kg/m],
- sprawność całkowita napędu η_c ,
- stosunek oporów ruchu gałęzi górnej W_g do oporów ruchu gałęzi dolnej W_d .



Rys. 3. Wykresy zmian naciągu ciągną łańcuchowego dla prętośników zgrzeblowych prostoliniowych przy różnych kątach nachylenia podłużnego i przy różnych układach napędowych [1]

Ostatni z wymienionych czynników ma decydujący wpływ na rozmieszczenie jednostek napędowych prętośnika zgrzeblowego ścianowego, ponieważ jest on wykładnikiem rozkładu naciągu (napięć) w ciągnach łańcuchowych. Na rysunku 3 pokazano przykłady rozkładu napięć w górnej i dolnej gałęzi ciągną

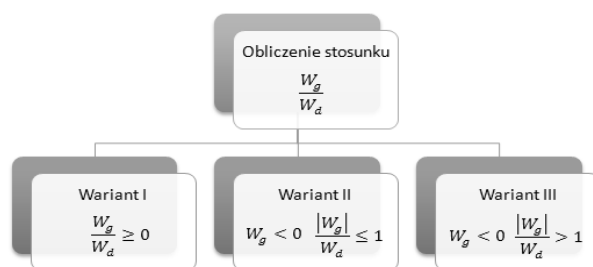
łańcuchowego przenośnika zgrzeblowego ścianowego. Są one zgromadzone w trzech grupach, których wyróżnikiem jest kąt nachylenia podłużnego przenośnika α . Pokazane przykłady nie wyczerpują wszystkich możliwych przebiegów napięć w ciągnięciu, ale dają podgląd o ich skali i potrzebie uwzględniania w algorytmach obliczeniowych.

Generalnie, dla przenośników zgrzeblowych ścianowych najlepszy rozkład napięć to taki, w którym nie ma przenoszenia mocy z jednego napędu na drugi. Inaczej mówiąc, opory ruchu gałęzi górnej powinny pokonywać napęd wysypowy, a opory ruchu gałęzi dolnej napęd zwrotny (rys. 3b). Jest to jednak wyidealizowany stan pracy przenośnika, ponieważ nawet przy niezmiennym obciążeniu przenośnika urobkiem, nie ma możliwości dobrania (z istniejących typoszeregów silników) takiej mocy, aby precyzyjnie określić zapotrzebowanie mocy obu napędów jakie wynikają z oporów ruchu gałęzi górnej i dolnej ciągnia łańcuchowego. Wszystkie silniki napędów danego przenośnika powinny być takie same, gdyż w przeciwnym wypadku występują różne poślizgi nominalne, wpływające na rozkład mocy napędów przenośnika. Oczywiście, nawet w przypadku stosowania tych samych silników, ich poślizgi nominalne mogą różnić się w granicach $\pm 20\%$, co prowadzi do zróżnicowania rozkładu mocy napędów przenośnika. Bardzo ważnym czynnikiem ruchowym jest zmienność obciążenia przenośnika urobkiem w czasie jego pracy. Niezbędne jest zatem uwzględnienie tego faktu w obliczeniach. Jeden napęd może wspomagać pracę drugiego napędu za pośrednictwem dolnej lub górnej gałęzi ciągnia. W obliczeniach, wprowadzonych przez firmę Westfalia-Lünen przyjmuje się pojęcie współczynnika przenoszenia mocy z jednego napędu na drugi k_N . Przy jednakowych mocach nominalnych silników zainstalowanych w napędzie wysypowym i zwrotnym zaproponowano wartość współczynnika $k_N = 1,5$. W przypadku, gdy w jednym napędzie są dwa silniki, a w drugim jeden to współczynnik $k_N = 1,25$. Nie oznacza to jednak, że w poszczególnych zastosowaniach rzeczywiste wartości nie mogą być inne. Wartości k_N przyjmuje się na podstawie obserwacji, a przede wszystkim badań ruchowych przenośników [6].

W obliczeniach ścianowych przenośników zgrzeblowych przyjęto trzy różne warianty obliczeń, których wybór uzależniony jest od stosunku $\frac{W_g}{W_d}$ (rys. 4).

W wariantie I, $W_g \geq 0$ i $W_d > 0$ (nie uwzględnia się przypadku, gdy $W_d < 0$, ponieważ może mieć on miejsce tylko przy transporcie urobku w górę i przy kątach nachylenia podłużnego przenośnika większych od 15° , który w praktyce nie występuje). Ten przypadek dotyczy szerokiej, ale nie całej, grupy przenośników zgrzeblowych stosowanych w górnictwie, zwanych

przenośnikami przesuwającymi. W tym przypadku można zastosować, w zależności od potrzeb użytkownika, 2, 3 lub 4 silniki. W opracowanej metodzie obliczeń nie podano wyników obliczeń dla przypadku $j_N = 4$, ponieważ moc tych silników równa jest połowie mocy jednostek dla $j_N = 2$. Aktualnie bardzo rzadko spotyka się przenośniki z 4 silnikami, ponieważ ich łączny koszt zakupu i eksploatacji jest większy niż w przypadku, gdy ta sama moc zawarta jest tylko w 2 jednostkach. Dodatkowo przy $j_N = 4$ istnieją utrudnienia ruchowe (pod względem technologicznym). W przypadku, gdy $j_N = 3$ i $\frac{W_g}{W_d} \geq 1$, dwa silniki powinny być w napędzie wysypowym i jeden w napędzie zwrotnym, zaś dla $\frac{W_g}{W_d} \leq 1$ odwrotnie.



Rys.4. Warianty obliczeń dla ścianowych przenośników zgrzeblowych

W wariantie II i III, w którym opory ruchu $W_g < 0$ (obciążona urobkiem gałąź górna ciągnąca jest hamowana) moc silnika przenośnika zgrzeblowego jest liczona dwukrotnie, czyli dla obciążonego i bez urobku. Następnie oblicza się stosunek tych mocy, czyli $k_W = \frac{N_{cz}}{N_{cn}}$ i do dalszych obliczeń przyjmuje się większą z wartości obliczonej mocy, czyli N_{cz} , gdy $k_w \geq 1$ i N_{cn} gdy $k_w < 1$. W przypadku, gdy $\frac{|W_g|}{W_d} \leq 1$ proponuje się zastosowanie po jednym silniku na obu napędach przenośnika, zaś gdy $\frac{|W_g|}{W_d} > 1$ proponuje się jeden silnik na napędzie zwrotnym lub dwa w tym samym napędzie o mocach dwa razy mniejszych.

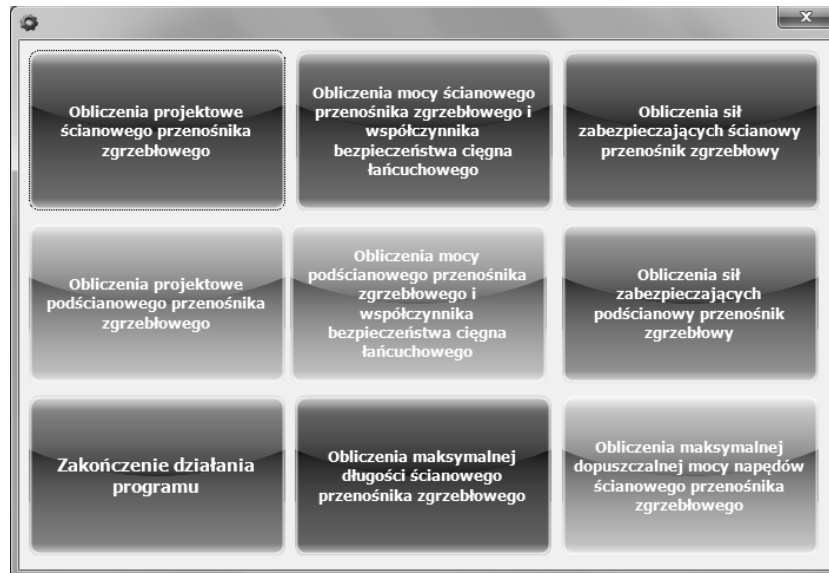
W wariantie I przyjmuje się, że wartość współczynnika bezpieczeństwa dla łańcucha wynosząca $2 \div 3$, zaś w wariantie II i III, ze względu na to, że dotyczy znacznych nachyleń podłużnych przenośnika, wartość $3 \div 4$. Zwiększone wartości współczynnika bezpieczeństwa dla wariantów II i III wynikają z trudności z łączeniem zerwanych ciągów łańcuchowych (oba jego końce oddalają się od siebie po zerwaniu).

Uwzględniając powyższe, w oparciu o narzędzia programistyczne i zgromadzone dane, opracowano algorytm, a następnie program komputerowy doboru

parametrów przenośnika zgrzeblowego. Zgodnie z założeniami przyjętymi przy opracowywaniu algorytmu doboru przenośników zgrzeblowych, możliwie jest wyznaczenie istotnych parametrów zapewniających bezpieczeństwo pracy, w zależności od zadanych danych wejściowych.

Program obliczeń obejmuje zagadnienia związane z projektowaniem i doбором przenośników zgrzeblowych (rys. 5), czyli:

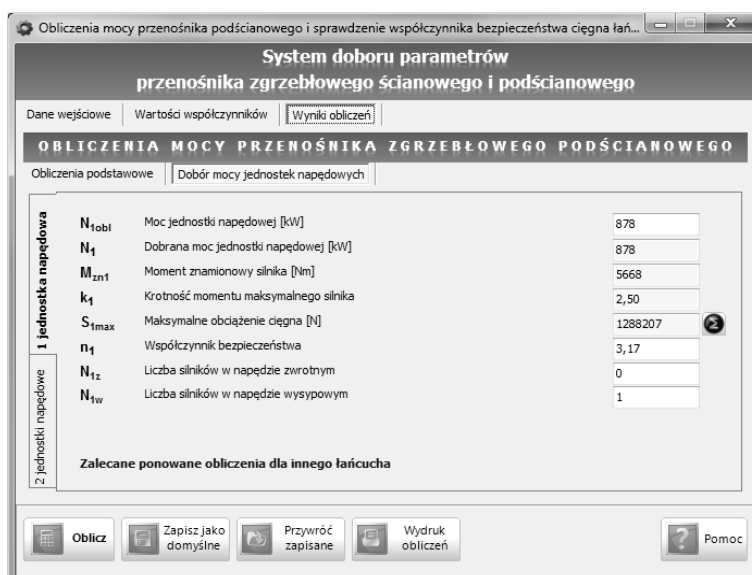
- obliczenia projektowe przenośnika zgrzeblowego ścianowego (rys. 6),



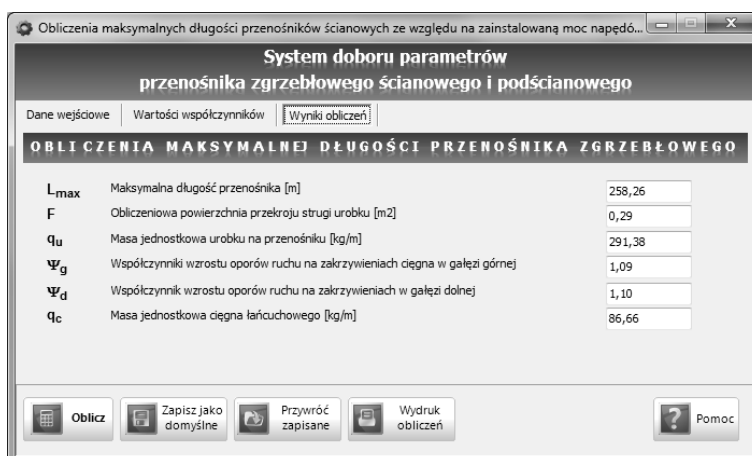
Rys.5. Główne okno programu [4]



Rys.6. Okno programu - obliczenia projektowe przenośnika zgrzeblowego ścianowego [4]



Rys.7. Okno programu - obliczenia mocy przenośnika zgrzeblowego podścianowego i sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego [4]



Rys.8. Okno programu - obliczenia maksymalnych długości przenośników ścianowych [4]

- obliczenia mocy przenośnika zgrzeblowego ścianowego i sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego, dla określonych warunków pracy,
- obliczenia projektowe przenośnika zgrzeblowego podścianowego,
- obliczenia mocy przenośnika zgrzeblowego podścianowego i sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego, dla określonych warunków pracy (rys. 7),
- obliczenia maksymalnych długości przenośnika zgrzeblowego ścianowego ze względu na zainstalowaną moc (rys. 8),
- obliczenia maksymalnej dopuszczalnej mocy przenośnika zgrzeblowego ścianowego ze względu na rodzaj i wielkość ciągnia łańcuchowego,
- obliczenia sił zabezpieczających przenośnik zgrzeblowy ścianowy,
- obliczenia sił zabezpieczających przenośnik zgrzeblowy podścianowy.

W celu gromadzenia informacji związanych z parametrami technicznymi przenośnika oraz warunkami pracy opracowano model relacyjnej bazy danych. Przyjęto, że wszystkie dane identyfikujące proces doboru parametrów pracy maszyny (dane przenośnika, parametry określające rodzaj i warunki pracy, itp.) są gromadzone w lokalnej bazie danych. Są to:

- charakterystyczne parametry konstrukcyjne,
- dane techniczne,
- dane charakteryzujące warunki górnictwo-geologiczne,
- dane charakteryzujące przebieg pracy.

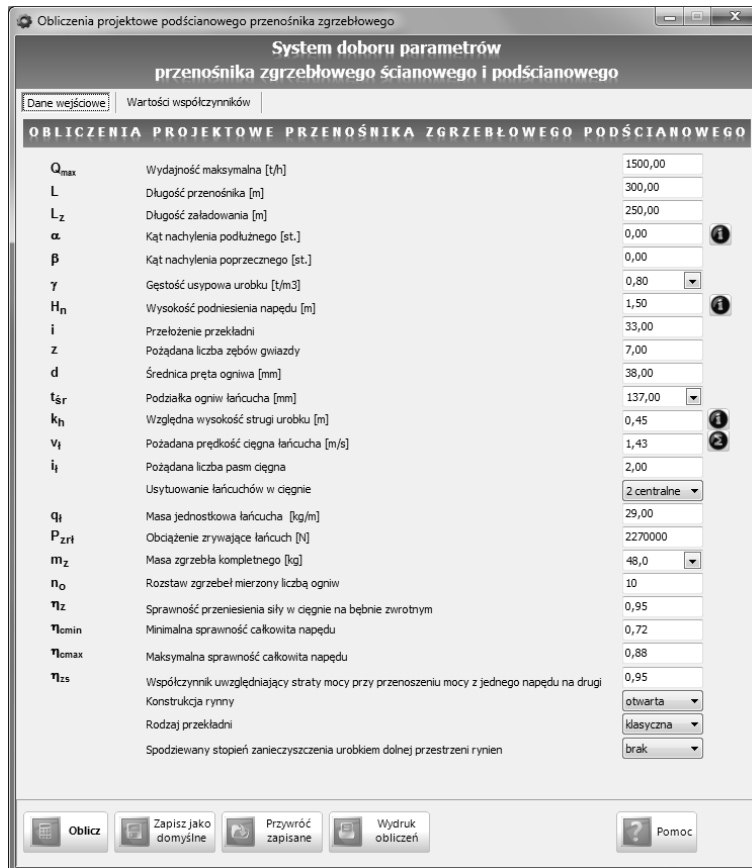
Mając na uwadze wspomaganie użytkownika programu na każdym etapie pracy, w programie umieszczono również tabele zawierające informacje dotyczące m.in.:

- prędkości łańcucha, w funkcji podziałki łańcucha, liczby zębów gwiazdy, przełożenia przekładni przy połączeniu silnika z przekładnią sprzęgłem elastycznym lub sztywnym,

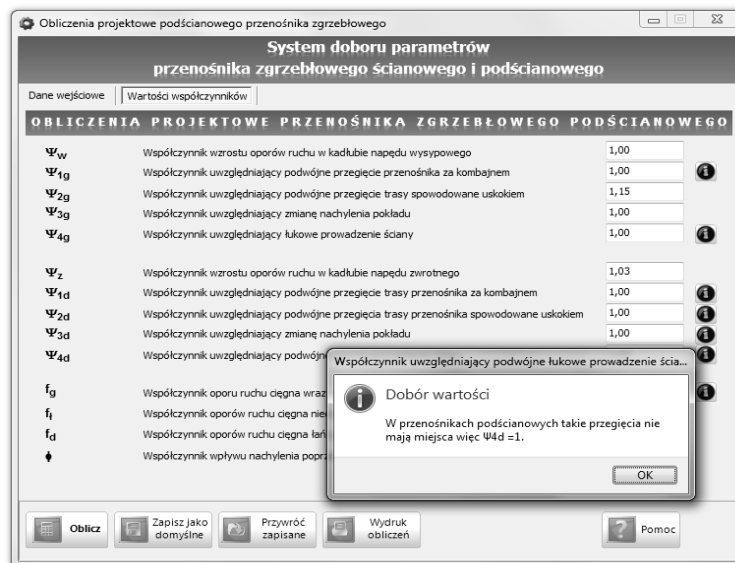
- szerokości zewnętrznych rynien ścianowych i podścianowych przenośników zgrzebłowych,
- wartości współczynników Ψ_w i Ψ_z w funkcji kąta β_w i β_z , dla $f_i = 0.35$,
- masy i główne wymiary łańcuchów zwykłych i płaskich,
- masy kompletnych zgrzebł stosowanych w przenośnikach,
- wartości współczynnika f_g dla węgla niesortowanego,

przy różnych szerokościach rynien przenośników, w funkcji powierzchni przekroju F strugi.

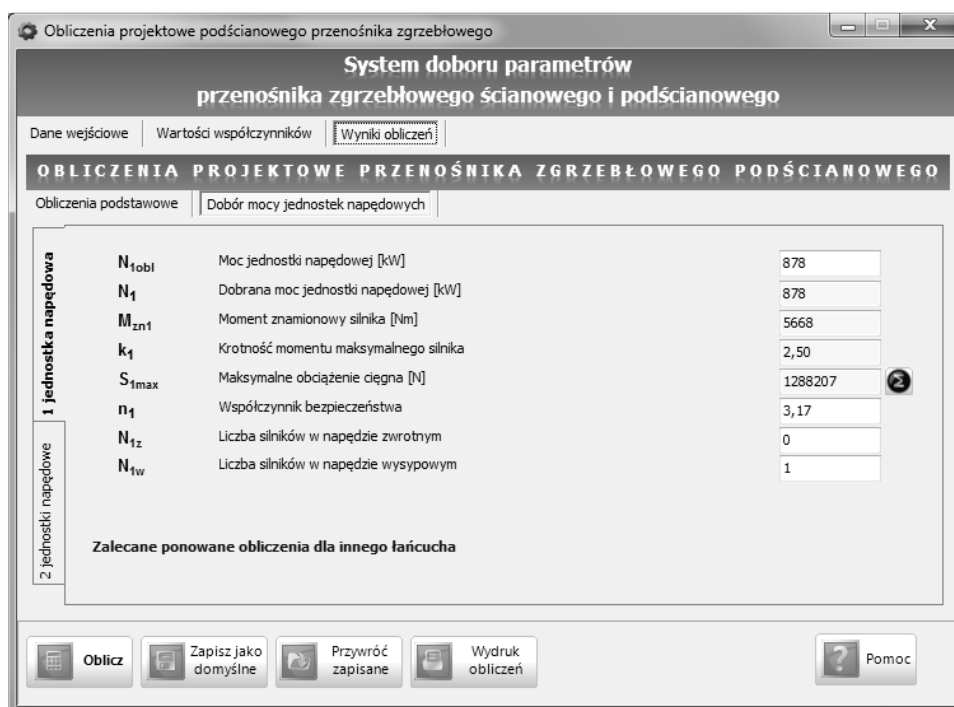
Zadaniem poszczególnych modułów systemu jest dokonanie doboru (określenie) parametrów przenośnika zgrzebłowego ścianowego lub podścianowego przeznaczonego do pracy w określonych warunkach eksploatacyjnych. Dobór przenośnika, w każdym ze wspomnianych modułów, wykonywany jest w trzech krokach. W pierwszym następuje określenie wartości



Rys.9. Okno programu - wprowadzanie danych wejściowych [4]



Rys.10. Okno programu – wprowadzanie wartości współczynników [4]



Rys.11. Okno programu – prezentacja wyników obliczeń [4]

danych początkowych (rys. 9), w drugim wartości współczynników (rys. 10), a w trzecim prezentacja obliczeń (rys. 11) [4].

Ze względu na możliwość komercyjnego wykorzystania programu, zawarto w nim funkcje umożliwiające wygenerowanie, w jednym z wybranych formatów, raportu z przeprowadzonych obliczeń.

3. Wnioski

Opracowany w ITG KOMAG komputerowy program doboru parametrów przenośnika zgrzeblowego umożliwia określenie wybranych wielkości charakteryzujących parametry przenośników zgrzeblowych ścianowych i podścianowych, tj: wydajności masowej i objętościowej przenośnika, szerokości przenośnika, oporów ruchu przenośnika, mocy jednostki napędowej, rozmieszczenie jednostek napędowych, mocy całkowitej, maksymalnego obciążenia ciągnia oraz współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego na zerwanie.

Strukturę programu zaprojektowano w sposób umożliwiający jego dalszą rozbudowę i zwiększenie funkcjonalności, polegającej na doborze parametrów przenośnika przy uwzględnieniu szerszego spektrum czynników, wpływających na dobór urządzenia do warunków eksploatacyjnych.

Potrzeba opracowania wyżej wymienionego oprogramowania bezpośrednio wynikała z zainteresowania oprogramowaniem krajowych producentów oraz użytkowników przenośników zgrzeblowych. W programie do obliczeń przenośników zgrzeblowych wykorzystano takie zależności literaturowe, które

umożliwiają wykonywanie obliczeń zarówno konstruktorom, jak i użytkownikom przenośników zgrzeblowych.

Literatura

1. Antoniak J., Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzeblowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1983.
2. Guder H.: Untersuchungen des Fördervorgangs der Widerstandbeiwerte und der Kennlinien von Kettenkratzerförderern unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen im Steinkohlenbergbau. Diss. Aachen 1968.
3. PN-EN 12321:2005 Maszyny dla górnictwa podziemnego - Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzeblowych.
4. Rogala-Rojek J. i in.: Aplikacja programowa do doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego. ITG KOMAG, Gliwice 2011r. (materiały nie publikowane).
5. Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzeblowe. Budowa i zastosowanie. ITG KOMAG, Gliwice 2012.
6. Suchoń J., Szkudlarek Z., Rogala-Rojek J.: Komputerowy dobór górniczych przenośników zgrzeblowych zintegrowanego systemu ścianowego. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność KOMTECH 2011, ITG KOMAG, Gliwice 2011, s. 67-76.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Obciążenie cieplne układu wylotowego górniczych napędów spalinowych w aspekcie zastosowania reaktora katalitycznego

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki symulacji numerycznych, z wykorzystaniem metod CFD (Computational Fluid Dynamics), przepływu spalin przez reaktor katalityczny zabudowany w układzie wylotowym górniczego napędu spalinowego. Symulacje przeprowadzono pod kątem analizy wpływu zabezpieczenia temperaturowego powierzchni zewnętrznych układu na rozkład temperatury w rdzeniu katalitycznym.

Summary

The results of numerical simulation of exhaust gases flow through catalytic reactor installed in the exhaust system of mining diesel drive, using the Computational Fluid Dynamics method is presented in the paper. The simulation was made to analyze impact of protection against excessive temperature of external surface of the system on temperature distribution in catalytic core.

1. Wstęp

Silniki spalinowe są powszechnie stosowane w kopalniach węgla kamiennego. Zastosowanie ich w warunkach dołowych nie jest obojętne dla atmosfery kopalnianej, gdyż emitowane do niej toksyczne składniki zawarte w spalinach stanowią zagrożenie dla zdrowia pracowników. Należy podkreślić, że górnicze napędy spalinowe pracują w przestrzeniach o ograniczonej kubaturze, korzystając przy tym z tego samego zasobu powietrza, z jakiego korzysta załoga górnicza. Emitowane przez napędy spalinowe związki toksyczne unoszone są z prądem powietrza w kierunku szybu wylotowego, przemierzając wyrobiska korytarzowe oddziałują szkodliwie na pracującą tam załogę. Ekspozycja załóg górniczych na szkodliwe substancje zawarte w spalinach szeroko poruszana jest w literaturze [1, 5, 6].

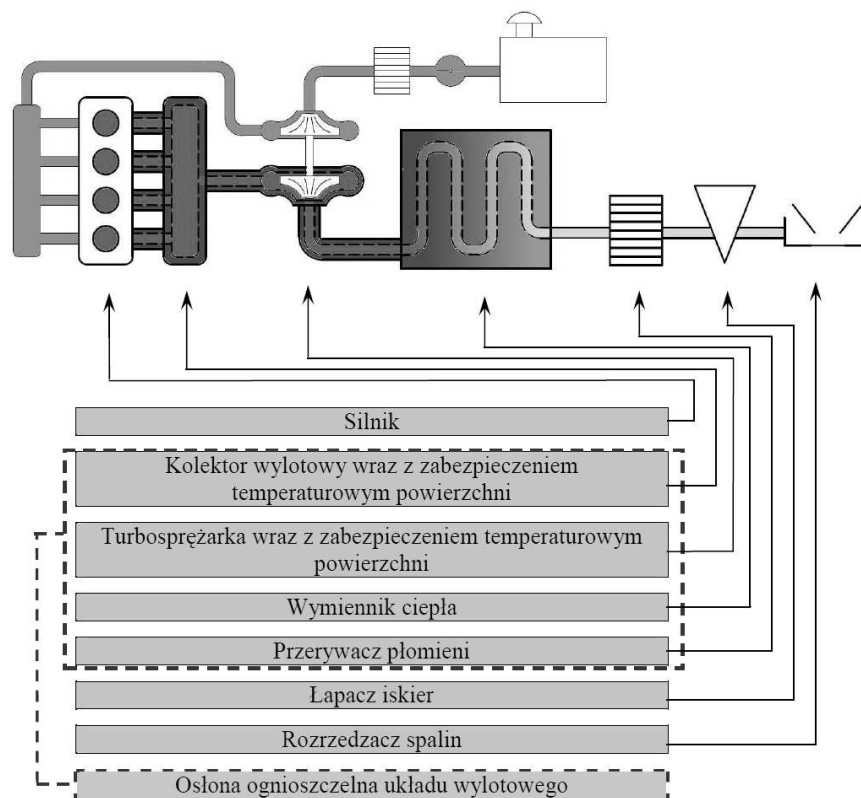
Zespołem odpowiedzialnym za odprowadzenie spalin z silnika do otaczającej atmosfery jest układ wylotowy. Zmniejszenie skutków negatywnego oddziaływania spalin na środowisko kopalniane jest możliwe poprzez wprowadzenie zmian konstrukcyjnych w tym układzie. Zmiany nie mogą jednakże wpływać negatywnie na podstawowe funkcje bezpieczeństwa, jakie spełnia układ wylotowy eksploatowany w przestrzeniach zagrożonych atmosferą wybuchową [2].

W poniższym artykule przedstawiono analizę oraz obliczenia numeryczne obciążenia cieplnego układu wylotowego górniczego napędu spalinowego pod kątem możliwości zabudowy reaktora katalitycznego w części ognioszczelnej układu.

2. Wymagania dotyczące układ wylotowego górniczego napędu spalinowego

W skład układu wylotowego wchodzi elementy odprowadzające spaliny. Układ taki powinien być wyposażony w przerywacz płomieni oraz łapacz iskier. Maksymalna wartość temperatury powierzchni zewnętrznych układu wylotowego, znajdujących się w atmosferze kopalnianej i występowania palnego pyłu, w najbardziej niekorzystnych warunkach pracy nie powinna przekraczać 150°C. Wymóg ten dotyczy również temperatury spalin bezpośrednio za przerywaczem płomieni. W przypadku eksploatacji urządzenia w wyrobiskach podziemnych, w których nie występuje pył palny, maksymalna temperatura powierzchni i spalin, nie powinna przekraczać 450°C. W przypadku kopalń węgla kamiennego pył węglowy znajduje się praktycznie w każdym wyrobisku kopalnianym, co stwarza wymóg, aby maksymalna temperatura nie przekraczała 150°C. Część układu wylotowego pomiędzy przerywaczem płomieni, a silnikiem powinna spełniać dodatkowo wymagania dotyczące osłony ognioszczelnej.

Osłona ognioszczelna powinna być zaprojektowana zgodnie z wymaganiami dotyczącymi gazu grupy I, określonymi w normie EN 50014:1997. Przepisy dotyczące napędów spalinowych wymagają również, aby układ wylotowy wyposażony był na swym końcu w zespół powodujący rozrzedzenie spalin. Na rysunku 1 przedstawiono elementy układu wylotowego górniczego napędu spalinowego.



Rys.1. Elementy układu wylotowego górniczego napędu spalinowego [3]

W górnich napędach spalinowych stosowane są dwa rodzaje wymienników ciepła. Pierwszym jest „Mokry wymiennik ciepła” (płuczka wodna), w którym spaliny mają bezpośredni kontakt z czynnikiem chłodzącym. W wymienniku tym woda odbiera spalynom dużą ilość energii w postaci ciepła parowania, co z punktu widzenia teoretycznego jest najbardziej efektywnym sposobem wykorzystania wody, gdyż jej ciepło parowania jest bardzo duże - wynosi 2250 kJ/kg, gdy dla porównania przy chłodzeniu obiegowym zdolność absorbowania ciepła przez wodę nie przekracza 40 kJ/kg [4]. Niedogodność w stosowaniu płuczki wodnej związana jest z ciągłym ubytkiem wody, którą należy cyklicznie uzupełniać. Strumień ciepła przejęty od spalin na odparowanie wody w płuczce można wyznaczyć z prostej zależności:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (t_{s2} - t_{s1}) \quad (1)$$

gdzie:

- \dot{Q}_s – strumień ciepła [J/s],
- \dot{m}_s – natężenie przepływu spalin [kg/s],
- c_{ps} – ciepło właściwe spalin [J/(kg·K)],
- t_{s2}, t_{s1} – temperatury spalin na wejściu, wyjściu [°C].

Przykładowo dla silnika stosowanego w górnich napędach spalinowych o mocy 81 kW, przy maksymalnym momencie obrotowym, ciepło jakie należy odebrać spalynom wynosi $\dot{Q}_s = 99827$ kJ/h, co

odpowiada ilości odparowanej wody równej $r = 44$ kg/h. W rzeczywistości ubytek wody, nie tylko odparowanej, ale i „wypchanej” z płuczki ciśnieniem spalin, może się różnić od teoretycznego ze względu na konstrukcję i miejsce zabudowy płuczki oraz zmienny charakter pracy napędu spalinowego. Ze względów bezpieczeństwa wymagane jest stałe monitorowanie poziomu wody tak, aby poziom minimalny nie został przekroczony, co jest utrudnione ze względu na burzliwy przepływ spalin przez płuczki. Niedogodności te powodują, że coraz powszechniej spotykanym rozwiązaniem obniżenia temperatury spalin jest zastosowanie „suchego wymiennika ciepła” (drugi rodzaj wymiennika), w którym przepływ ciepła od spalin do czynnika chłodzącego następuje poprzez przegrodę rozdzielającą oba czynniki. W takim układzie czynnik chłodzący krąży w obiegu zamkniętym, pobierając ciepło od spalin w układzie suchego wymiennika ciepła i oddając go do otaczającego powietrza poprzez chłodnicę, przez którą przepływ powietrza wymuszony jest wentylatorem.

Końcowym elementem osłony ognioszczelnej jest przerywacz płomieni, który wykorzystuje gaszące własności szczeliny powietrznej. Dopuszcza się również stosowanie przerywaczy wodnych, jednakże w wyniku analogicznych utrudnień, jakie spotykane są w przypadku płuczki wodnej, nie są stosowane. Łapacz iskiek zabudowany za przerywaczem płomieni ma za zadanie zabezpieczenie przed gorącymi cząstkami. Wyróżniamy suche oraz mokre łapacze iskiek. Suche

łapacze iskier mogą być typu zbierającego oraz gaszącego. Przedstawiony opis elementów układu wylotowego górniczego napędu spalinowego wskazuje, że w przypadku eliminacji wad płuczki wodnej, związanej z ubytkiem wody oraz pomiarem jej poziomu, mogłaby ona dodatkowo pełnić funkcję przerywacza płomieni oraz łapacza iskier.

3. Układ wylotowy z reaktorem katalitycznym oraz suchym wymiennikiem ciepła

Wprowadzenie zmian lub zastosowanie dodatkowych zespołów w obrębie osłony ognioszczelnej układu wylotowego, takich jak suchy wymiennik ciepła oraz reaktor katalityczny wymagają przeprowadzenia obliczeń obciążenia termicznego tych elementów.

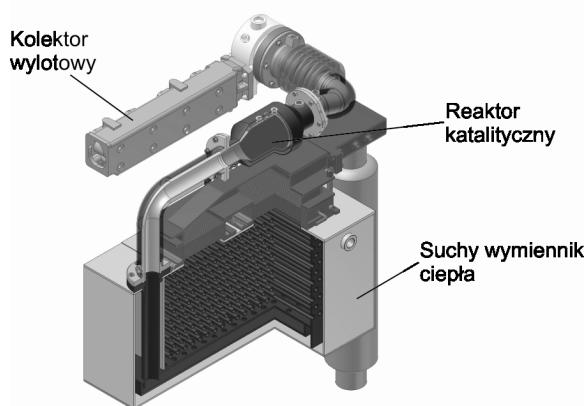
Na rysunku 2 przedstawiano model przestrzenny układu wylotowego z suchym wymiennikiem ciepła oraz zabudowanym reaktorem katalitycznym.

Opracowanie postaci konstrukcyjnej, która spełniała kryteria ciepłno-wytrzymałościowe wiąże się z wykonaniem wielu analiz. Przeprowadzenie analizy dla

pojedynczego przypadku można wykonać w oparciu o badania stanowiskowe, obliczenia analityczne lub obliczenia numeryczne. W zależności od złożoności zadania dobiera się odpowiednią metodę. W tabeli 1 przedstawiono wady i zalety stosowanych metod.

Jak wynika z przedstawionych danych w tabeli 1 przeprowadzenie badań stanowiskowych na modelu rzeczywistym daje najdokładniejsze wyniki, lecz czas realizacji i koszt badań nie pozwalają, aby stosować je dla każdej, prototypowej postaci konstrukcyjnej. Alternatywą są obliczenia numeryczne, dzięki którym możliwe jest przeprowadzenie obliczeń w dość krótkim czasie, nawet dla bardzo skomplikowanych geometrii. Algorytmy, które opisują rzeczywiste zjawiska, zawarte w dedykowanych programach, są coraz lepiej opisane i pozwalają na poprawne odwzorowanie rzeczywistych zjawisk. Najbardziej rozpowszechnionym do przeprowadzania obliczeń CFD (Computational Fluid Dynamics), w którym możliwa jest symulacja przepływu płynów i gazów oraz wymiany ciepła jest program Ansys Fluent.

Umożliwia on przeprowadzanie obliczeń dla różnych rodzajów przepływów w warunkach ustalonych



Rys.2. Model przestrzenny układu wylotowego [3]

Metody przeprowadzenia badań

Tabela 1

Metoda	Zalety	Wady
Badania stanowiskowe	Dokładne wyniki badań	Długi czas badania jednego wariantu, koszt wytworzenia modelu i przeprowadzenia badań
Obliczenia analityczne	Szybkość obliczeń	Obliczenia obarczone dużym błędem, ze względu na zastosowanie uproszczeń.
Obliczenia numeryczne	Szybkość i wielowariantowość obliczeń	Dla skomplikowanych modeli wymagana walidacja na obiekcie rzeczywistym

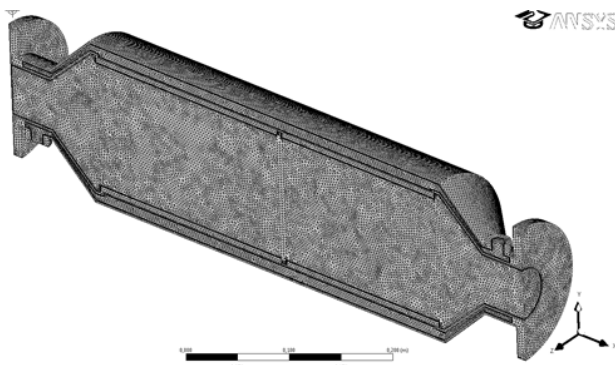
Dane wejściowe do modelu [7]

Tabela 2

Nazwa	Wartość	Jednostka
Natężenie przepływu spalin	364,8	kg/h
Natężenie przepływu wody	126	l/min
Temperatura spalin	550	°C
Temperatura wody	80	°C

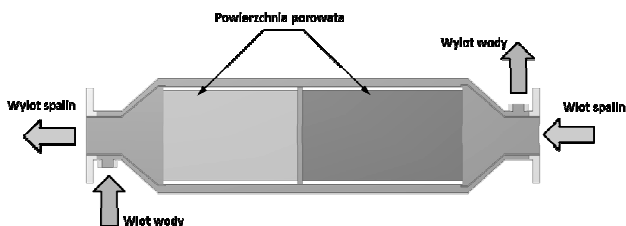
i nieustalonych dla przepływów nielepkich, laminarnych i turbulentnych oraz przepływów newtonowskich i nienewtonowskich. Przy włączonym równaniu energii możliwe jest również określenie transportu ciepła.

Do modelowania zjawisk zachodzących w reaktorze katalitycznym wykorzystano dla stanu ustalonego model turbulentny k-epsilon, włączono równanie energii i zamodelowano warstwę wewnątrz reaktora, jako warstwę porowatą, aktywując opcję porus media. W obliczeniach nie uwzględniono reakcji chemicznych zachodzących w reaktorze. Siatkę numeryczną wykonano w programie Ansys Mesh. Zbudowano model numeryczny reaktora katalitycznego dla połowy modelu geometrycznego, zakładając płaszczyznę symetrii wzdłuż przepływu spalin i wody (rysunek 3).



Rys.3. Model numeryczny reaktora katalitycznego [7]

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych reaktora dla punktu pracy napędu spalinowego o teoretyczne maksymalnych parametrach strumienia spalin. Dane wejściowe do obliczeń przedstawiono w tabeli 2. Warunki brzegowe przypisane do modelu przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Warunki brzegowe dla modelu reaktora katalitycznego [7]

Na podstawie danych wejściowych zawartych w tabeli 2, wyznaczono na podstawie wzoru (2) prędkość przepływu spalin i wody. Ponadto, na podstawie wzorów (3, 4) wyznaczono liczbę Reynoldsa oraz współczynniki turbulencji.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2)$$

gdzie:

- m – natężenie przepływu [kg/s],
- ρ – masa własna (gęstość) [kg/m³],

A – pole przekroju [m²].

$$Re_e = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (3)$$

gdzie:

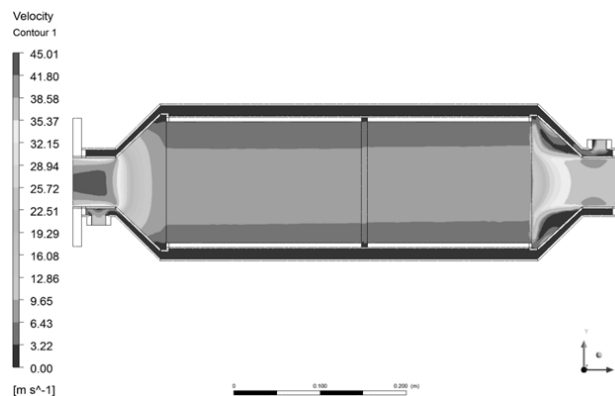
- v – prędkość przepływu [m/s],
- D – średnica wlotu [m],
- ν – lepkość kinematyczna [m²·s⁻¹],
- μ – lepkość dynamiczna [kg/ms],
- ρ – masa własna (gęstość) [kg/m³].

$$I = 0,16(Re_{DH})^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

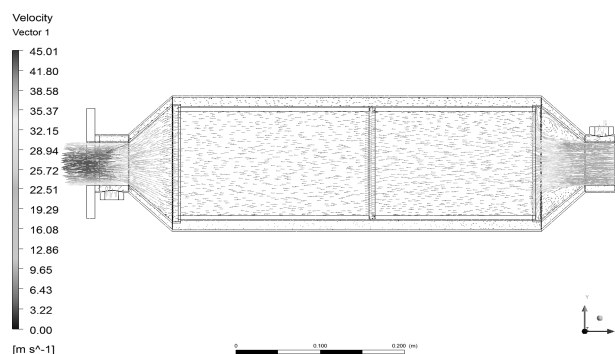
gdzie:

Re_{DH} – liczba Reynoldsa dla średnicy hydraulicznej.

Przeprowadzone obliczenia numeryczne pozwoliły uzyskać informacje dotyczące rozkładu temperatury oraz prędkości spalin i wody w analizowanym reaktorze katalitycznym (rys. 5 i 6).



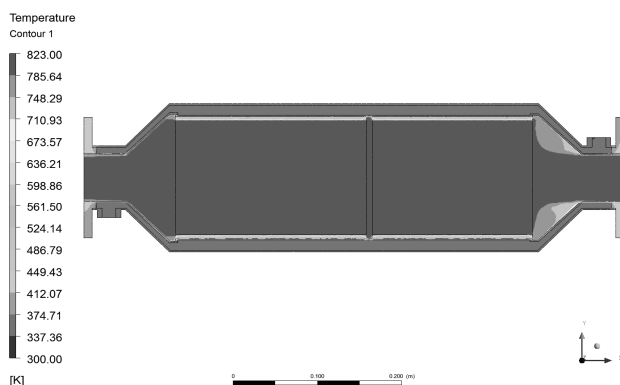
Rys. 5. Rozkład prędkości spalin i wody chłodzącej w reaktorze katalitycznym [7]



Rys. 6. Wektory prędkości spalin i wody chłodzącej w reaktorze katalitycznym [7]

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że możliwe jest symulowanie powierzchni półprzepuszczalnej (materiał katalizujący), na której można zaobserwować wyraźny spadek prędkości spalin. Zaobserwowano powstawanie wirów na styku przepływających spalin, materiału katalizującego. Nie stwierdzono występowania przegrzewania się płaszcza wodnego (rys. 7), co świadczy, że zastosowana izolacja i prędkość wody

chłodzącej została odpowiednio dobrana. Nie zaobserwowano również wpływu płaszcza wodnego na rozkład temperatury w rdzeniu reaktora. Wyniki symulacji pozwalają stwierdzić, że w całym przekroju poprzecznym rdzenia katalitycznego wartość temperatury była taka sama, a tym samym warunki dla reakcji konwersji toksycznych składników spalin były takie same. Można również zaobserwować dwa obszary prędkości strumienia spalin w obszarze reaktora katalitycznego. Wyższą prędkość zaobserwowano w obszarze środkowym przekroju poprzecznego. Zjawisko to związane jest ze zmianą średnicy na drodze przepływu spalin.



Rys. 7. Rozkład temperatury w reaktorze katalitycznym [7]

4. Podsumowanie

Drogą do poprawy warunków środowiska pracy i ograniczenia zagrożenia wynikającego z emisji toksycznych składników spalin górniczego napędu spalinowego jest, między innymi zastosowanie w układzie wylotowym górniczego napędu spalinowego reaktora katalitycznego. Wszystkie zespoły wchodzące w skład układu wylotowego powinny spełniać wymagania związane z eksploatacją w przestrzeniach zagrożonych atmosferą wybuchową. W artykule przedstawiono symulacje przepływu spalin w obszarze układu wylotowego reaktora katalitycznego z wykorzystaniem metod numerycznych w środowisku Ansys Fluent. Jako warunki brzegowe przyjęto teoretycznie najbardziej niekorzystne warunki pracy silnika spalinowego. Wyniki symulacji pozwoliły stwierdzić, że zabezpieczenie reaktora płaszczem wodnym nie wpływa negatywnie na pracę rdzenia

katalitycznego. Wykonane obliczenia zostaną poddane walidacji na modelu rzeczywistym, w celu sprawdzenia poprawności zastosowanego modelu numerycznego. Wykonanie badań doświadczalnych na stanowisku badawczym pozwoli na określenie porowatości materiału katalizującego i współczynnika przepuszczalności. Uzyskane dane z badań pozwolą również na dokładne odwzorowanie zachowania się strugi spalin w przewodzie reaktora.

Literatura

1. Gicala B., Turewicz A.: Metoda numerycznej mechaniki płynów w projektowaniu maszyn i urządzeń górniczych. *Maszyny Górnicze* 2011, nr 4, s. 3-9.
2. Kaczmarczyk K.: Napędy spalinowe w wyrobiskach górniczych zagrożonych atmosferą wybuchową. W: IV International Kongres on Combustion Engines, Radom 16-17 czerwiec 2011, PTNSS-2011-SC-170.
3. Kaczmarczyk K.: Obróbka spalin na drodze układu wylotowego górniczego napędu spalinowego. ITG KOMAG Gliwice 2012 (materiały nie publikowane).
4. Ogrodzki A.: Chłodzenie trakcyjnych silników spalinowych. WKiŁ, Warszawa 1974.
5. Szlązak N., Borowski M.: Zanieczyszczenie powietrza spalinami w wyrobiskach drążonych z wykorzystaniem maszyn napędzanych silnikami Diesla. *Budownictwo Górnicze i Tunelowe* 2005, nr 4, s. 19-25.
6. Sporysz G., Szlązak N.: Wpływ podziemnych pojazdów górniczych z napędem spalinowym na stan zagrożenia atmosfery kopalnianej. W: VII Międzynarodowa konferencja, Bezpieczeństwo Pracy Urzędzeń Transportowych w Górnictwie, Ustroń 8-10 listopad 2011.
7. Turewicz A.: Obliczenia numeryczne parametrów spalin oraz cieczy chłodzącej na drodze układu wylotowego ITG KOMAG Gliwice 2012 (materiały nie publikowane).

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Próby doświadczalne kompozytowego silnika pneumatycznego

Streszczenie

W artykule przedstawiono zagadnienia związane z doбором tworzyw sztucznych na elementy silnika pneumatycznego. Omówiono aspekty związane z produkcją i eksploatacją podzespołów z tworzyw sztucznych. Zaprezentowano wyniki prób ruchowych silnika pneumatycznego wyposażonego w elementy wykonane z tworzyw sztucznych. Przeprowadzone próby umożliwiły weryfikację założeń projektowych oraz możliwości zastosowania tworzyw sztucznych w budowie silnika pneumatycznego.

Summary

Problems with selection of plastics for the components of pneumatic motor are presented. The aspects of manufacturing and exploitation of sub-assemblies made of plastics are discussed. The results of operational tests of pneumatic motor equipped with plastic components are given. The tests enabled verification of the project assumptions and of possibilities of using the plastics in a pneumatic motor.

1. Wstęp

Tworzywa sztuczne są materiałami stosowanymi obecnie niemal we wszystkich gałęziach przemysłu, jednak zastosowanie ich w budowie maszyn i urządzeń górniczych jest nadal sporadyczne. W początkowych latach rozwoju przemysłu tworzyw sztucznych materiały te uważano za gorsze jakościowo zamienniki tradycyjnych materiałów konstrukcyjnych. W miarę rozwoju technologicznego tworzywa sztuczne uzyskiwały coraz lepsze własności, co sprawiło że w wielu rozwiązaniach stały się głównym i niezastąpionym materiałem konstrukcyjnym [2].

Wiele gatunków i rodzajów tworzyw sztucznych osiąga stosunkowo dobre właściwości wytrzymałościowe, w tym moduł sprężystości, w porównaniu z tradycyjnymi materiałami konstrukcyjnymi. Sprawia to, że przy wielokrotnie niższej od metali gęstości materiału tworzywa sztuczne charakteryzują się bardzo dobrą tzw. wytrzymałością właściwą (stosunek wytrzymałości do gęstości) [2]. Należy podkreślić, że tworzywa sztuczne są odporne na korozję, charakteryzują się niskim współczynnikiem tarcia, mają właściwości samosmarowne, a także są łatwe w obróbce [4].

Mając powyższe na uwadze postanowiono zastosować elementy wykonane z tworzyw sztucznych w procesie optymalizacji silnika pneumatycznego pod kątem minimalizacji jego masy własnej. Przedmiotowy silnik pneumatyczny przewidywany jest do zabudowy we wciągniku łańcuchowym eksploatowanym, między innymi, w podziemnych wyrobiskach górniczych [1]. Z uwagi na fakt, że wciągnik może być przenoszony z jednego miejsca użytkowania w inne, korzystnym jest, aby jego masa własna była jak najmniejsza. Jednym z głównych elementów wciągnika, który w znacznym

stopniu wpływa na masę całego urządzenia jest jego silnik.

W procesie optymalizacji silnika pod kątem zmniejszenia jego masy własnej wytypowano elementy, które mogą być wykonane z tworzyw sztucznych. Określono rodzaje tworzyw możliwych do zastosowania w budowie silnika pneumatycznego, a następnie opracowano postać konstrukcyjną elementów silnika. W celu przeprowadzenia prób ruchowych wykonano prototyp silnika z elementami z tworzyw sztucznych.

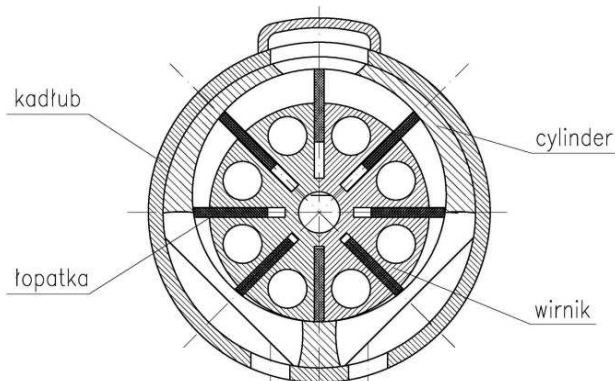
Po próbach ruchowych i analizie otrzymanych wyników wytypowano materiały oraz elementy silnika, które będą mogły być stosowane zamiennie z wykonywanymi ze stali.

2. Dobór materiałów na elementy silnika pneumatycznego

W wyniku analizy konstrukcji silnika pneumatycznego ustalono, że znaczącą część jego masy stanowią wirnik i tuleja mimośrodowa. Założono, że wykonanie powyższych elementów z tworzywa sztucznego, które charakteryzuje się znacznie mniejszą, w odniesieniu do stali, gęstością, wpłynie na zmniejszenie masy silnika.

Wirnik jest jednym z głównych elementów silnika pneumatycznego. W rowkach wykonanych w wirniku montowane są łopatki, które napędzane sprężonym powietrzem obracają wirnikiem. Wirnik jest również elementem, który w trakcie postępu wciągnika jest hamowany. Dlatego zdecydowano, że oś wirnika zostanie wykonana ze stali, a część cylindryczna, w której pracują łopatki będzie wykonana z tworzywa sztucznego.

Założono również, że wykonanie wirnika, tulei i łopatek silnika (rys.1) z materiałów samosmarujących mogłoby wyeliminować konieczność smarowania silnika, co pozwoliłoby dodatkowo zmniejszyć jego masę poprzez wyeliminowanie w rozrządzie silnika zbiornika z olejem.



Rys.1. Model silnika pneumatycznego [3]

Możliwość zastosowania tworzyw sztucznych w budowie silnika pneumatycznego uzależniono od następujących kryteriów:

- wysoka wytrzymałość,
- wysoka twardość oraz odporność na zużycie,
- twardość tulei cylindra powinna być wyższa niż twardość łopatek,
- niski współczynnik tarcia oraz samosmarowność tworzywa,
- wysoka wytrzymałość temperaturowa,
- dostępność półfabrykatów o odpowiednich wymiarach.

Na podstawie powyższych kryteriów przyjęto, że wirnik i tuleja cylindra powinny być wykonane z materiału wytrzymałego, twardego i odpornego na wysoką temperaturę, natomiast łopatki z materiału o bardzo dobrych właściwościach ślizgowych, najlepiej samosmarowego, oraz charakteryzować się odpornością na działanie wysokiej temperatury.

Ostatecznie zdecydowano, że wirnik i tuleja cylindra przeznaczone do prób będą wykonane z trzech różnych tworzyw sztucznych o następujących własnościach [5, 6]:

- materiał I – gęstość 1,15 g/cm³, twardość kulkowa 185 MPa, średnia wartość zużycia 9,6 μm/km, maksymalna temperatura pracy 170 °C,
- materiał II – gęstość 1,75 g/cm³, twardość kulkowa 243 MPa, maksymalna temperatura pracy 180 °C,
- materiał III – gęstość 1,41 g/cm³, twardość kulkowa 150 MPa, średnia wartość zużycia 0,69 μm/km, maksymalna temperatura pracy 140 °C.

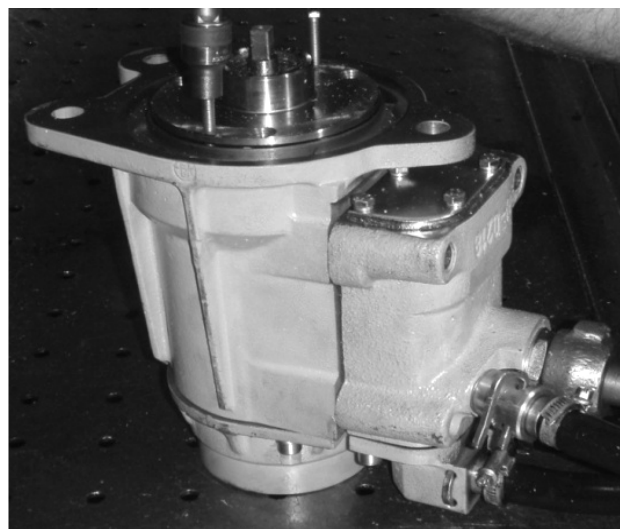
Na wykonanie łopatek przewidziano zastosowanie czterech różnych tworzyw sztucznych o następujących własnościach [5, 6]:

- materiał IV – gęstość 1,5 g/cm³, twardość kulkowa 160 MPa, średnia wartość zużycia 2,61 μm/km, samosmarny, maksymalna temperatura pracy 180 °C,
- materiał V - gęstość 1,75 g/cm³, twardość kulkowa 243 MPa, samosmarny, maksymalna temperatura pracy 120 °C,
- materiał VI - gęstość 1,75 g/cm³, twardość kulkowa 243 MPa, samosmarny, maksymalna temperatura pracy 120 °C,
- materiał VII - gęstość 1,75 g/cm³, twardość kulkowa 243 MPa, samosmarny maksymalna temperatura pracy 120 °C.

Opracowano plan prób ruchowych silnika, w którym, określono poszczególne konfiguracje elementów silnika oraz sposób przeprowadzenia testów.

3. Projekt i wykonawstwo elementów silnika z tworzyw sztucznych

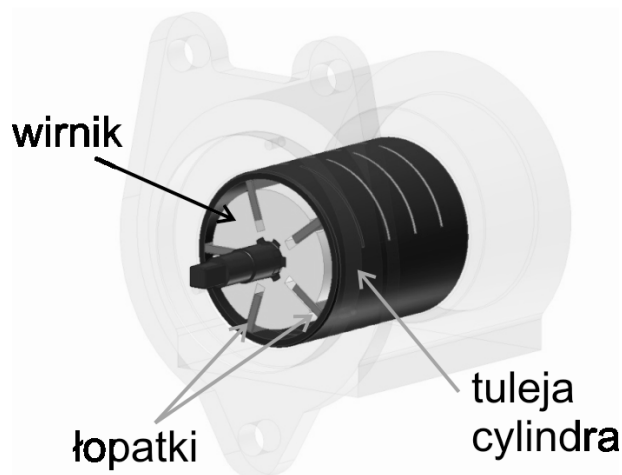
Jako obiekt badawczy wybrano silnik pneumatyczny wciągnika PWŁ-3/6 produkowany seryjnie przez firmę FMIU OMAG Oświęcim Sp. z o.o. (rys. 2).



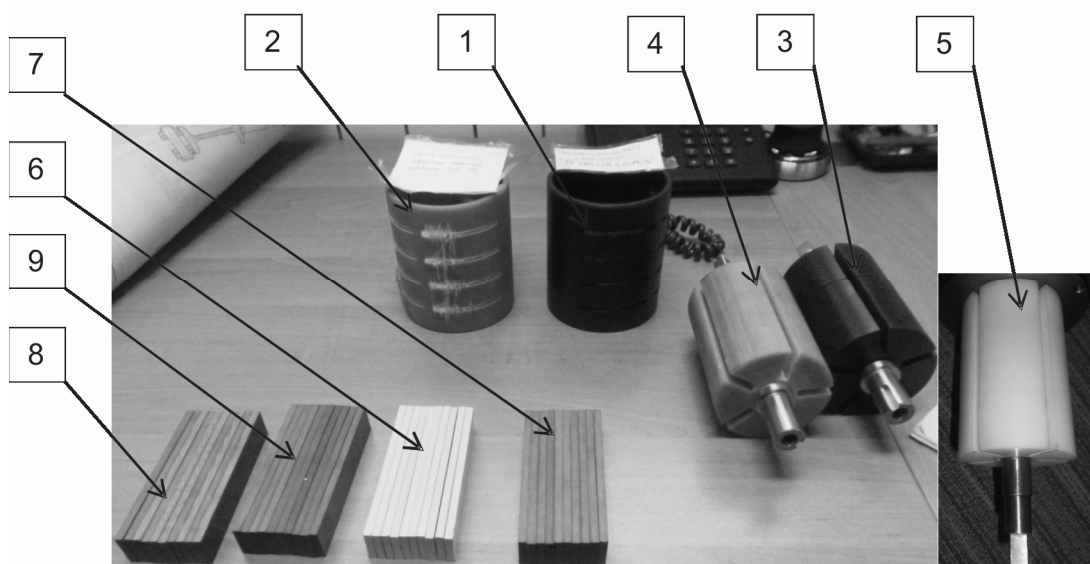
Rys.2. Silnik pneumatyczny wciągnika PWŁ-3/6A [3]

Na podstawie dokumentacji technicznej przedmiotowego silnika pneumatycznego określono postać konstrukcyjną wirnika, tulei cylindra oraz łopatek (rys. 3) wykonanych z tworzyw sztucznych. W wytypowanym do badań silniku, wirnik oraz tuleja cylindra standardowo wykonane są ze stali, z kolei na łopatki stosowane jest tworzywo sztuczne.

Po opracowaniu dokumentacji technicznej wykonano wirniki, tuleje cylindra i łopatki (rys. 4) z wytypowanych tworzyw sztucznych.



Rys.3. Model przestrzenny silnika pneumatycznego z elementami wytypowanymi do badań [3]



Rys.4. Wirniki, tuleje cylindra i łopatki wykonane z tworzyw sztucznych: 1 - tuleja cylindra z materiału I, 2 – tuleja cylindra z materiału II, 3 - wirnik z materiału I, 4 – wirnik z materiału II, 5 – wirnik z materiału III, 6 – łopatki z materiału IV, 7 – łopatki z materiału V, 8 – łopatki z materiału VI, 9 – łopatki z materiału VII [3]

4. Cel i zakres prób

Celem wykonywania prób ruchowych silnika pneumatycznego było zweryfikowanie wytrzymałości i odporności na zużycie elementów wykonanych z tworzyw sztucznych. Zakres prób obejmował testowanie silnika bez obciążenia i pod obciążeniem z zabudowanymi elementami z tworzyw sztucznych w różnych konfiguracjach.

Próby ruchowe silnika pneumatycznego podzielono na dwa etapy (rys. 5). Pierwszy etap miał na celu sprawdzenie poprawności pracy silnika pneumatycznego bez obciążenia z zabudowanymi elementami z tworzyw sztucznych.

Z uwagi na fakt, że do prób wytypowano kilka rodzajów tworzyw sztucznych zaproponowano

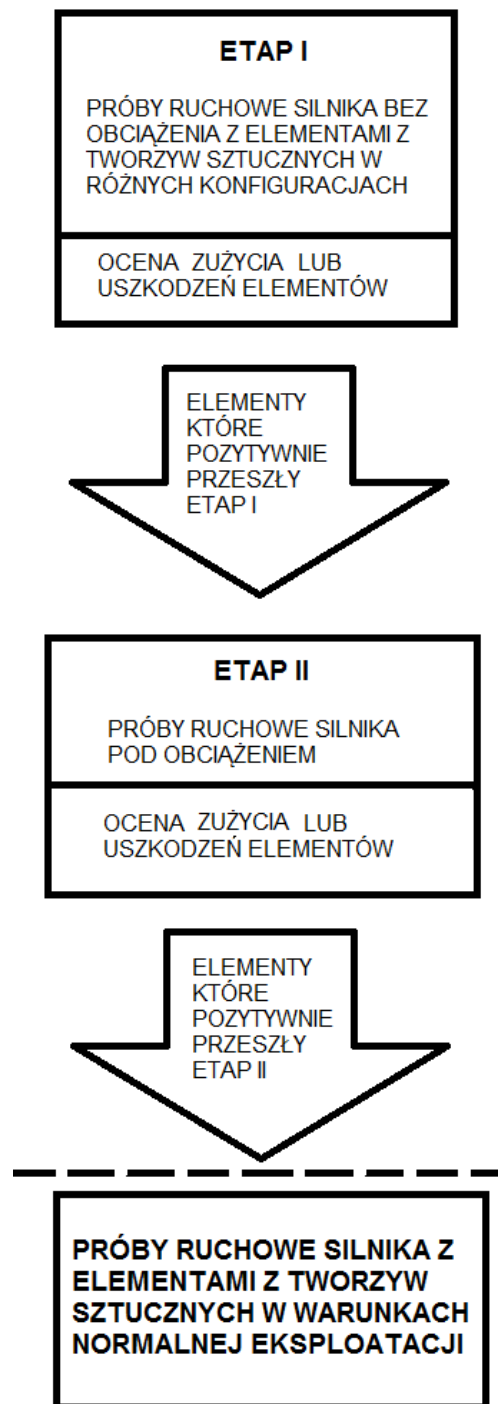
następujące konfiguracje zabudowy elementów w silniku:

- wirnik i tuleja cylindra wykonane z materiału I w połączeniu z różnymi rodzajami łopatek,
- wirnik wykonany z materiału II i tuleja cylindra z materiału I w połączeniu z różnymi rodzajami łopatek,
- wirnik i tuleja cylindra wykonane z materiału III w połączeniu z różnymi rodzajami łopatek.

W drugim etapie prób sprawdzono działanie elementów wykonanych z tworzyw sztucznych zabudowanych w silniku pracującym pod obciążeniem. Do prób wyznaczono elementy wykonane z materiałów, które pozytywnie przeszły pierwszy etap prób, czyli podczas pracy silnika bez obciążenia nie uległy znacznemu zużyciu lub zniszczeniu.

W trakcie prób, zarówno bez, jak i pod obciążeniem, silnik sterowano za pomocą sterownika, standardowo

stosowanego do sterowania pneumatycznych wciągników łańcuchowych (możliwe było zadawanie prawych i lewych obrotów silnika). Gwałtowna zmiana obrotów z prawych na lewe (szczególnie przy pracy silnika bez obciążenia) pozwoliła na zweryfikowanie wytrzymałości elementów z tworzyw sztucznych.



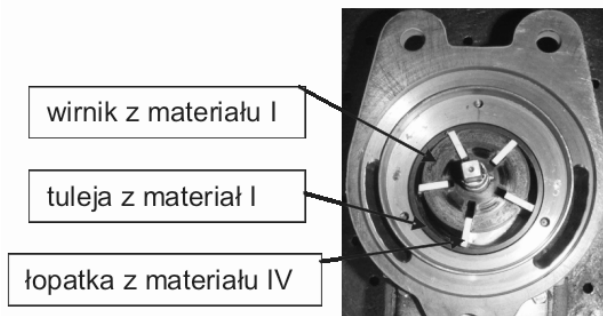
Rys.5. Algorytm postępowania prowadzonych prób ruchowych silnika pneumatycznego [Źródło: opracowanie własne]

5. Próby ruchowe silnika bez obciążenia

W pierwszym etapie prób ruchowych zabudowano i przetestowano poszczególne elementy silnika

wykonane z tworzyw sztucznych w trakcie jego pracy bez obciążenia.

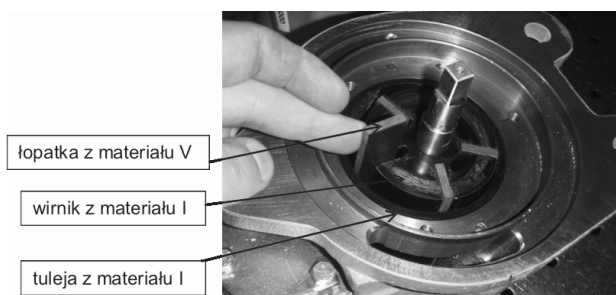
W pierwszej kolejności zabudowano w silniku wirnik i tuleję cylindra wykonane z materiału I oraz łopatkę wykonaną z materiału IV (rys. 6).



Rys.6. Wirnik i tuleja cylindra wykonane z materiału I oraz łopatkę wykonaną z materiału IV zabudowane w silniku pneumatycznym [3]

Po około 30 sekundach pracy zauważono, że z otworu wylotowego silnika wydobywają się białe wióry. Silnik zatrzymano, zdjęto pokrywę i sprawdzono stan poszczególnych elementów. Okazało się, że wióry pochodzą z łopatek, które w kontakcie z tuleją cylindra ścierają się. Zużycie łopatek okazało się na tyle duże, że nie nadawały się do dalszego stosowania. W wyniku zużycia materiał z łopatek częściowo przykleił się do cylindra i wirnika.

Po oczyszczeniu wirnika i tulei cylindra w silniku zabudowano łopatkę wykonaną z materiału V (rys. 7).



Rys.7. Wirnik i tuleja cylindra wykonane z materiału I oraz łopatkę wykonaną z materiału V zabudowane w silniku pneumatycznym [3]

Po około minucie pracy zauważono wydobywające się z silnika wióry w kolorze czarnym (rys. 8). Po zdjęciu pokrywy zauważono znaczne zużycie tulei cylindra (rys. 8). Okazało się, że materiał łopatek jest zbyt twardy w odniesieniu do materiału, z którego wykonano tuleję cylindra. Powodowało to, że podczas przetaczania się łopatek po wewnętrznej powierzchni tulei cylindra następowało skrawanie materiału tulei. Uszkodzeń wirnika nie stwierdzono.

W celu przeprowadzenia dalszych prób wykonano i zamontowano nową tuleję cylindra. Przeprowadzono próby z łopatkami wykonanymi z materiału VI oraz materiału VII.

Próby te również nie dały pozytywnego wyniku. Łopatki wykonane z wyżej wymienionych materiałów podczas przetaczania się po wewnętrznej powierzchni tulei cylindra skrawały ją, a po dłuższej pracy powodowały uplastycznianie materiału tulei. W efekcie tego zeskrwany materiał tulei był wyrzucany przez otwór wylotowy silnika, a częściowo (uplastyczniony) przywierał do elementów wewnętrznych silnika (rys. 9).

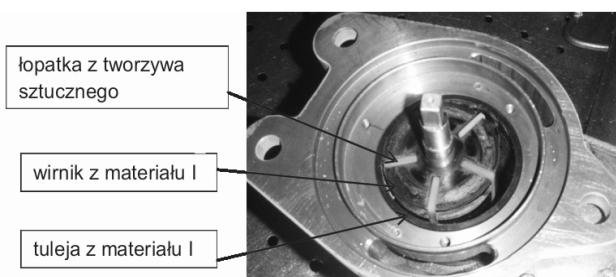


Rys.8. Uszkodzenia tulei cylindra wykonanej z materiału I [3]



Rys.9. Uszkodzona tuleja cylindra oraz wirnik oklejony materiałem z tulei [3]

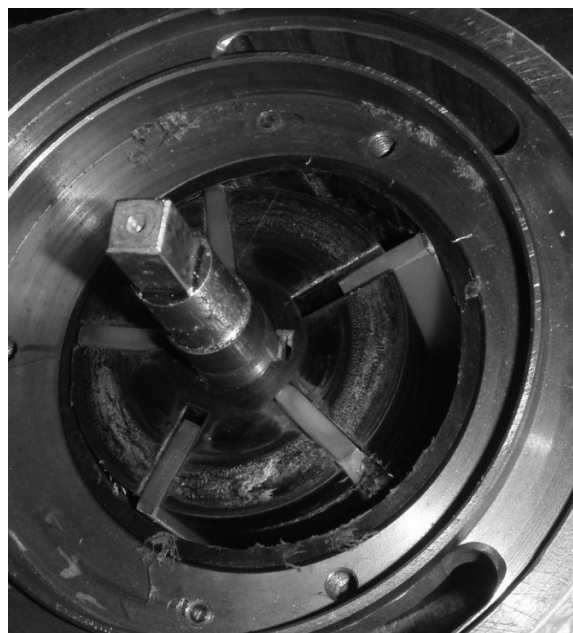
Mimo uszkodzeń tulei cylindra, wirnik silnika nie został uszkodzony. Pozwoliło to, po zabudowaniu nowej tulei cylindra na przeprowadzenie kolejnej próby z dotychczas stosowanymi łopatkami z tworzywa sztucznego (rys. 10).



Rys.10. Wirnik i tuleja cylindra wykonane z materiału I oraz łopatki wykonane z tworzywa sztucznego zabudowane w silniku pneumatycznym [3]

W tej konfiguracji silnik pracował około 2 minuty, po czym przerwano próbę ze względu na zmniejszającą się prędkość obrotową silnika. Kilkakrotnie uruchamianie silnika i zmiana jego kierunku obrotów, za każdym razem kończyły się zmniejszeniem obrotów silnika. Stwierdzono, że mimo doprowadzenia sprężonego powietrza wirnik silnika nie obraca się (sprężone powietrze wydmuchiwane było przez kanał

wylotowy silnika). Po zdjęciu pokrywy silnika okazało się, że materiał tulei cylindra, w wyniku wzrostu temperatury, uplastyczniał się i „skleił” łopatkę z wirnikiem oraz tuleją cylindra (rys. 11).



Rys.11. „Sklejone” ze sobą elementy silnika uplastycznionym materiałem tulei cylindra [3]

Demontaż elementów silnika wykazał, że po usunięciu uplastycznionego materiału tulei cylindra, łopatki i wirnik mogą być dalej testowane (nie zauważono na nich uszkodzeń mogących wyeliminować je z dalszych prób).

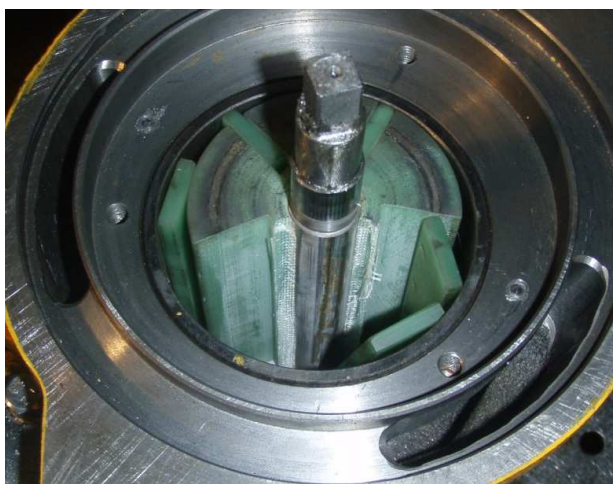
W związku z tym, że dotychczasowe próby ruchowe powodowały niszczenie tulei cylindra, zdecydowano, że do dalszych prób stosowana będzie stalowa tuleja cylindra.

W silniku zabudowano stalową tuleję cylindra, łopatki z tworzywa sztucznego oraz wirnik wykonany z materiału II.

Próba uruchomienia silnika nie powiodła się. Dostarczane sprężone powietrze przepływało przez silnik i było wyrzucane przez kanały wylotowe. Po zdemontowaniu pokrywy silnika, okazało się, że uszkodzeniu uległ wirnik (rys. 12).

Wszystkie poprzednio przeprowadzone próby ruchowe odbywały się bez smarowania łopatek. Zakładając, że smarowanie może zmniejszyć ilość wydzielanego ciepła, postanowiono zabudować w silniku nową tuleję cylindra i wirnik wykonane z materiału I oraz łopatki z tworzywa sztucznego. Wyregulowano również zawór dozujący olej do smarowania wnętrza silnika. Po kolejnym zatrzymaniu silnika zdjęto pokrywę w celu identyfikacji niesprawności. Okazało się, że mimo smarowania materiał z tulei silnika okleił łopatkę i wirnik (rys. 13), co

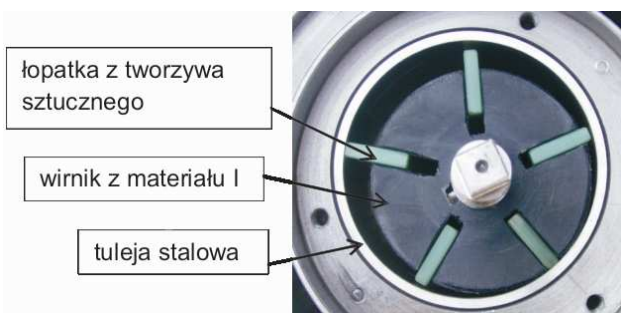
było bezpośrednią przyczyną wzrostu oporów ruchu i zatrzymania silnika.



Rys. 12. Wirnik wykonany z materiału II, stalowa tuleja cylindra oraz łopatki wykonane tworzywa sztucznego zabudowane w silniku pneumatycznym [3]



Rys. 13. Oklejony materiałem tuleja cylindra wirnika i uszkodzona tuleja cylindra [3]



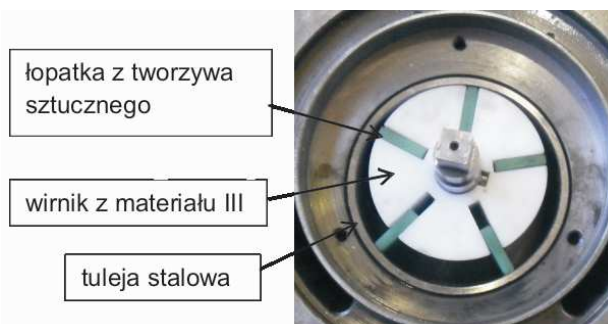
Rys. 14. Wirnik wykonany z materiału I, stalowa tuleja cylindra oraz łopatki wykonane z tworzywa sztucznego zbrojonego włóknem szklanym zabudowane w silniku pneumatycznym [3]

Kolejną próbę bez obciążenia przeprowadzono w konfiguracji: wirnik z materiału I, tuleja stalowa i łopatki z tworzywa sztucznego zbrojonego włóknem szklanym (rys. 14).

Tym razem silnik pracował około 15 minut. W trakcie ciągłej pracy wielokrotnie zmieniano kierunek obrotów silnika. Po zatrzymaniu silnika i zdjęciu jego pokrywy nie stwierdzono zużycia wirnika i łopatek. Przez cały czas do silnika podawano olej. Próba ta pozwala

domniemywać, że silnik będzie również poprawnie pracował pod obciążeniem.

Ostatnią próbę silnika bez obciążenia przeprowadzono w konfiguracji: wirnik z materiału III, tuleja stalowa, łopatki z tworzywa sztucznego (rys. 15). Próba ta również zakończyła się wynikiem pozytywnym. Po zdemontowaniu silnika nie stwierdzono uszkodzeń wirnika. Wirnik wykonany z materiału III dopuszczono zatem do dalszych badań pod obciążeniem.



Rys. 15. Wirnik wykonany z materiału III, stalowa tuleja cylindra oraz łopatki wykonane tworzywa sztucznego zabudowane w silniku pneumatycznym [3]

6. Próby ruchowe silnika pod obciążeniem

Drugi etap prób ruchowych polegał na sprawdzeniu pracy silnika pod obciążeniem. Do prób pod obciążeniem dopuszczono elementy, które pozytywnie przeszły etap prób bez obciążenia. Ostatecznie do prób ruchowych wytypowano następujące konfiguracje elementów silnika:

- wirnik z materiału I, tuleja stalowa, łopatki z tworzywa sztucznego,
- wirnik z materiału III, tuleja stalowa, łopatki z tworzywa sztucznego.

Próby pod obciążeniem przeprowadzono na stacji prób (rys. 16) zlokalizowanej na jednej z hal producenta wciągników łańcuchowych, tj. FMiU OMAG Oświęcim Sp. z o.o. Próby ruchowe prowadzono z obciążeniem 3,3 tony oraz obciążeniem 6,6 tony.

Podczas prowadzenia badań silnika pod obciążeniem uzyskano następujące wyniki pomiaru prędkości podnoszenia ładunku:

- wirnik z materiału I, obciążenie 3,3 t – prędkość 1,1 m/min,
- wirnik z materiału I, obciążenie 6,6 t – prędkość 0,6 m/min,
- wirnik z materiału III, obciążenie 6,6 t – prędkość 0,7 m/min.

Próby ruchowe wykonywano pod obciążeniem 3,3 tony, a następnie pod obciążeniem 6,6 tony (wielokrotnie podnoszono i opuszczano masę). Wykonywano również gwałtowne zmiany kierunków

obrotów silnika, a tym samym szybkie zmiany podnoszenia i opuszczania ładunku.



Rys.16. Stanowisko do badań wciągników pod obciążeniem [3]

Po zakończeniu prób ruchowych zdemontowano silnik i poddano go oględzinom. Pracujące w silniku wirniki oraz łopatki pozytywnie przeszły próby ruchowe pod obciążeniem. Nie stwierdzono uszkodzeń wirnika. Również przemieszczające się w rowkach wirnika łopatki nie uległy uszkodzeniu.

7. Podsumowanie

W trakcie prowadzenia prób ruchowych silnika pneumatycznego stosowano szereg materiałów, których zastosowanie w budowie silnika mogłoby zmniejszyć jego masę własną. Próby silnika wyposażonego w elementy wykonane z tworzyw sztucznych przeprowadzono bez obciążenia oraz pod obciążeniem na stacji prób wciągników łańcuchowych zlokalizowanej u producenta górniczych wciągników łańcuchowych, tj. Fabryce Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o.

Próby ruchowe bez obciążenia wykazały, że wykonane z tworzyw sztucznych i zabudowane w silniku tuleje cylindra nie zapewniały poprawnej pracy silnika. Tarcie łopatek o wewnętrzną powierzchnię tulei cylindra było na tyle duże, że powstająca temperatura uplastyczniała materiał tulei. Uplastyczniony materiał powodował oklejanie wszystkich elementów wewnętrznych silnika, co w konsekwencji powodowało jego zahamowanie i brak możliwości uruchomienia.

Przetestowane, w połączeniu z tuleją cylindra wykonaną z tworzywa sztucznego, łopatki również nie dały pozytywnych wyników. W trakcie badań materiał łopatek nadmiernie się zużywał, lub stawał się „nożem skrawającym” powierzchnię tulei cylindra.

Pozytywnie próby ruchowe zarówno bez obciążenia, jak i pod obciążeniem przeszły dwa wirniki wykonane z tworzyw sztucznych. Wirniki te nie uległy uszkodzeniu podczas prób ruchowych. Wciągnik napędzany silnikiem z wymienionymi wirnikami osiągał parametry pracy porównywalne z wciągnikiem wyposażonym w silnik z wirnikiem stalowym (zarówno masa 3,3 t, jak i 6,6 t była podnoszona ze zbliżoną prędkością, jaką uzyskuje wciągnik napędzany silnikiem z wirnikiem stalowym).

Wirnik wykonany z materiału I lub materiału III jest o 3,5 kg lżejszy od wirnika wykonanego ze stali. Uwzględniając, że masa silnika z wirnikiem stalowym wynosi 15,2 kg, zastosowanie wirnika wykonanego z jednego z dobranych tworzyw sztucznych pozwoli na obniżenie masy własnej silnika pneumatycznego o około 23%.

Ostatecznym potwierdzeniem możliwości stosowania tworzyw sztucznych w budowie silnika pneumatycznego będą badania wciągnika w warunkach normalnej eksploatacji.

Literatura

1. Bałaga D., Budzyński Z., Kalita M. Prostański D.: Nowe elektryczne wciągniki łańcuchowe konstrukcji CMG KOMAG. *Maszyny Górnicze* 2007 nr 4 (112), s.36-43.
2. Hyla I.: Tworzywa sztuczne własności – przetwórstwo – zastosowanie. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
3. Kalita M.: Projekt i badania elementów silnika pneumatycznego wykonanych z tworzyw sztucznych. ITG KOMAG. Gliwice 2012 (materiały nie publikowane).
4. Łączyński B.: Niemetalowe elementy maszyn. WNT, Warszawa 1988.
5. Penczek P.: Chemia i technologia żywic epoksydowych. WNT, Warszawa 2002.
6. Szlezyngier W.: Tworzywa sztuczne. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1996.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.

Rozwój pojazdów użytkowych i maszyn roboczych o napędzie hybrydowym

Streszczenie

Panujące obecnie trendy mające na celu ochronę środowiska przyczyniły się do rozwoju nowych układów napędowych mających na celu zmniejszenie emisji dwutlenku węgla oraz szkodliwych substancji. W artykule przedstawiono historię rozwoju pojazdów o napędzie hybrydowym oraz przykłady ich zastosowań.

Summary

Present trends aiming at environment protection contributed to a development of new drive systems to reduce emission of carbon dioxide and hazardous substances. Development of vehicles with hybrid drive as well as examples of their use are presented.

1. Wprowadzenie

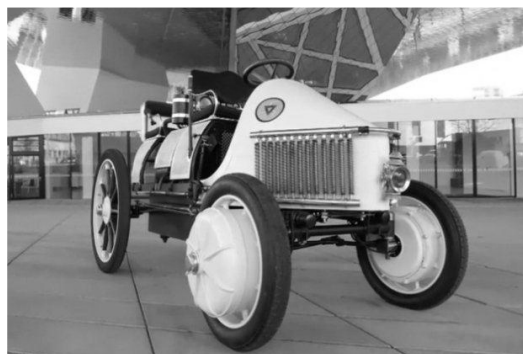
Rosnące ceny paliw oraz zaostrzające się przepisy dotyczące emisji gazów cieplarnianych przyczyniły się do rozwoju nowych, ekonomicznych układów napędowych. W przemyśle transportowym oraz motoryzacyjnym coraz więcej uwagi poświęca się aktualnie pojazdom o napędzie hybrydowym. Pierwszy napęd hybrydowy skonstruowany w 1896 roku przez

Amerikanina Johna Hollanda zastosowano w okręcie podwodnym USS Holland SS-1, który napędzany był silnikiem spalinowym na powierzchni oraz silnikiem elektrycznym po zanurzeniu (rys. 1).

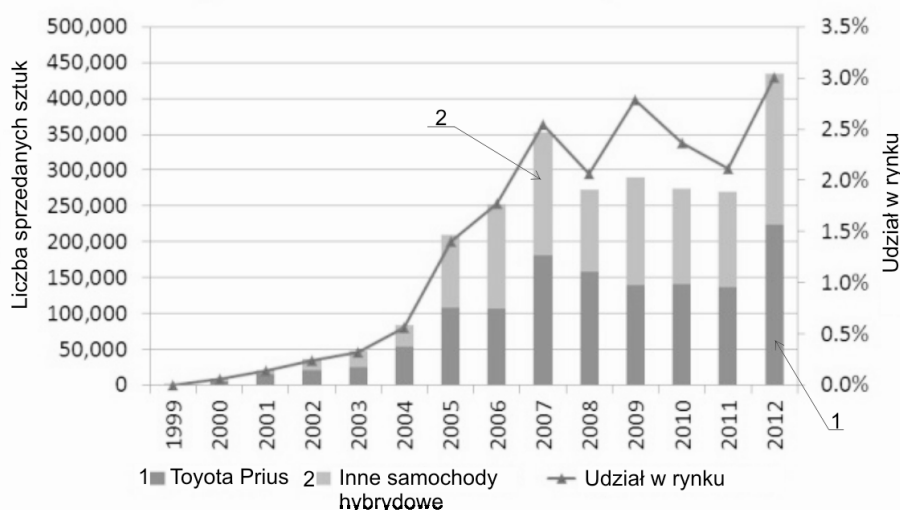
Dopiero 14 lat później, w 1900 roku Ferdinand Porsche zbudował samochód napędzany przez dwa silniki elektryczne zamontowane w piastach przednich kół, które wspomagane były przez silnik spalinowy



Rys.1. Okręt podwodny USS Holland SS-1 [27]



Rys.2. Porsche Semper Vivus [23]



Rys.3. Sprzedaż pojazdów z napędem hybrydowym na rynku amerykańskim w latach 1999-2012 [28]

(rysunek 2). W samochodzie zabudowano baterię akumulatorów składającą się z 44 ogniw o napięciu 80 V, których sumaryczna masa wynosiła 1800 kg.

W kolejnym stuleciu pojazdy o napędzie hybrydowym nie były jednak obiektem zainteresowań. Niemal wszystkie pojazdy napędzane były wyłącznie za pomocą silnika spalinowego. Przełom nastąpił dopiero w 1997 roku, kiedy japoński koncern samochodowy Toyota Motor Corporation przedstawił światu model Prius i rozpoczął produkcję na masową skalę. Znakomite wyniki sprzedaży tego modelu, zwłaszcza w USA sprawiły, że inne koncerny wprowadziły własną ofertę pojazdów hybrydowych. Na rysunku 3 można zauważyć dynamiczny rozwój sprzedaży samochodów osobowych z napędem hybrydowym, który trwał do 2008 roku, czyli do czasu kiedy nastąpił światowy kryzys, w wyniku którego ludzie wstrzymywali się z zakupem nowych samochodów. Tendencja spadkowa utrzymywała się aż do 2012 roku, który był rekordowy w ilości sprzedanych samochodów z napędem hybrydowym. Rozwój nowoczesnych technologii oraz panujące trendy ekologiczne pozwalają prognozować, że w kolejnych latach nastąpi wzrost sprzedaży samochodów z napędem hybrydowym.

2. Rozwój elementów napędu hybrydowego

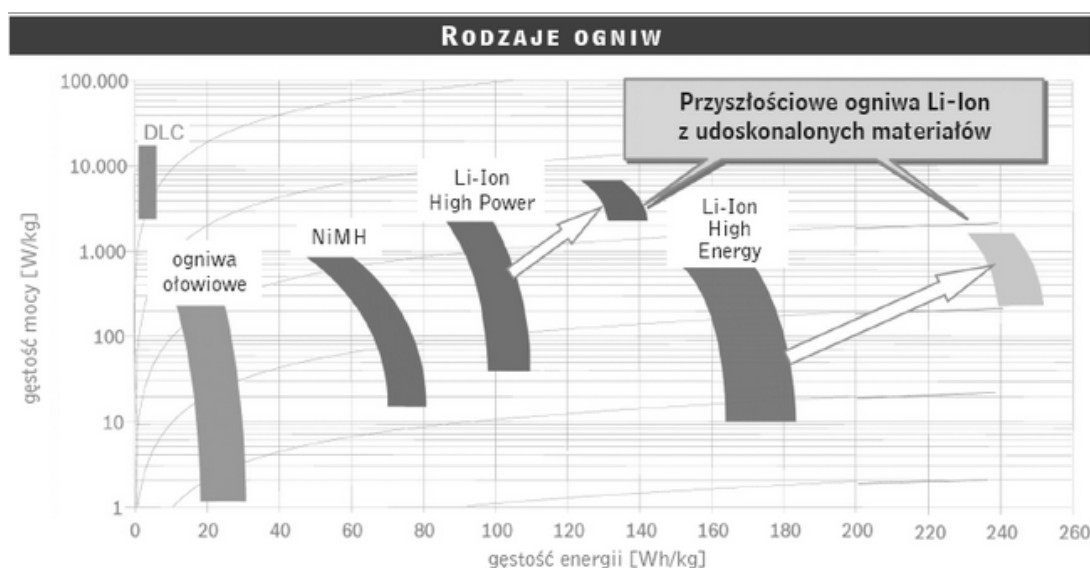
Ciągły rozwój pojazdów hybrydowych wiąże się równocześnie z rozwojem elementów związanych z ich produkcją. Efektem tego jest pojawienie się na rynku coraz lepszych i tańszych komponentów, w szczególności silników elektrycznych oraz akumulatorów. Dzięki temu można sądzić, że parametry samochodów hybrydowych będą coraz lepsze, a ich cena będzie maleć.

2.1. Silniki elektryczne

Wykorzystanie silnika elektrycznego do napędzania pojazdów niesie za sobą wiele zalet. Należy zaliczyć do nich przede wszystkim brak wydzielania szkodliwych substancji podczas pracy, cichobieżność, wysoką sprawność oraz pracę w szerokim zakresie prędkości obrotowych. Najlepiej nadającym się silnikiem elektrycznym do napędu pojazdów był od dawna silnik prądu stałego. Miał on jednak szereg wad, które spowodowały konieczność opracowania innego silnika o płynnej regulacji prędkości obrotowej. W związku z tym silniki prądu stałego wyparły silniki indukcyjne zasilane z przekształtników energoelektronicznych. Obecnie najnowocześniejszymi silnikami elektrycznymi stosowanymi w pojazdach hybrydowych i elektrycznych są silniki z magnesami trwałymi. W silnikach tych, w miejsce wirników klatkowych silników indukcyjnych, wprowadzono wirniki z nowoczesnymi magnesami neodymowymi. Zastosowanie silnika elektrycznego w pojazdach pozwala na odzyskanie energii traconej podczas hamowania. W ten sposób część energii, która podczas zwykłego hamowania jest tracona na ciepło, może być zgmagazynowana w baterii akumulatorów, a następnie wykorzystana do napędzania pojazdu.

2.2. Akumulatory

Do seryjnej produkcji pojazdów elektrycznych, np. lokomotyw stosowano akumulatory kwasowo-ołowiowe. Akumulatory te cechują się jednak małą gęstością energii i wysoką masą, wobec czego nie mogły znaleźć zastosowania w pojazdach hybrydowych, w szczególności w samochodach osobowych. Do produkcji pojazdów hybrydowych przyczyniły się opracowane pod koniec XX wieku akumulatory



Rys.4. Parametry ogniw [3]; NiMH – akumulatory niklowo-metalowo-wodorkowe, Li-Ion High Power – akumulatory litowo-jonowe o dużej gęstości mocy, Li-Ion High Energy – akumulatory litowo-jonowe o dużej gęstości energii

niklowo-metalowo-wodorkowe (NiMH) oraz litowo-jonowe (Li-Ion). Mimo to, głównym problemem do rozwiązania jest wciąż magazynowanie energii zapewniającej odpowiedni zasięg i dynamikę pojazdów. Nawet najnowocześniejsze akumulatory nie zapewniają odpowiednich pojemności, a ponadto są drogie. Samochody osobowe wyposażone w system plug-in, który pozwala doładować akumulatory wprost z sieci energetycznej wymagają długiego procesu ładowania, nawet do kilku godzin. Pojawienie się w przyszłości na rynku akumulatorów, których proces ładowania wynosiłby kilka minut czy nawet sekund nie rozwiąże tego problemu, ponieważ nikt z nas nie dysponuje tak wydajnym źródłem. Przykładowo można rozważyć, że rozładowana bateria akumulatorów o pojemności 50 Ah będzie się ładować przez godzinę prądem o natężeniu 50 A. Chcąc naładować taką baterię akumulatorów w 10 minut wymagany byłby prąd o natężeniu 300 A.

2.3. Superkondensatory

Superkondensatory (rys. 5) są nowoczesnymi źródłami energii elektrycznej charakteryzującymi się dużą pojemnością elektryczną. Największą ich zaletą jest krótki czas ładowania i rozładowania, wobec czego stosowane są równoległe z innymi źródłami energii, np. akumulatorami. W pojazdach hybrydowych stosowane są jako dodatkowy zasobnik energii, który przeznaczony jest do krótkotrwałego dostarczenia energii podczas przyspieszania.



Rys.5. Superkondensatory [24]

3. Pojazdy z napędem hybrydowym

Napęd hybrydowy jest obecnie w fazie rozwoju. Różne koncerny światowe usiłują zastosować ten rodzaj napędu w swoich pojazdach. Poniżej przedstawiono wybrane modele pojazdów w różnych środkach transportu.

3.1. Samochody osobowe

W segmencie samochodów osobowych najpopularniejszym modelem jest obecnie Toyota Prius (rys. 6). Jest to pierwszy masowo produkowany i sprzedawany samochód osobowy tego producenta z napędem hybrydowym. Pierwsza generacja samochodu (NW10) pojawiła się w 1997 roku w Japonii. Obecnie w sprzedaży znajduje się już trzecia generacja tego samochodu (NHW30). W hybrydowym układzie napędowym Toyoty Prius zastosowano silnik spalinowy o pojemności 1497 cm³ i mocy 78 KM, silnik elektryczny o mocy 50 kW oraz baterię akumulatorów NiMH o napięciu maksymalnym 201 V.



Rys.6. Toyota Prius [14]

3.2. Autobusy

Producenci autobusów, tacy jak Volvo i Solaris, od kilku lat mają w swojej ofercie autobusy o napędzie hybrydowym. Przeznaczone są do poruszania się po miastach, gdzie występuje wysoka częstotliwość hamowania i przyspieszania pojazdu. Jak podaje koncern Volvo, dzięki zastosowaniu napędu hybrydowego w autobusach, można zaoszczędzić około 40% paliwa oraz zredukować emisję substancji toksycznych o 50%, w porównaniu z typowymi autobusami miejskimi napędzanymi silnikami spalinowymi. Równoległy, hybrydowy układ napędowy Volvo 7900 (rys. 7), przy dużych prędkościach jazdy, napędza pojazd wyłącznie za pomocą silnika spalinowego, ładując równocześnie baterię akumulatorów litowo-jonowych. Zastosowanie napędu hybrydowego w autobusach cechuje również cichobieżność oraz brak emisji spalin przy ruszaniu, co jest bardzo korzystne, np. podczas ruszania z przystanku, na którym znajdują się ludzie.



Rys.7. Autobus Volvo 7900 Hybrid [16]

3.3. Samochody ciężarowe

Napędy hybrydowe w samochodach ciężarowych można zastosować w pojazdach, które pracują z dużą ilością przyspieszeń oraz hamowań, np. śmieciarkach (rys. 8). Napęd hybrydowy śmieciarki Volvo FE stanowi połączenie silnika spalinowego z silnikiem elektrycznym, który jest wykorzystywany do ruszania i rozpędzania pojazdu do prędkości 20 km/h. Przy prędkościach większych niż 20 km/h uruchamia się silnik spalinowy. Po zatrzymaniu się pojazdu silnik spalinowy wyłącza się automatycznie, aby niepotrzebnie nie kontynuować pracy na biegu jałowym. Ładowanie baterii akumulatorów odbywa się podczas procesu hamowania, dzięki czemu cały układ napędowy nadaje się do zastosowań w pojazdach wymagających częstego zatrzymywania się, czyli takich jak śmieciarka. Szacuje się, że zastosowanie napędu hybrydowego w śmieciarkach zmniejszy zużycie paliwa o 20%. Dodatkowo, w najnowszej śmieciarce firmy Volvo zastosowano dodatkowy zestaw akumulatorów, napędzający mechanizm zgniatający śmieci. Baterie akumulatorów w śmieciarkach firmy Volvo ładowane są z sieci elektroenergetycznej podczas nocnego postoju.

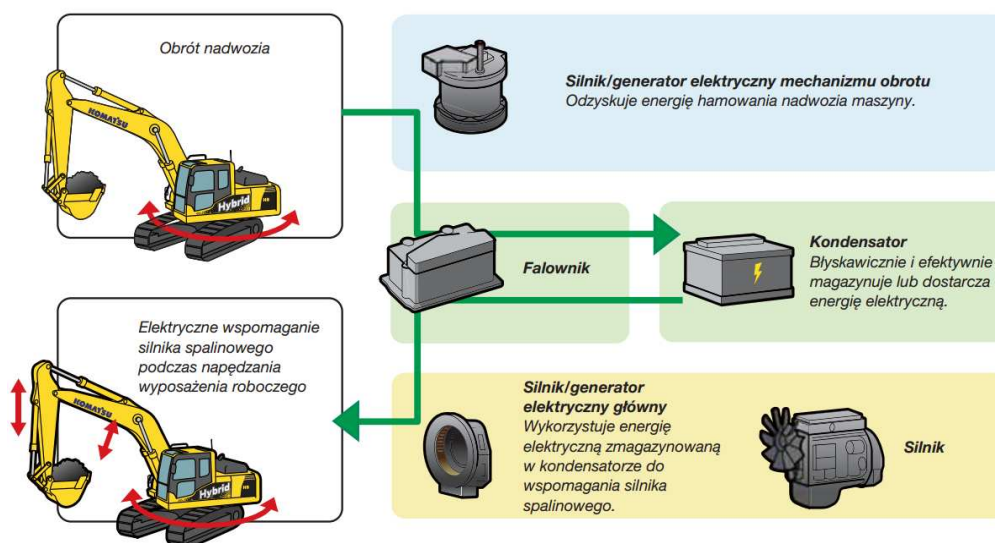


Rys.8. Śmieciarka Volvo FE hybrid [16]

3.4. Maszyny robocze

3.4.1. Koparka

Opracowany przez firmę Komatsu układ hybrydowy, zastosowany w koparce HB215LC, (rys. 9) posiada silnik elektryczny mechanizmu obrotu nadwozia, który równocześnie pełni rolę generatora wykorzystując energię hamowania. Odzyskana energia elektryczna jest magazynowana w superkondensatorach i wykorzystywana ponownie zasilając silnik elektryczny, który wspomaga silnik spalinowy podczas napędzania wyposażenia roboczego koparki.



Rys.9. Koparka Komatsu HB215LC hybrid [13]

3.4.2. Wózek widłowy

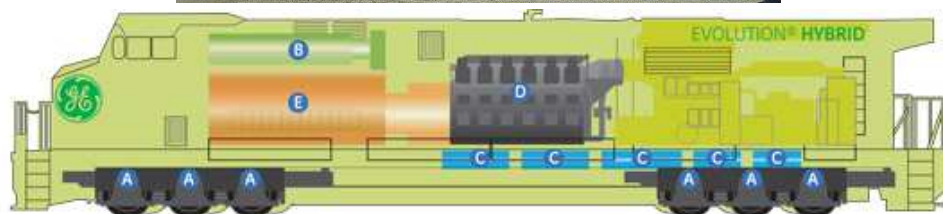
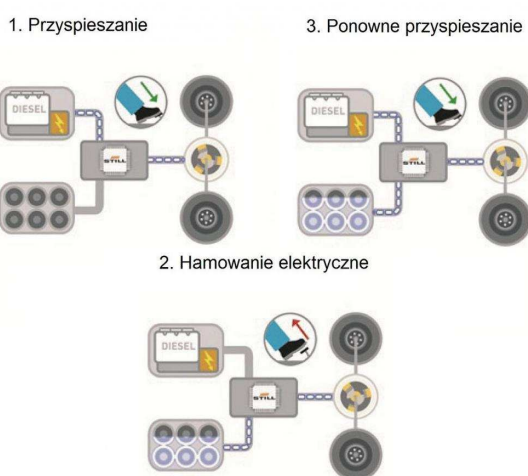
Firma Still posiada w swojej ofercie wózek widłowy RX70 wyposażony w układ hybrydowy (rys. 10). Źródłem napędu wózka jest silnik spalinowy i silnik elektryczny zasilany przez nowoczesne kondensatory dużej mocy, zwane Ultracaps. Innowacyjnym rozwiązaniem jest zastosowanie dwuwarstwowych kondensatorów, które cechują się szybkim czasem reakcji oraz dużą liczbą cykli ładowania. Kondensatory te magazynują energię powstającą podczas hamowania pojazdu. Następnie energia ta wykorzystywana jest podczas przyspieszania. Wózek widłowy RX70 przeznaczony jest do pracy, w której występują częste cykle hamowania i przyspieszania, odciążając tym samym silnik spalinowy o 30%, dzięki czemu oszczędność paliwa wynosi 15%.



Rys.10. Wózek widłowy Still RX70 [1]

3.5. Lokomotywy

W ostatnich kilku latach, napęd hybrydowy znalazł zastosowanie również w taborze kolejowym. Trzy firmy - General Electric, Alstom oraz Railpower Technologies Corp zaprezentowały prototypy swoich lokomotyw. Pierwszą z nich, zaprezentowaną w 2007 roku jest lokomotywa General Electric Evolution Hybrid (rys.11). Lokomotywa napędzana silnikiem spalinowym oraz silnikami elektrycznymi, dysponuje mocą wynoszącą 4400 KM. Producent deklaruje, że wykorzystanie napędu hybrydowego zmniejsza zużycie paliwa o 15%, a emisję szkodliwych substancji o 50% w porównaniu do obecnie eksploatowanych lokomotyw.



Rys.11. Lokomotywa General Electric Evolution Hybrid; A – silniki trakcyjne, B – sieć rezystorów, C – akumulatory, D – silnik spalinowy, E – generator elektryczny [25]

3.6. Pojazdy wojskowe

W Polsce, w 2011 roku zakończono prace nad projektem budowy wojskowej platformy gaśnicowej APG (rys. 12). Projekt finansowany przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego realizowało konsorcjum naukowo-przemysłowe, w którego skład wchodziła Politechnika Śląska, Akademia Górniczo-Hutnicza, Centrum Produkcji Wojskowej HSW i spółka Wasko. Równoległy, hybrydowy układ napędowy, składający się z dwóch silników elektrycznych oraz silnika spalinowego, zapewnia łączną moc 310 kW. Źródłem energii dla silników elektrycznych jest bateria akumulatorów oraz agregat prądowórczy o mocy 110 kW. Dużą zaletą jest możliwość pracy układu napędowego wykorzystującego do poruszania pojazdu tylko silniki elektryczne. Wykorzystując taki sposób napędu, pojazd zachowuje się bardzo cicho, co może być wykorzystane do skrytego poruszania się. Maksymalna prędkość pojazdu wynosi 75 km/h, wykorzystując do pracy równoległe połączenie silników. Dodatkową zaletą jest możliwość bezałogowego poruszania się pojazdu z wykorzystaniem kamery oraz systemu GPS.



Rys.12. Autonomiczna platforma gaśnicowa APG [22]

3.7. Samoloty

W 2011 roku podczas targów lotniczych w Paryżu firma Diamond Aircraft wraz z firmą Siemens zaprezentowały samolot o napędzie hybrydowym (rys. 13). Silnik elektryczny o mocy 70 kW połączony jest mechanicznie ze śmigłem samolotu. Silnik podczas wznoszenia się samolotu zasilany jest z baterii akumulatorów oraz z generatora napędzanego przez silnik spalinowy pracujący na stałym poziomie mocy 30 kW. Gdy samolot osiąga określony pułap, układ napędowy zasilany jest tylko za pomocą energii wytworzonej z pomocą generatora, doładowując równocześnie baterię akumulatorów. Dzięki temu rozwiązaniu można ograniczyć emisję spalin i zużycie paliwa o 25%.



Rys.13. Samolot HK36 Super Diamona [26]

3.8. Statki

W 2012 roku zakończono w Japonii prace nad budową pierwszego komercyjnego statku transportowego, który wyposażono w napęd hybrydowy (rys. 14). Do napędzania statku wykorzystywany jest silnik spalinowy. Drugim źródłem energii są panele słoneczne. 786 sztuk paneli słonecznych ładuje 324 tys. baterii litowo-jonowych firmy Panasonic, które zainstalowano w luku bagażowym. Generowana dzięki akumulatorom energia 2,2 MWh zasila cały statek przez cały kurs. Dzięki temu, podczas swego pierwszego rejsu Emerald Ace był w stanie zaoszczędzić 3,5 mln litrów paliwa w porównaniu z konwencjonalną jednostką. Szacuje się, że dzięki wyposażeniu dużych statków w hybrydowe systemy zasilania będzie można zaoszczędzić około 250 mln dolarów na paliwie w trakcie pełnego okresu eksploatacji.



Rys.14. Statek Emerald Ace [29]

4. Podsumowanie

Obserwowany w ostatnich latach rozwój techniczny w różnych dziedzinach przemysłu, zwłaszcza rozpowszechniająca się oferta pojazdów z napędem hybrydowym, skłania do zastosowania tego rodzaju napędu w kolejnych gałęziach przemysłu. Również tendencje rozwojowe systemów transportowych w podziemnych zakładach górniczych wskazują na możliwość zastosowania napędów hybrydowych, np. w podziemiach kopalń miedzi do ostawy urobku

stosowane są platformy samojezdne, które napędzane są wysokoprężnym silnikiem spalinowym. Pojazdy te, szczególnie podczas prac manewrowych, wytwarzają duże ilości spalin, które mimo stosowanych systemów wentylacji, są bardzo uciążliwe i szkodliwe dla zdrowia pracujących górników. W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG od 2001 do 2003 roku wraz z Politechniką Warszawską i Politechniką Łódzką prowadzono prace nad możliwością zastosowania napędów hybrydowych do górniczych pojazdów dołowych. Prace zakończono opracowując koncepcję napędu hybrydowego dla górniczej platformy samojezdnej, jednak rozwój technologiczny, w szczególności rozwój akumulatorów litowych wymaga na czas obecny opracowania nowej koncepcji. Mimo wysokich, początkowych kosztów zakupu nowych systemów transportowych najbardziej oczywistymi korzyściami będzie zmniejszenie emisji substancji toksycznych zawartych w spalinach do atmosfery kopalnianej. Należy jednak stwierdzić, że rozwój napędów hybrydowych w systemach poziomego transportu podziemnego będzie uzależniony przede wszystkim od zainteresowania odbiorców.

Literatura

1. Bortniczuk I.: Pojazdy przyszłości - Najnowsze trendy w rozwoju wózków widłowych. *Transport Wewnętrzny i Magazynowanie* 2012 nr 1.
2. Bosch R.: Napędy hybrydowe, ogniwa paliwowe i paliwa alternatywne. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010.
3. Budzyński Z.: Kierunki rozwoju napędów samojezdnych maszyn górniczych. *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa* 2002, nr 8, s. 47-52.
4. Ehsani M., Gao Y., Gay S., Emadi A.: *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. Wydawnictwo CRC Press LLC, Boca Raton, Florida 2005.
5. Fręchowicz A.: O możliwości zastosowania napędów hybrydowych w podziemiach kopalń miedzi. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo* 2005, nr 269, s.383-390.
6. Herner A., Riehl H.: *Elektrotechnika i elektronika w pojazdach samochodowych*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011.
7. Jaroszyński L.: Akumulatory litowe w pojazdach elektrycznych. *Przegląd Elektrotechniczny* 2011 nr 8.
8. Jastrzębska G.: *Odnawialne źródła energii i pojazdy proekologiczne*. Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2007.
9. Klein W., Mężyk A., Czapla T.: *Hybrydowy układ napędowy pojazdu gąsienicowego*. *Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe* 2012 nr 1.
10. Konsek R.: *Analiza stanu wiedzy, przegląd literatury oraz możliwości zastosowania napędu hybrydowego w maszynach górniczych*. ITG KOMAG, Gliwice 2012 (materiały nie publikowane).
11. Król E., Białas A.: *Koncepcja napędu hybrydowego przeznaczonego do samochodu dostawczego*. *Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne BOBRME Komel* 2012, nr 1, s 145-148.
12. Kucharski S.: *Współczesne napędy hybrydowe pojazdów samochodowych na przykładzie Toyoty Prius*. *Przegląd Elektrotechniczny* 2004 nr 7/8.
13. Materiały informacyjne firmy Komatsu.
14. Materiały informacyjne firmy Toyota.
15. Materiały informacyjne firmy Solaris.
16. Materiały informacyjne firmy Volvo.
17. Marciniak Z.: *Hybrydowe układy napędowe lokomotyw spalinowych*. *Logistyka* 2010, nr 4.
18. Michalczyk M., Grzesiak M., Ufnalski B.: *A lithium battery and ultracapacitor hybrid energy source for an urban electric vehicle*. *Przegląd Elektrotechniczny* 2012 nr 4b.
19. Moćko W., Wojciechowski A., Ornowski M.: *Perspektywy rozwoju rynku samochodów elektrycznych w najbliższych latach*. *Transport samochodowy* 2011 nr 1.
20. Nosiński A.: *Wybrane aspekty rozwoju pojazdów samochodowych z napędem elektrycznym*. *Transport samochodowy* 2010 nr 4.
21. Pawelski Z., Pawelski W., Pałczyński T.: *Wybrane prototypowe i studialne pojazdy hybrydowo-elektryczne*. *Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne BOBRME Komel* 2007 nr 79, s 19-24.
22. www.altair.com.pl
23. www.autoblog.com
24. www.automatykab2b.pl
25. www.comsol.com
26. www.diamond-air.at
27. www.electricvehiclesnews.com
28. www.hybridcars.com
29. www.news.panasonic.net

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.