

Prof.dr hab.inż. Ryszard DINDORF
Akademia Górniczo-Hutnicza
Dr inż. Piotr WOŚ
Politechnika Świętokrzyska

Wyniki badań serwonapędu elektrohydraulicznego z regulatorem adaptacyjnym

S t r e s z c z e n i e

W artykule omówiono wyniki badań eksperymentalnych serwonapędu elektrohydraulicznego z regulatorem adaptacyjnym. Zagadnienie przedstawione w pracy dotyczy odporności regulatora adaptacyjnego na zmienne obciążenia oraz na zakłócenia wynikające z niestacjonarnych i losowych oddziaływań wewnętrznych i zewnętrznych serwonapędu elektrohydraulicznego. Otrzymane wyniki badań i wynikające z nich wnioski pozwalają sformułować stwierdzenie, że możliwa jest budowa układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego odpornego na zakłócenia zewnętrzne w postaci skokowej zmiany siły obciążającej siłownik hydrauliczny.

S u m m a r y

Results of experimental tests of electrohydraulic servo-drive with adaptative regulator were discussed in the paper. The problem presented in the paper refers to resistance of adaptative controller to variable loads and disturbances resulting from non-stationary and random internal and external impacts of electrohydraulic servo-drive. Obtained tests' results and resulting conclusions enable to say that it is possible to build a control system of electrohydraulic servo-drive resistant to external disturbances in a form of abrupt changes of force loading the hydraulic cylinder.

1. Wstęp

Elektrohydrauliczne układy regulacji mają szerokie zastosowanie w pozycjonowaniu i synchronizacji ruchu maszyn i manipulatorów. Układy te często pracują w zmiennych warunkach obciążenia i sterowania, a ich nieliniowe modele dynamiczne są zwykle niestacjonarne. Nieliniowe właściwości dynamiczne serwonapędów elektrohydraulicznych wynikają z bezwładności ruchomych mas, sił tarcia, odkształceń i właściwości sprężystych elementów mechanicznych, ściśliwości cieczy roboczej, charakterystyk przepływowych zaworów.

Zmiany parametrów regulacji serwonapędów elektrohydraulicznych wynikają z niedostosowania struktury sterowania oraz wpływu wielu czynników zakłócających. W klasycznym podejściu przy projektowaniu algorytmów regulatorów do sterowania serwonapędów elektrohydraulicznych, model obiektu regulacji traktuje się jako zbiór nie sprzężonych ze sobą modeli liniowych. Takie podejście jest nadal stosowane w niektórych przemysłowych układach sterowania, ale wtedy zastosowane regulatory nie zawsze spełniają przyjęte kryteria jakości [1].

Zmiany parametrów dynamicznych serwonapędów elektrohydraulicznych oraz błędy w strukturze jego sterowania, a także zakłócenia zewnętrzne mogą spowodować, że granice naturalnej odporności układów regulacji zostaną przekroczone. Można temu przeciwdziałać na drodze przestrajania regulatorów. Ponieważ

strojenie regulatorów jest procedurą czasochłonną (szczególnie w procesach o dużych opóźnieniach i stałych czasowych), dlatego wprowadza się metody adaptacyjne [2]. Istotą adaptacyjnego układu regulacji jest obserwacja polegająca na jednoczesnym pomiarze sygnałów sterowania i sygnałów wyjściowych z obiektu regulacji.

Regulacja adaptacyjna pozwala na zmniejszenie lub kompensację skutków oddziaływania sił zakłócających na serwonapęd elektrohydrauliczny [4]. Układ regulacji adaptacyjnej wykazuje właściwości przystosowania do zmiennych warunków pracy obiektu regulacji w celu utrzymania pożądanego stanu jego działania. W układzie adaptacyjnym regulator nastraja się automatycznie w zależności od warunków pracy lub czynników zakłócających w celu spełnienia przyjętych kryteriów jakości. Przystosowanie regulatora może nastąpić poprzez zmianę wartości zadanych (np. punktu pracy), zmianę parametrów lub struktury układu. Układy adaptacyjne wymagają ciągłego badania procesu regulacji dla uzyskania aktualnych informacji o stanie obiektu regulacji i występujących zakłóceń.

2. Stanowisko badawcze

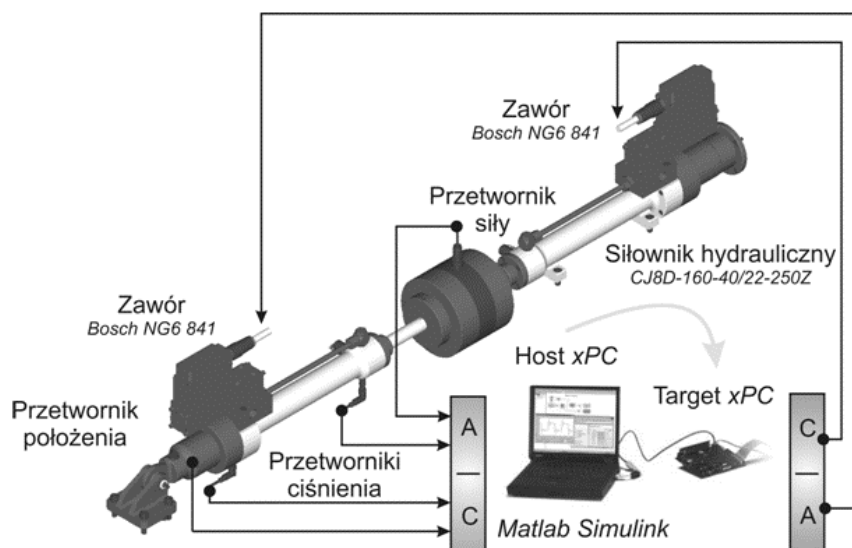
W badaniach algorytmów regulacji adaptacyjnej serwonapędu elektrohydraulicznego wykorzystano stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiono na rysunku 1, a jego widok zamieszczono na rysunkach

2a i 2b. Stanowisko badawcze powstało w Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach [4]. Na rysunkach 2a i 2b przedstawiono stanowisko badawcze składające się z dwóch niezależnie sterowanych obiektów regulacji składających się z siłowników sterowanych zaworami proporcjonalnymi przepływowymi (2). Obciążenie siłownika roboczego wynikające z oporu technologicznego osiągane jest przez dodatkowy siłownik (1b, rys. 2a). Możliwości zmiany obciążania siłowników są następujące: masa od 73,5 kg do 360 kg, siła od 200 N do 8200 N. Sterowanie siłą obciążającą odbywa się za pomocą karty przetworników C/A. Położenie suportu mierzone jest względem korpusu stanowiska za pomocą fotooptycznego przetwornika położenia firmy Heidenhein LS 403. Prędkość suportu jest obliczona przez różniczkowanie położenia tłoczyska siłownika (1a, rys. 2b). W układzie dokonywany jest ponadto pomiar ciśnienia w komorach obydwu siłowników (4, rys. 2b) i ciśnienia w linii zasilania

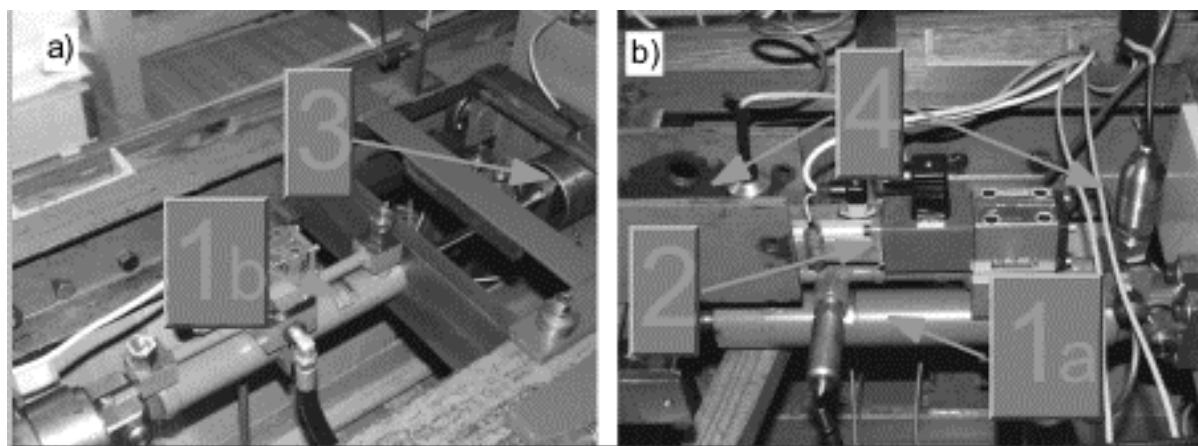
oraz siły oporu technologicznego F_{ob} (3, rys. 2a). Sterowanie siłą obciążającą odbywa się za pomocą karty przetworników C/A. Dodatkowo do pomiaru ciśnień zastosowano czujniki tensometryczne firmy Peltron.

W celu wyeliminowania w czasie pomiarów zmiany lepkości cieczy roboczej i wydajności pompy (spowodowanych wahaniami temperatury) zbiornik wyposażony został w układ automatycznej stabilizacji temperatury oleju. Umieszczenie zaworu sterującego (proporcjonalnego) bezpośrednio na siłniku zmniejszyło objętość oleju pomiędzy rozdzielaczem a odbiornikiem, co wpłynęło na istotną poprawę charakterystyki dynamicznej układu sterowania napędu elektrohydraulicznego. W szczególności zwiększenie częstości własnej układu sterowania powoduje zmniejszenie wartości opóźnień występujących pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią tego układu.

W skład stanowiska badawczego wchodzi również



Rys.1. Schemat stanowiska badawczego serwonapędu elektrohydraulicznego



Rys.2. Widok elektrohydraulicznego stanowiska badawczego. 1a,1b – siłowniki hydrauliczne CJ8D-160-40/22-250z, 2 – proporcjonalny elektrohydrauliczny zawór regulacyjny firmy Bosch typu NG6 841, 3 – czujnik tensometryczny do pomiaru sił, 5 – czujniki tensometryczne do pomiaru ciśnienia

zestaw komputerowy spełniający zadanie układu sterowania nadrzędnego, wyposażony w oprogramowanie Matlab/Simulink. Mikrokomputer posiada karty przetworników C/A i A/C typu PCI – DAS1602/16 firmy Measurement Computing Corporation. Karty wraz z czujnikami tensometrycznymi do pomiaru ciśnień i przetwornikiem położenia tworzą układ pomiarowy. Zaimplementowane oprogramowanie symulacyjne umożliwia analizę efektywności projektowania układów sterowania poprzez opracowanie metod i technik identyfikacji obiektów i ich modeli matematycznych w warunkach off-line i czasie rzeczywistym [2].

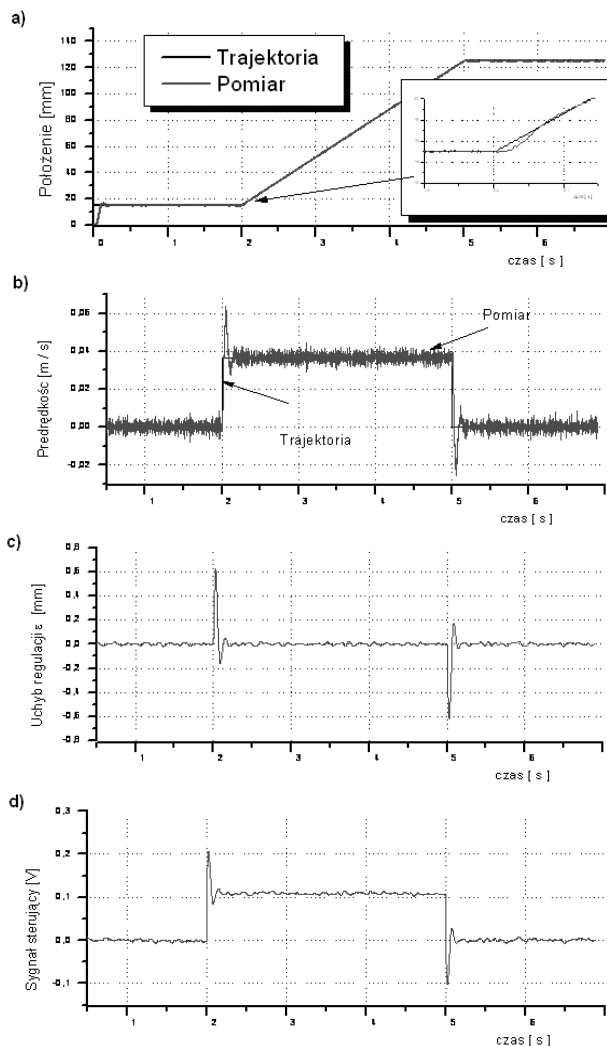
Badania doświadczalne koncentrowały się głównie na następujących zadaniach [4]:

- budowa układu sterowania (wykonanie modułowej konstrukcji elementów wykonawczych i pomiarowych),
- analiza wpływu warunków obciążenia pobudzenia na wartości identyfikowanych parametrów modelu układu elektrohydraulicznego,
- identyfikacja zakłóceń występujących w układzie elektrohydraulicznym pracującym w warunkach rzeczywistych,
- opracowanie adaptacyjnych algorytmów sterowania odpornych na działanie zmiennych obciążeń,
- stabilizacja prędkości i dokładności pozycjonowania serwonapędu elektrohydraulicznego przy zmianach obciążenia zewnętrznego.

3. Badania właściwości dynamicznych serwonapędu elektrohydraulicznego

W przypadku obiektu o zmiennych parametrach, jakimi są układy elektrohydrauliczne, parametry regulatora docelowego określonego typu powinny być również zmienne w czasie. Powoduje to poszukiwanie takich algorytmów regulacji, które sprostają temu zadaniu [1].

W pracy omówiono wyniki badań eksperymentalnych adaptacyjnego regulatora PID-AWRLS, wykorzystanego do sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego [5]. Zadania postawione przed algorytmem regulacji adaptacyjnej polegały na sterowaniu elektrohydraulicznego układu regulacji w warunkach zmiany prędkości zadanej v_0 . Szczególnie interesującym zagadnieniem była możliwość szybkiej adaptacji nastaw regulatora dla szerokiego zakresu zmiany prędkości przemieszczenia tłoka siłownika hydraulicznego. Prezentowane wykresy na rysunku 3 przedstawiają podstawowe parametry napędu elektrohydraulicznego w wyniku działania adaptacyjnego regulatora PID. Badania przeprowadzono dla wymuszenia typu ramp – zmiana położenia tłoka siłownika od położenia początkowego $y_{start} = 0,015\text{ m}$ do położenia zadanego $y_{zad} = 0,125\text{ m}$ dla zadanej prędkości $v_0 = 0,037\text{ m/s}$.



Rys.3. Proces regulacji z wykorzystaniem algorytmu AWRLS: a) przemieszczenie tłoka, b) prędkość tłoka, c) uchyb regulacji, d) sygnał sterujący

W procesach stacjonarnych (stała prędkość zadana, brak zmiennego obciążenia zewnętrznego) najlepsze współczynniki jakości regulacji uzyskano przez wstępne pobudzenie serwonapędu elektrohydraulicznego, np. przez skokowe wymuszenie przemieszczenia tłoka siłownika w zakresie od 0 do 15 mm. Układ zostaje wstępnie zidentyfikowany, a parametry identyfikowanego modelu odniesienia w stacjonarnym procesie zmieniają się nieznacznie. Przy małych prędkościach siłownika hydraulicznego ujawniały się dwa niekorzystne zjawiska: wpływ niedostateczności pobudzenia algorytmu identyfikacyjnego i nieliniowość siły tarcia. Gwałtowna zmiana siły tarcia w początkowej fazie ruchu tłoka jest kompensowana w dalszej fazie regulacji, natomiast brak dostatecznego pobudzenia algorytmu PID-AWRLS ma istotny wpływ na aktualne nastawy regulatora adaptacyjnego.

Określono wpływ wartości zadanej – prędkości v_0 tłoka siłownika hydraulicznego na wybrane wskaźniki oceny jakości procesu regulacji, czyli: przeregulowa-

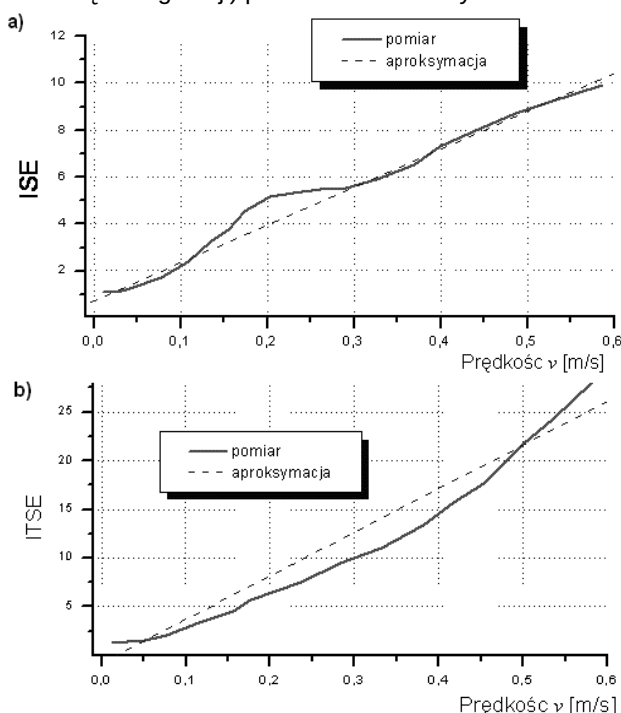
nie, odchyłka statyczna, błąd nadeżania sygnału przemieszczenia, błąd nadeżania sygnału prędkości, czas regulacji. Wskaźniki oceny jakości regulacji adaptacyjnej dla różnych wartości prędkości zadanej v_0 tłoka siłownika hydraulicznego zamieszczono w tabeli 1.

Wskaźniki oceny jakości regulacji adaptacyjnej dla różnych wartości prędkości zadanej v_0 tłoka siłownika hydraulicznego

Tabela 1

Prędkość v_0 [m/s]	Przeregulowanie K_{max} [mm]	Czas regulacji t_r [s]	Odchyłka statyczna e_{min} [mm]	Błędy nadeżania		Kryteria całkowite	
				Położenia δ_y [mm]	Prędkości δ_v [m/s]		
0,0123	0,0712	0,2928	0,01825	0,0216	0,0043	1,1040	1,2907
0,0307	0,0945	0,2925	0,01837	0,0438	0,0045	1,2715	1,3724
0,0458	0,1466	0,2924	0,01878	0,0552	0,0049	1,7182	1,4377
0,0766	0,1865	0,2923	0,01928	0,0730	0,0053	2,3953	2,0907
0,1149	0,2266	0,2920	0,01937	0,1044	0,0059	3,2399	3,3151
0,1773	0,2722	0,2911	0,01963	0,1273	0,0078	4,5661	5,6987
0,2365	0,3032	0,2896	0,01978	0,1473	0,0080	5,1455	7,5109
0,2824	0,3341	0,2887	0,01987	0,1660	0,0086	5,3479	9,5353
0,3522	0,3512	0,2838	0,01989	0,1933	0,0092	5,4805	10,9883
0,4180	0,3662	0,2793	0,02007	0,2184	0,0101	5,9203	15,7555
0,4530	0,3662	0,2755	0,02028	0,2308	0,0116	6,5345	17,7146
0,5355	0,3835	0,2664	0,02073	0,2448	0,0133	8,7402	24,3756
0,5814	0,3901	0,2521	0,02107	0,2571	0,0146	9,9269	28,0653

Natomiast wpływ zadanej wartości prędkości v_0 tłoka siłownika hydraulicznego na całkowite kryteria jakości regulacji ISE i ITSE (ISE – całka z kwadratu błędu regulacji, ITSE – całka z iloczynu czasu i kwadratu błędu regulacji) przedstawiono na rysunku 4.



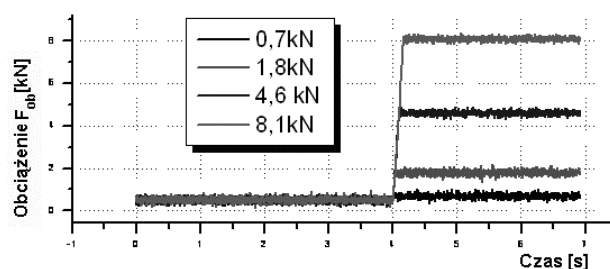
Rys.4. Wpływ wartości zadanej prędkości v_0 tłoka siłownika hydraulicznego na całkowite kryteria jakości regulacji: a) całka z kwadratu błędu regulacji ISE, b) całka z iloczynu czasu i kwadratu błędu regulacji ITSE

4. Badania odporności regulacji adaptacyjnej na skokowe obciążenia siłownika

Ważnym czynnikiem wpływającym na równomierność pracy serwonapędu elektrohydraulicznego jest zachowanie się układu regulacji w stanach nieustalo-

nych. Szczególnie dotyczy to stanu, w którym serwonapęd elektrohydrauliczny zostanie obciążony skokowo w czasie procesu regulacji. Stan ten określany jest czasem ustalania się prędkości tłoka siłownika od wartości początkowej v_p , przed wystąpieniem zaburzenia obciążenia, do nowej ustalonej prędkości v_0 , po powstaniu zaburzenia obciążenia.

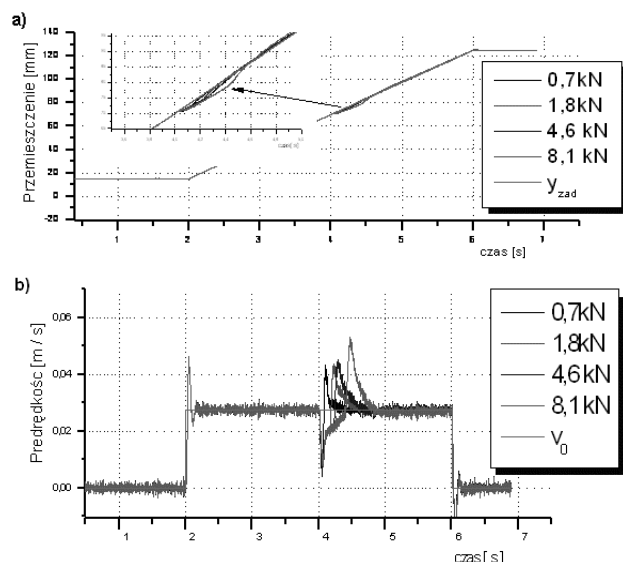
Na rysunku 5 przedstawiono zmiany obciążenia siłownika serwonapędu elektrohydraulicznego siłą skokową w zakresie od 0,7 do 8,1 kN. Natomiast na rysunku 6 zamieszczono odpowiedzi układu regulacji adaptacyjnej (z regulatorem PID-AWRLS) serwonapędu elektrohydraulicznego dla wymuszenia typu ramp. Tłok siłownika przemieszczał się z położenia początkowego $y_{start} = 0,015$ m do położenia zadanego $y_{zad} = 0,125$ m przy obciążeniu siłą F_{ob} w zakresie obciążenia od 0,7 kN do 8,1 kN.



Rys.5. Zmiana obciążenia F_{ob} siłownika serwonapędu elektrohydraulicznego

Z powyższych charakterystyk wynika, że zaburzenia ruchu tłoka siłownika przez wprowadzanie zmien-

nego obciążenia F_{ob} wpływa na stany przejściowe prędkości i przemieszczenia tłoka siłownika. Jeśli tłok siłownika hydraulicznego porusza się ze stałą prędkością zadaną v_0 to zmiana jego obciążenia w wyniku działania sił skokowej powoduje spadek jego prędkości, a następnie chwilowy wzrost prędkości tłoka v_{max} . Naturalny spadek prędkości w wyniku wystąpienia obciążenia siłowego zostaje szybko kompensowany adaptacyjnym układem regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego [3].



Rys. 6. Charakterystyki dynamiczne przemieszczenia (a) i prędkości (b) tłoka siłownika dla wymuszenia typu ramp z położenia początkowego $y_{start} = 0,015 \text{ m}$ do położenia zadanego $y_{zad} = 0,125 \text{ m}$ przy wzroście obciążenia F_{ob} w zakresie od 0,7 kN do 8,1 kN

Stopień jednostajności ruchu tłoka siłownika określa statyczny współczynnik nierównomierności prędkości:

$$\delta_{vs} = \left| \frac{v_p - v}{v_p} \right| \quad (1)$$

gdzie:

v_p – prędkość początkowa przed wystąpieniem siły zakłócającej,

v – prędkość ruchu tłoka siłownika po czasie t_r po zakończeniu stanu nieustalonego.

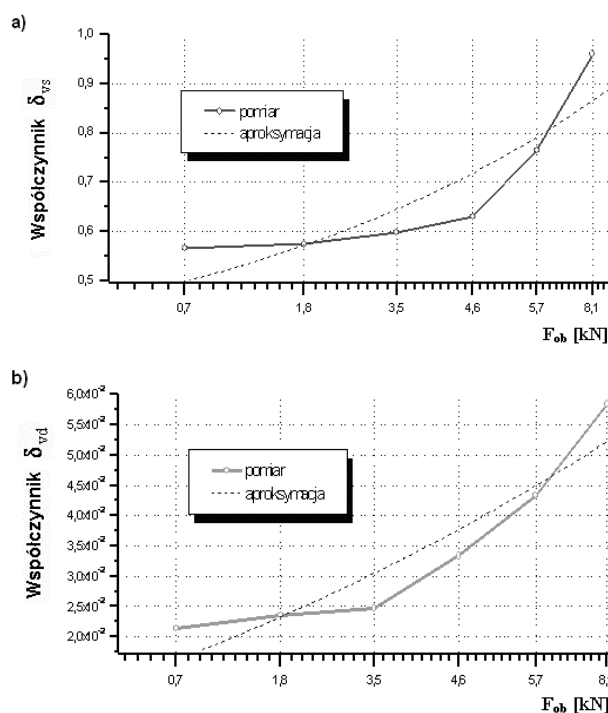
Współczynnik nierównomierności prędkości δ_{vs} uzależniony jest nie tylko od wielkości zmian obciążenia, a także od parametrów serwonapędu elektrohydraulicznego oraz parametrów regulatora.

W stanach przejściowych stopień jednostajności ruchu tłoka siłownika określany jest za pomocą dynamicznego współczynnika nierównomierności prędkości δ_{vd} :

$$\delta_{vd} = \left| \frac{v_{max} - v_p}{v_p} \right| \quad (2)$$

gdzie: v_{max} – chwilowa maksymalna prędkość tłoka siłownika.

Na rysunku 7 przedstawiono wpływ parametrów regulatora adaptacyjnego na wartości współczynników nierównomierności ruchu tłoka siłownika δ_{vs} i δ_{vd} w stanach ustalonych i przejściowych, podczas sterowania adaptacyjnego serwonapędu elektrohydraulicznego z zaburzeniem obciążenia, przez wprowadzenie skokowego obciążenia F_{ob} .



Rys. 7. Wpływ regulatora PID-AWRLS na wartości współczynników δ_{vs} i δ_{vd} dla wymuszenia typu ramp przemieszczenia tłoka siłownika z położenia początkowego $y_{start} = 0,015 \text{ m}$ do zadanego położenia $y_{zad} = 0,125 \text{ m}$ przy skokowym obciążeniu F_{ob}

5. Podsumowanie

W analizowanym układzie regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego ustalony błąd pozycjonowania nie odbiega od błędów uzyskanych metodami klasycznymi (patrz tabela 1) i zmienia się w zakresie od 18 do 22 μm .

W pracy skupiono się na analizie skuteczności zaproponowanego adaptacyjnego algorytmu regulacji dla przypadków wpływu zmiany zadanej prędkości v_0 , częstotliwości ruchu tłoka siłownika i obciążenia siłowego siłownika analizowanego serwonapędu elektrohydraulicznego. Najlepsze wyniki dokładności pozycjonowania uzyskano dla wstępnego pobudzenia układu sygnałem skokowym $y_{zad} = 0,015 \text{ m}$. Sygnał pobudzania wstępnego istotnie wpływa na czas regulacji t_r .

Szybki czas narastania sygnału pobudzającego powoduje także szybkie ustalanie wartości parametrów identyfikowanego obiektu regulacji. Ma to również wpływ na właściwy dobór parametrów regulatora adaptacyjnego.

W przypadku obciążenia skokowego serwonapędu elektrohydraulicznego pozorna wada układu sterowania, czyli że dla prawidłowego działania układu sterowania potrzebne jest odpowiednio intensywne pobudzenie, staje się w tym przypadku zaletą.

Nagłe zmiany obciążenia serwonapędu elektrohydraulicznego powodują szybką adaptację identyfikowanych parametrów modelu i nastaw regulatora.

Ograniczenia wynikające z parametrów stanowiska badawczego, np. maksymalne ciśnienie zasilania ($p_o = 8 \text{ MPa}$), charakterystyka przepływowa zaworu proporcjonalnego i wartości sygnału sterującego (-7 V do +7 V) umożliwiają prawidłową pracę układu regulacji do obciążenia do 4,6 kN. W związku z tym nie można stwierdzić, czy dla szerszego zakresu zmian parametrów adaptacyjny układ regulacji spełnia założone oczekiwania jakości sterowania analizowanego serwonapędu elektrohydraulicznego.

Literatura

1. Dindorf, R.; Woś P.: Szybkie prototypowanie układu regulacji napędu elektrohydraulicznego, Napędy i Sterowanie nr 10, 2005.
2. Dindorf, R.; Woś, P.: Wirtualny układ sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego. Napędy i Sterowanie nr 10, 2006.
3. Jelali, M; Kroll, A. Hydraulic Servo Systems – Modelling, Identification & Control, Springer Verlag, Berlin 2003.
4. Woś P. Regulacja serwonapędów elektrohydraulicznych odpornych na działanie zmiennego obciążenia. Praca doktorska. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2008.
5. Woś. P. Dindorf R., Wołkow J.: Problemy estymacji parametrów regulatora adaptacyjnego w układach sterowania elektrohydraulicznego. Cylinder '2007 – XVII Ogólnopolska Konferencja „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych”. Szczyrk 19-21 września 2007.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Edward Palczak

Stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus

Streszczenie

W artykule przedstawiono tendencje rozwojowe systemów sterowania współczesnych maszyn i pojazdów opartych na magistrali CAN. Zaprezentowano zalety magistrali i aspekty przemawiające za wprowadzeniem tego typu systemów. Zaproponowano konfigurację stanowiska do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus.

Summary

Development tendencies as regards control systems of present machines and vehicles based on CAN system were presented in the paper. Advantages of system and aspects which call for its implementation were presented. Configuration of test stand for tests of hydrotronic driving systems operating in CAN-bus system were suggested.

1. Wprowadzenie

Zadania stawiane współczesnym maszynom inżynierskim, złożoność realizowanych przez nie procesów roboczych, zmienne obciążenia ich układów wykonawczych, trudne warunki eksploatacji, a także dążenie do poprawy komfortu pracy operatora powodują, iż poszukuje się efektywniejszych układów przenoszenia mocy, obniżających koszt eksploatacji maszyn.

Postępujący jednocześnie rozwój elementów hydrodynamicznych, ich niezawodność i podatność na sterowanie, sprawia iż coraz częściej w rozwiązaniach układów napędowych współczesnych maszyn i pojazdów stosowane są hydrostatyczne układy napędowe. Pełne wykorzystanie potencjalnych możliwości tychże układów napędowych możliwe jest jedynie w przypadku wprowadzenia nowoczesnych systemów sterowania nimi. Na obecnym etapie rozwoju hydrostatycznych układów napędowych, dąży się do polepszenia ich sprawności i żywotności, zwiększenia dokładności sterowania, a tym samym zwiększenia dokładności wykonywanych zadań technologicznych oraz automatyzacji wybranych ruchów roboczych.

Jednym z charakterystycznych problemów dla sterowania maszynami inżynierskimi jest konieczność precyzyjnego sterowania w ograniczonym polu widzenia osprzętami roboczymi o olbrzymiej bezwładności (masy zredukowane obciążające siłowniki sięgają nawet tysięcy ton napędzanych hydraulicznie z mocą nawet kilkuset kW). Jakość sterowania jest głównym hamulcem postępu w tej dziedzinie.

Pojawienie się nowej technologii sterowania zespołami hydraulicznymi – systemu CAN-bus w wersji mobilnej otwiera nowe, długo oczekiwane możliwości w dziedzinie sterowania osprzętami i procesami roboczymi. Jednak jak każda nowa technologia ma swoją

specyfikę i ograniczenia – które nie zostały jeszcze określone – zwłaszcza w obszarze sterowania przepływem wysokiej mocy w aplikacjach cywilnych.

Dlatego też rozpoznanie tej problematyki, poznanie możliwości i zidentyfikowanie ograniczeń sterowania układami hydrotronicznymi maszyn mobilnych opartymi na magistrali CAN, określenie możliwości wykorzystania technologii CAN-bus do zdalnego sterowania osprzętami roboczymi, pozwoli na wdrożenie najnowocześniejszych układów napędowych do maszyn inżynierskich – gwarantujących wysoką jakość realizowanych zadań technologicznych, a także bezpieczeństwo realizacji tych zadań w strefach zagrożenia.

2. Struktura systemu CAN-BUS

Powstała sieć CAN-bus (ang. Controller Area Network) jest standardem multipleksowanej magistrali szeregowej. Została opracowana dla potrzeb pojazdów, w firmie Rober Bosch GmbH w 1986 r. Po raz pierwszy na dużą skalę została zastosowana w roku 1990 w samochodach Mercedes S. W pojazdach tych była ona wykorzystana tylko do zarządzania tzw. „układami komfortu jazdy”. Przyjęto takie rozwiązanie, bo pozwalało ono na sprawdzenie pracy nowego podzespołu w warunkach rzeczywistej eksploatacji pojazdu bez obawy, że może on wpłynąć na urządzenia odpowiedzialne za podstawowe funkcje samochodu i bezpieczeństwo jazdy. W roku 1992 sieć CAN została zatwierdzona przez ISO 11898, jako standard międzynarodowy. Pierwszą maszyną (początek lat 90), sterowaną z wykorzystaniem technologii CAN-bus była maszyna tekstylna.

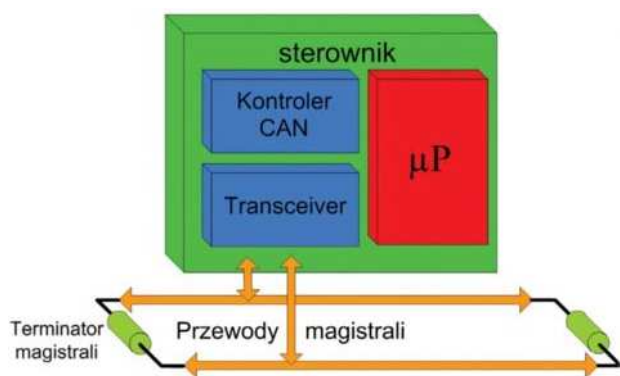
Działanie CAN opiera się na mechanizmie identyfikacji wysyłanych wiadomości zgodnie z ich zawartością, a nie, w odróżnieniu od innych systemów magi-

stralowych, zgodnie z adresem węzła nadawczego lub odbiorczego. Innymi słowy komunikacja ma charakter rozgłoszeniowy, a węzły sieci odbierają i przetwarzają wiadomości, bazując na ich ważności oraz priorytecie.

Tego typu adresowanie zwiększa elastyczność systemu z CAN, pozwalając na łatwe dodawanie nowych urządzeń do istniejącej sieci bez konieczności stosowania dodatkowych urządzeń lub modyfikacji oprogramowania. Wyżej wymienione zalety, jak też inne cechy systemu CAN sprawiły, że awansował on z pozycji magistrali przeznaczonych dla pojazdów, do zastosowań w technologiach przemysłowych.

CAN może teoretycznie połączyć do 2023 urządzeń (zakładając jeden węzeł z jednym identyfikatorem) w pojedynczej sieci. Jednak z powodu praktycznych ograniczeń sprzętowych może połączyć tylko do 110 urządzeń w pojedynczej sieci. Oferuje szybką komunikację do 1 Mbit/s, pozwalając na kontrolę w czasie rzeczywistym.

Schemat ideowy magistrali Can przedstawiono na rysunku 1. Warunkiem poprawnej wymiany informacji jest odpowiednia konstrukcja sterowników. Zawierają one więc blok przetwarzający treść przesyłanej informacji, kontroler CAN i układ nadawczo-odbiorczy („transceiver”). Kontroler i „transceiver” są odpowiedzialne za nadawanie danym odpowiedniej postaci oraz komunikację z magistralą. Wszystkie bloki zawierają w sobie układy mikroprocesorowe.



Rys.1. Schemat ideowy magistrali Can

3. Hydrotroniczne układy napędowe pracujące w systemie CAN-bus

Postępujący rozwój współczesnych maszyn roboczych oraz ich układów sterowania powoduje powszechniejsze stosowanie układów hydraulicznych sterowanych elektronicznie. Umożliwiają one precyzyjne sterowanie ruchami elementów wykonawczych maszyny proporcjonalnie do wysterowania dźwigni joysticka, a także automatyzację jej pracy. Coraz częściej układy te buduje się w oparciu o technologię CAN-bus. Jest to możliwe dzięki dostosowaniu ele-

mentów wykonawczych hydrostatycznych układów napędowych do funkcjonowania w sieci CAN. Na rynku można znaleźć wielu producentów, oferujących maszyny robocze wyposażone w tego typu aplikacje.

Przykładem takiej konstrukcji może być irlandzka kruszarka szczękowa Fintec 1107 (rys. 2). Hydrostatyczny układ napędowy kruszarki umożliwia ruch wsteczny szczęk i ich szybkie odblokowywanie. Podawacz rusztowy SANDVIK, kontrolowany przez system monitorowania kruszarki oparty na magistrali CAN, ma możliwość niezależnego włączania i wyłączania podajnika. Sterowanie i kontrola maszyny odbywa się z udziałem dwóch sterowników MC050-103 i wyświetlacza LCD DP600. Operator maszyny informowany jest zarówno o parametrach realizowanego procesu roboczego, jak również aktualnym stanie układu napędowego.



Rys.2. Kruszarka Fintec 1107

Dzięki nowoczesnemu systemowi CAN-bus znajdującemu się w kruszarce Fintec 1107 możliwe jest zarówno kontrolowanie stanu technicznego maszyny, jak również dokonanie niezbędnych zmian i ustawień parametrów procesu technologicznego podczas jej pracy.

Innym przykładem wykorzystania systemu CAN-bus w maszynach roboczych jest podziemna maszyna górnicza RTB-14 oferowana przez firmę Ruda Trading International z Katowic (rys. 3). Ten samojezdny wóz strzelniczy przeznaczony jest między innymi do realizacji prac, związanych z zakładaniem ładunków materiału wybuchowego w podwyższonych wyrobiskach górniczych.

RTB-14 powstał na bazie przegubowego podwozia RUDA TRUCK (RT), które jest wielofunkcyjnym podwoziem zaprojektowanym do pracy w najcięższych warunkach kopalnianych i stanowi bazę dla szerokiej gamy wozów do pracy w górnictwie podziemnym.



Rys.3. Maszyna górnicza RTB-14

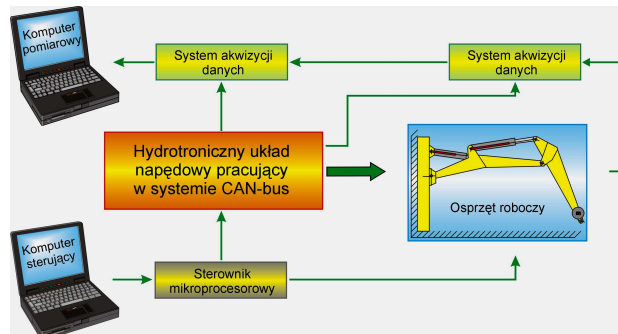
Monitorowanie stanu i pomiar parametrów pracy głównych układów maszyny odbywa się z wykorzystaniem technologii CAN-bus z dwoma jednostkami CPU. Informacje wyświetlane są na kolorowym panelu LCD, na który przesyłane są również obrazy z dwóch kamer umieszczonych z przodu i tyłu maszyny. Sterowanie pojazdem może odbywać się zarówno z pulpitu umieszczonego w kabinie operatora, jak również z kosza wysięgnika, przy czym komendy sterowania generowane z kosza mają wyższy priorytet. W ten sposób nadrzędne decyzje sterujące podejmuje operator znajdujący się w koszu wysięgnika. Dodatkową odporność systemu CAN-bus na zakłócenia procesu sterowania i diagnostyki uzyskano dzięki zastosowaniu technologii światłowodowej w przesyłaniu sygnałów pomiędzy sterownikiem i elementami wykonawczymi magistrali CAN.

Cały szereg innych zastosowań magistrali CAN we współczesnych maszynach roboczych, powoduje, iż istotnym wydaje się podjęcie badań układów sterowania pracujących w systemie CAN-bus, a przede wszystkim ich wpływu na poprawę parametrów roboczych maszyn i pojazdów.

4. Struktura badawczego systemu hydrotronicznego pracującego w systemie CAN-bus

Dla potrzeb określenia właściwości, ograniczeń i uwarunkowań związanych z wprowadzeniem magistrali CAN w układy sterowania maszyn inżynierskich, w Katedrze Budowy Maszyn WAT zbudowano stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych. Zaproponowana struktura stanowiska powinna zapewnić badanie możliwości i ograniczeń zdalnego sterowania w systemach hydrotronicznych oraz wskazać różne warianty kształtowania jego struktury.

Na rysunku 4 przedstawiono schemat koncepcyjny takiego stanowiska, którego podstawowym elementem jest hydrotroniczny układ napędowy pracujący w systemie CAN-bus. Stanowisko powinno zostać tak zaprojektowane, aby możliwa była łatwa rekonfiguracja badanego układu i wymiana poszczególnych elementów sterujących, jak i wykonawczych (np. siłowniki, rozdzielacze hydrauliczne, osprzęt roboczy, itp.). Zastosowanie w układzie rozdzielaczy proporcjonalnych wyposażonych w moduły elektroniczne pracujące w systemie CAN-bus, umożliwi realizację szerokiego zakresu procedur sterujących, generowanych poprzez sterownik mikroprocesorowy połączony z komputerem sterującym.



Rys.4. Koncepcja stanowiska do badań układu hydrotronicznego pracującego w systemie CAN-bus

Bardzo istotnym elementem stanowiska badawczego jest układ odzwierciedlający rzeczywiste warunki pracy systemu hydrotronicznego. Należy wziąć tu pod uwagę, występujące w warunkach rzeczywistych, zarówno obciążenia bezwładnościowe pochodzące od przemieszczających się mas elementów osprzętu roboczego czy masy przemieszczanego urobku, jak i obciążenia występujące w czasie realizacji przez maszynę roboczą założonego procesu technologicznego (np. podejmowania ładunku niebezpiecznego o znacznej masie). Stąd też dobrym rozwiązaniem wydaje się wykorzystanie osprzętu roboczego maszyny inżynierskiej z organem roboczym w postaci chwytaka.

Pozwoli to na realizację obciążeń bliskich warunkom rzeczywistym i określenie jakości procesu sterowania hydrotronicznym układem napędowym pracującym w oparciu o magistralę CAN. Dla potrzeb badań statycznych elementem obciążającym może być dowolny układ dławiący, a w najprostszym rozwiązaniu może to być zawór dławiący.

Ponieważ nie ma możliwości tworzenia procedur sterujących bezpośrednio z poziomu sterownika – niezbędne jest wyposażenie stanowiska badawczego w komputer sterujący. Umożliwi on tworzenie aplikacji, ich weryfikację, symulację, a następnie przesyłanie do sterownika.

Aby zapewnić pomiar wszystkich niezbędnych parametrów badanego układu, budowane stanowisko pomiarowe należy wyposażać w niezbędne czujniki pomiarowe do pomiaru:

- ciśnienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego),
- wartości przemieszczeń elementów wykonawczych i sterujących układu hydraulicznego (siłowników, suwaków rozdzielaczy),
- natężenia przepływu oleju hydraulicznego.

Ważnym elementem stanowiska będzie system akwizycji danych, który umożliwi rejestrację i obróbkę otrzymywanych sygnałów pomiarowych (napięciowych, prądowych i częstotliwościowych).

W oparciu o przedstawioną koncepcję, opracowano projekt konstrukcyjny stanowiska oraz zakupiono i wykonano jego główne zespoły funkcjonalne.

5. Stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus

Stanowisko zbudowano w oparciu o hydrostatyczny układ napędowy osprzętu koparki jednoznaczyniowej, znajdujący się w Katedrze Budowy Maszyn WAT.

W skład stanowiska wchodzi (rys. 5):

- pięciosekcyjny rozdzielacz,
- osprzęt roboczy,
- agregat hydrauliczny,
- joystick'i (dźwignie sterujące),
- mikrokontroler (sterownik) pracujący z wykorzystaniem protokołu CANbus przeznaczony do systemu Plus_1 (Sauer-Danfoss),
- ekran do monitorowania parametrów pracy mikrokontrolera i rozdzielacza,
- komputer sterujący,
- zespół czujników pomiarowych,
- karta pomiarowa,
- komputer pomiarowy.

Podstawowym elementem stanowiska jest pięciosekcyjny rozdzielacz 157RN132_2004 (rys. 6) firmy Sauer-Danfoss, pozwalający sterować wszystkimi ruchami roboczymi osprzętu roboczego, składający się z pojedynczych sekcji typu PVG32 pracujących w systemie LS (Load Sensing). Sterowanie przemieszczeniem suwaków badanego rozdzielacza realizowane jest cewkami elektrycznymi typu PVED-CC, które przeznaczone są do pracy z wykorzystaniem systemu CAN-bus. Uruchamianie poszczególnych cewek realizowane jest z wykorzystaniem joysticków, generujących proporcjonalne sygnały sterujące. Do wzajemnej komunikacji między tymi elementami wykorzystano mikrokontroler systemu Plus +1.

Jako obiekt sterowany wykorzystano osprzęt roboczy koparki K-161 (rys. 7). Z uwagi na swoje wymiary i masę pozwalał również analizować zagadnienia związane z precyzją sterowania i wpływem na nią bezwładności elementów wykonawczych.

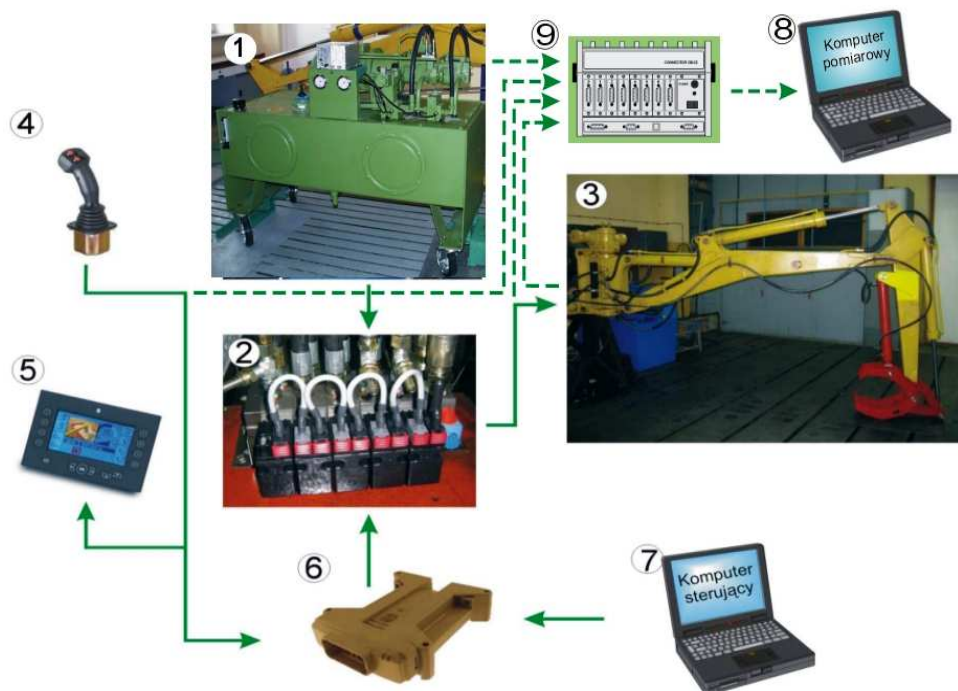
Osprzęt ten standardowo posiada cztery siłowniki hydrauliczne służące do:

- podnoszenia i opuszczania wysięgnika,
- zamykania i otwierania ramienia,
- zamykania i otwierania łyżki,
- obrotu osprzętu.

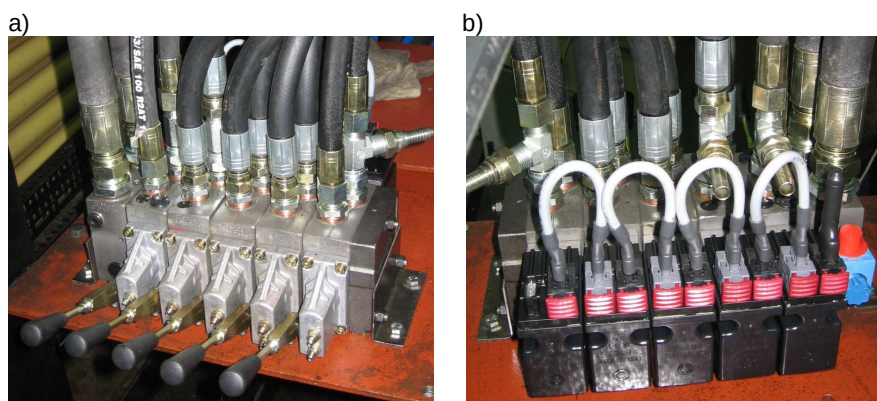
W proponowanym rozwiązaniu zastosowano chwytak z dwoma niezależnie sterowanymi szczękami, co wymagało wprowadzenia modyfikacji i zamontowania dodatkowego (piątego) siłownika hydraulicznego.

Do zasilania układu wykorzystano agregat hydrauliczny, który stanowi zwartą konstrukcję, składającą się ze zbiornika oleju o pojemności 400 dm³ z zabudowanym bezpośrednio na nim silnikiem elektrycznym o mocy 7,5 kW wraz z zespołem dwu pomp firmy DAIKIN o zmiennej wydajności, jednej z kompensacją ciśnienia i wydajności o maksymalnej pojemności geometrycznej 15 cm³ (typ J-V236A38RX-30), która zasila układ przy maksymalnym ciśnieniu $p_{\max} = 21$ MPa oraz wydatku nie przekraczającym 22 dm³/min i drugiej z kompensacją ciśnienia o maksymalnej pojemności geometrycznej 7 cm³ (typ J - V15A2RX - 95), która może zasilać układ przy maksymalnym ciśnieniu $p_{\max} = 14$ MPa.

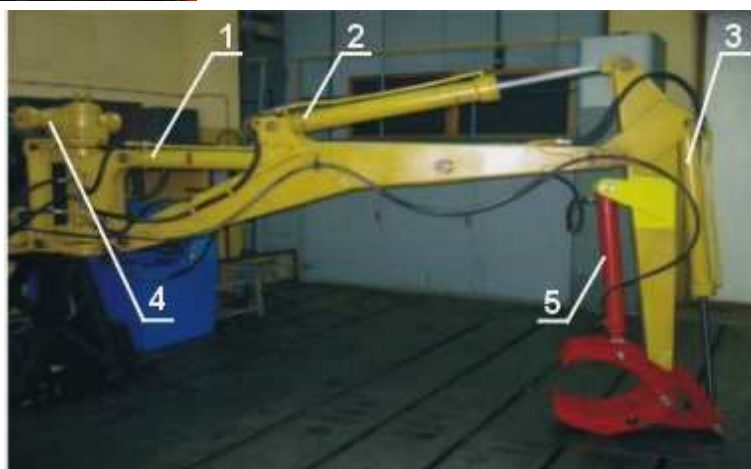
Do pomiaru ciśnień roboczych użyto przetworników ciśnienia MPXG 200 (o zakresie pomiarowym 0÷200 bar), a do pomiaru ciśnienia sterowania pompą – przetwornika ciśnienia MPXG 50 (o zakresie pomiarowym 0÷50 bar). Do pomiaru przemieszczeń suwaków rozdzielacza i siłowników hydraulicznych użyto indukcyjnych przetworników przemieszczeń PSz 20 i PLx 1000 o zakresach pomiarowych 20 i 1000 mm, które mogą pracować w temperaturze -20÷70°C i generują na wyjściu sygnał analogowy o wartości 0÷10 V,



Rys.5. Elementy stanowiska do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus
 1 – agregat hydrauliczny, 2 – rozdzielacz sterujący, 3 – osprzęt wykonawczy, 4 – joystick (dźwignia sterująca), 5 – ekran monitorujący stan systemu Plus_1, 6 – mikrokontroler systemu Plus_1, 7 – komputer sterujący parametrami sterownika, 8 – komputer pomiarowy, 9 – karta pomiarowa



Rys.6. Pięciosekccyjny rozdzielacz złożony sekcji typu PVG 32 pracujących w systemie LS i sterowanych z wykorzystaniem magistrali CAN-bus: a) widok od strony dźwigni sterowania ręcznego (pomocniczego), b) widok od strony cewek sterujących



Rys.7. Osprzęt roboczy stanowiska
 1 – siłownik wysięgnika, 2 – siłownik ramienia, 3 – siłownik górnej szczęki chwytaka (łyżki),
 4 – siłownik obrotu osprzętu, 5 – siłownik dolnej szczęki chwytaka

natomiast do pomiaru wydajności pompy wykorzystano przepływomierz zębaty PZQ-50 firmy HYDROTOR o zakresie pomiarowym $5\div 50\text{ dm}^3/\text{min}$, pracujący przy maksymalnym ciśnieniu w układzie hydraulicznym $p_{\text{max}} = 25\text{ MPa}$.

Układ pomiarowy stanowiska badawczego, z uwagi na dużą ilość mierzonych wielkości wymagających automatycznej obróbki – oparto o system pomiarowy ESAM TRAVELLER Plus.

6. Podsumowanie

Wykorzystanie nowej technologii sterowania – systemu CAN-bus, dla potrzeb realizacji zadań technologicznych przez współczesne maszyny inżynieryjne, może znacząco wpłynąć zarówno na efektywność ich procesów roboczych, jak i komfort pracy operatora. Dlatego też rozpoznanie tej problematyki, poznanie możliwości i zidentyfikowanie ograniczeń sterowania układami hydrotronicznymi w systemie CAN-bus maszyn mobilnych, określenie możliwości wykorzystania technologii CAN-bus do zdalnego sterowania osprzętami roboczymi pozwoli na wdrożenie najnowocześniejszych układów napędowych do maszyn inżynieryjnych – gwarantujących wysoką jakość realizowanych zadań technologicznych, a także bezpieczeństwo realizacji tych zadań w strefach zagrożenia.

Opracowane w Katedrze Budowy Maszyn WAT stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus, pozwala na kształtowanie struktury hydrotronicznych układów napędowych pracujących w oparciu o magistralę CAN, jak również na realizację szerokiego zakresu ich badań zarówno właściwości statycznych, jak i dynamicznych.

Możliwość przebudowy układu hydraulicznego umożliwia przeprowadzenie badań dla różnych konfiguracji układów napędowych, a zaproponowane rozwiązanie mikroprocesorowego układu sterowania, ze względu na możliwość realizacji różnorodnych procedur sterujących, pozwala na odzwierciedlenie rzeczywistych warunków pracy hydrotronicznych układów napędowych.

Literatura

1. Bartnicki A., Kuczmarski F.: Kształtowanie systemów sterowania maszyn inżynieryjnych z uwzględnieniem możliwości wystąpienia zdarzeń destrukcyjnych. Biuletyn WAT Rok XLIX, Nr 7, 2000.
2. Bartnicki A., Kuczmarski F., Typiak A.: Wpływ sterowania na poprawę parametrów hydrostatycznych układów napędowych z kompensacją obciążenia. XVIII Konferencja „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 2005.
3. Bartnicki A., Typiak A., Zienowicz Z.: Remote Controlled Vehicle with Hydrostatic Driving System. The 10th European Conferences of International Society for Terrain-Vehicle Systems, Budapest 2006.
4. Garbacik A. i inni: Kierunki rozwoju napędów i konstrukcji maszyn roboczych. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999.
5. Garbacik A. i inni: Studium projektowania układów hydraulicznych. Ossolineum, Kraków 1997.
6. Miesięcznik „Świat Motoryzacji”.
7. Materiały udostępnione przez firmę Sauder Danfoss.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Straty i bilans mocy w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych emulsją HFA-E i olejem

Streszczenie

W artykule opisano wpływ oleju i emulsji oleju w wodzie typu HFA-E na straty hydrauliczne, objętościowe oraz mechaniczne w hydraulicznym silniku satelitowym. Przedstawiono również wpływ tych cieczy, różniących się lepkością, gęstością i własnościami smarowymi, na bilans energii w silniku satelitowym. Pokróćce została też naświetlona problematyka stosowania silników hydraulicznych w napędach małej mechanizacji w górnictwie.

Summary

Impact of oil and HFA-E oil-and-water emulsion on hydraulic, volume and mechanical losses in hydraulic satellite engine was described in the paper. Impact of those liquids, which differ among each other with viscosity, density and lubricating properties, on the energy balance in satellite engine was also presented. A problem of using hydraulic engines in drives of small mechanization in the mining industry was also shortly clarified.

1. Wstęp

W górnictwie do napędu narzędzi ręcznych, takich jak: wiertarki, piły taśmowe, kotwiarki itp. potrzebne są silniki hydrauliczne o małych objętościach roboczych. Biorąc pod uwagę trudne warunki pracy tych urządzeń w kopalniach, kilka polskich firm zaoferowało hydrauliczne silniki satelitarne zasilane emulsją typu HFA-E. Firmami tymi są: FAMA i HYDROMECH (produkują hydrauliczne silniki satelitarne typu HF o geometrycznej objętości roboczej od 40 do 160 cm³/obr. (rys. 1) oraz STOSOWANIE MASZYN (nowy typ hydraulicznych silników satelitowych SM o bardzo małej geometrycznej objętości roboczej od 5 do 73 cm³/obr.). Firma FAMA Sp. z o.o. produkuje także hydrauliczne silniki satelitarne typu HS o dużej geometrycznej objętości roboczej od 500 cm³/obr. do 6300 cm³/obr. (rys. 1). Konstrukcje silników HS, HF i SM opisano w [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10].

W laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej badano wszystkie typy wyżej wymienionych silników satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E. Obecnie prowadzone są prace badawczo-rozwojowe mające na celu udoskonalenie konstrukcji oraz podwyższenie sprawności i trwałości silni-

ków typoszeregu SM, szczególnie przy zasilaniu cieczami o niskiej lepkości (emulsja HFA-E oraz woda).

Olej mineralny i emulsja HFA-E to cieczy różniące się lepkością, gęstością i własnościami smarowymi [4, 5, 6, 7, 8, 10]. Wobec tego rodzaj cieczy ma wpływ na straty objętościowe, mechaniczne i hydrauliczne w silniku hydraulicznym, a tym samym ma wpływ na przemianę energii w tym silniku. Różnicę w przetwarzaniu energii w silniku zasilanym olejem i emulsją HFA-E pokazano bazując na wynikach badań prototypowego silnika typu SM-1/12,5 o geometrycznej objętości roboczej $q = 28,9 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ (rys. 1).

W silniku tym wartość luzów osiowych satelitów i wirnika w mechanizmie roboczym wynosiła 20 μm. Jest to wartość luzu wystarczająca dla silnika zasilanego olejem. Dla silnika zasilanego cieczą o niskiej lepkości (jaką jest emulsja HFA-E) luz ten jest zdecydowanie za duży, głównie ze względu na zbyt duże straty objętościowe w silniku. Nie mniej jednak silnik ten cechował się lepszymi parametrami przy zasilaniu emulsją w porównaniu do konkurencyjnego silnika georotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129 (o objętości roboczej 12,9 cm³/obr.) badanego przez J.Urbaczyka [11].



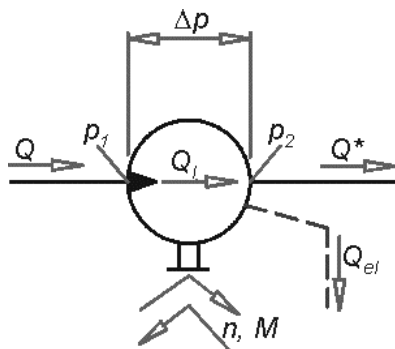
Rys.1. Silniki satelitarne. Od lewej: typ HS, typ HF, typ SM (silnik badany) [3, 4, 6, 7, 8, 9, 10]

W obecnie produkowanych silnikach satelitowych typu SM wartość luzu osiowego wynosi poniżej $5\text{ }\mu\text{m}$, czyli sprawność przetwarzania energii w silnikach jest większa. Charakterystyki silnika SM przedstawione w niniejszym artykule nie są więc prawdziwe dla obecnie produkowanych silników. Charakterystyki te mają tylko pokazać i uzmysłowić jak duży jest wpływ rodzaju cieczy roboczej (oleju i emulsji HFA-E) na efektywne osiągnięcia silnika.

2. Mierzone parametry silnika

W trakcie badań silnika mierzono następujące parametry (rys. 2):

- natężenie przepływu Q (chłonność silnika), Q^* , l/min,
- ciśnienie p_1 i p_2 , MPa,
- prędkość obrotową wału n , obr./min,
- obciążenie silnika (moment obrotowy) M , Nm.



Rys.2. Parametry mierzone w silniku badanym

Badania silnika hydraulicznego SM-1/12,5 przeprowadzono z użyciem:

- oleju Total Azolla 46 (o temp. na dopływie do silnika 43°C i lepkości kinematycznej $\nu = 40\text{cSt}$);
- emulsji HFA-E przygotowanej na bazie koncentratu Isosynth VX110BF (1% koncentratu w wodzie) (badania przy temperaturze emulsji 30°C i lepkości kinematycznej $\nu = 0,86\text{cSt}$).

Przepływ Q w trakcie badań był utrzymywany na stałym zadanym poziomie ($Q = \text{const}$ dla $M = \text{var}$).



Rys.3. Mechanizm roboczy silnika satelitowego oraz miejsca występowania strat objętościowych

Ze względu na ograniczone parametry stanowiska badawczego przeprowadzono badania silnika SM tylko w takim zakresie obciążenia M i chłonności Q silnika, aby nie przekroczyć spadku ciśnienia w silniku $\Delta p = 20\text{ MPa}$ i prędkości obrotowej $n = 350\text{ obr./min}$.

3. Moc strat w silniku hydraulicznym

Moc hydrauliczna silnika P_H jest sumą mocy użytecznej silnika P_M (moc mechaniczna) i mocy strat w silniku P_L :

$$P_H = P_M + P_L \quad (1)$$

gdzie:

$$P_H = Q \cdot \Delta p \quad (2)$$

$$P_M = \frac{\pi}{30} \cdot M \cdot n \quad (3)$$

P_L jest sumą mocy strat mechanicznych P_{ml} , mocy strat ciśnieniowych P_{pl} , i mocy strat objętościowych P_{vl} :

$$P_L = \underbrace{\frac{\pi}{30} \cdot M_{ml} \cdot n}_{P_{ml}} + \underbrace{\Delta p_{ich} \cdot Q}_{P_{pl}} + \underbrace{\Delta p_i \cdot Q_i}_{P_{vl}} \quad (4)$$

4. Straty objętościowe

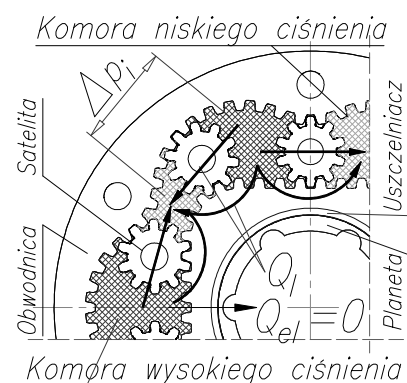
Straty objętościowe Q_i w silniku hydraulicznym, dla $Q = \text{const}$, są wynikiem różnicy ciśnienia Δp_i występującego w komorach mechanizmu roboczego silnika i ponadto zależą od ściśliwości cieczy roboczej K , względnej prędkości ścianek szczelin v , wysokości szczelin h i lepkości dynamicznej cieczy μ [1]:

$$Q_i = f(\Delta p_i, K, v, h, \mu)_{Q=\text{const}} \quad (5)$$

Wyniki badań silników satelitowych pokazały, że głównymi czynnikami mającymi wpływ na wartość strat objętościowych są Δp_i i μ . Straty objętościowe można określić równaniem:

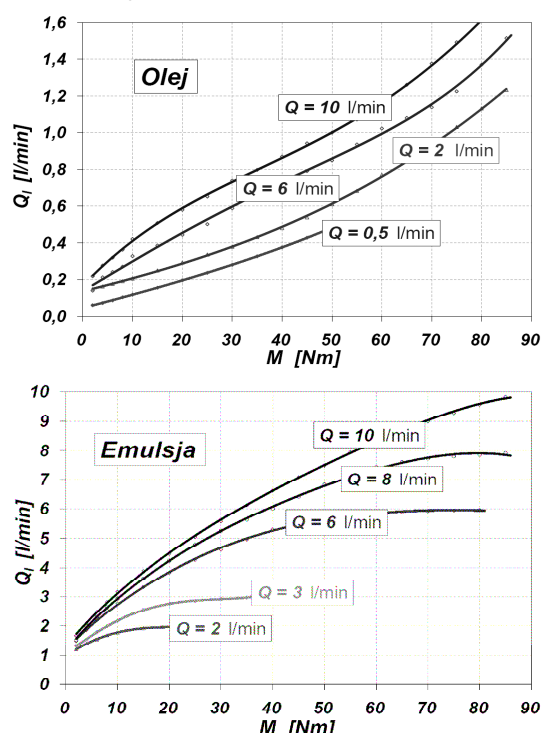
$$Q_i = Q - q \cdot n \quad (6)$$

Miejsca występowania strat objętościowych w silniku satelitowym pokazano na rysunku 3.



We wszystkich typach silników satelitowych nie występuje przeciek do komory wału Q_{el} , a więc $Q = Q^*$.

Charakterystyki strat objętościowych w badanym silniku SM-1/12,5 zasilanym olejem i emulsją HFA-E pokazano na rysunku 4.



Rys.4. Charakterystyki strat objętościowych w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

Wyniki badań wykazały, że straty objętościowe są kilkunastokrotnie większe w przypadku zasilania silnika emulsją. Biorąc pod uwagę jedynie lepkość cieczy i laminarny charakter przepływu oleju i emulsji w szczelinach, stosunek strat objętościowych emulsji i oleju wynosiłby:

$$k_s = \frac{Q_{l,E}}{Q_{l,O}} = \frac{\mu_O}{\mu_E} \approx 40 \quad (7)$$

gdzie:

$Q_{l,O}$, $Q_{l,E}$ – straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją i olejem;

μ_O , μ_E – lepkość dynamiczna oleju i emulsji.

W rzeczywistości, w szczelinach mechanizmu roboczego silnika zasilanego emulsją, praktycznie w całym zakresie Δp_i , występuje przepływ turbulentny niezupełnie rozwinięty. Opierając się na wynikach badań laboratoryjnych stwierdzono, że [3, 4]:

$$k_s = \frac{Q_{l,E}}{Q_{l,O}} = 0,9 \cdot \frac{\mu_O}{\mu_E} \cdot \Delta p_i^{-3/7} \quad (8)$$

Tak więc straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją są co najwyżej kilkanaście razy większe w porównaniu do strat objętościowych w tym samym silniku zasilanym olejem.

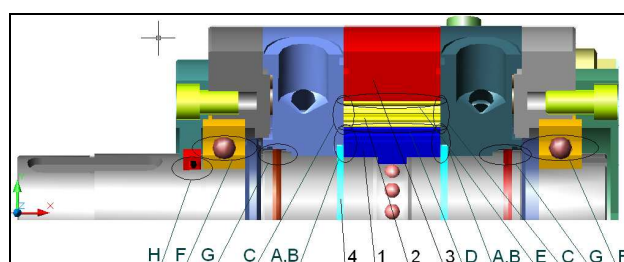
5. Straty mechaniczne

Moment strat mechanicznych M_{ml} w silniku hydraulicznym, dla $Q = const$, zależy od obciążenia silnika M , prędkości obrotowej n oraz własności smarnych cieczy roboczej [2]:

$$M_{ml} = f(M, n, \text{wlas. smarne})_{Q=const} \quad (9)$$

Moment ten jest efektem sił tarcia mechanicznego, sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego oraz sił bezwładności cieczy zamkniętej w komorach mechanizmu roboczego.

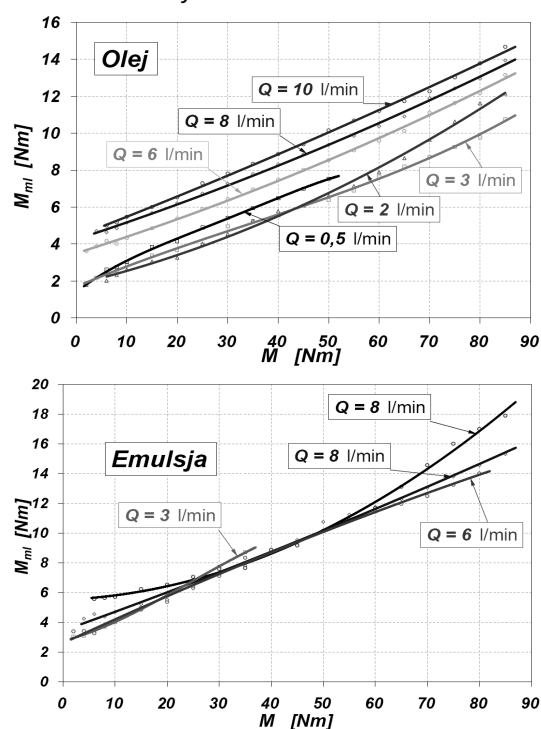
Obszary występowania tarcia w silniku satelitowym pokazano na rysunku 5.



Rys.5. Obszary występowania tarcia w silniku satelitowym

A – pomiędzy rotorem a uszczelnieniem, B, C – pomiędzy planetą, satelitą i płytą kompensacyjną, D, E – pomiędzy zębami satelitów i planetą oraz obwodnicą, F – w łożyskach, G, H – w uszczelnieniach, 1 – planeta, 2 – satelita, 3 – obwodnica, 4 – uszczelnienie

Charakterystyki momentu strat mechanicznych w badanym silniku SM zasilanym olejem i emulsją HFA-E przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Charakterystyki momentu strat mechanicznych w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

Emulsja HFA-E jako ciecz robocza wykazuje gorsze własności smarne niż olej [6, 7]. Tak więc, moment strat mechanicznych jest większy w silnikach zasilanych emulsją, zwłaszcza w zakresie wysokich obciążeń.

6. Straty ciśnienia

Straty ciśnienia Δp_{ich} w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silników hydraulicznych zależą od wartości natężenia przepływu Q i Q^* oraz zależą od lepkości ν i gęstości cieczy ρ :

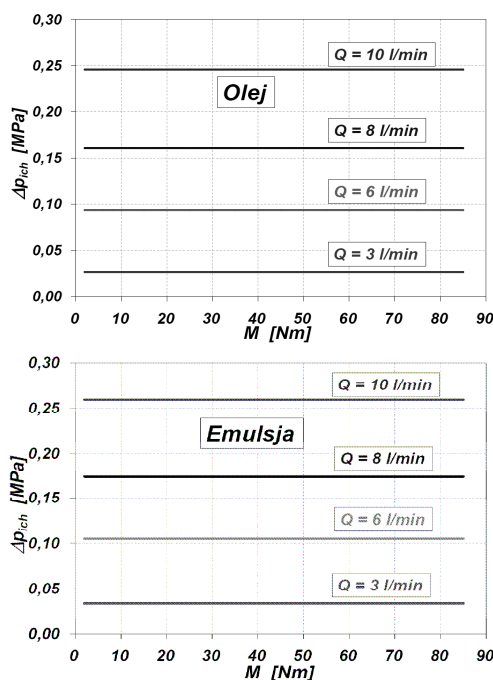
$$\Delta p_{ich} = f(Q, \mu, \rho) \quad (10)$$

Straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych Δp_{ich} są sumą strat spowodowanych składową laminarną i składową turbulentną natężenia przepływu:

$$\Delta p_{ich} = \underbrace{C_l \cdot \mu \cdot Q}_{\text{składowa laminarna}} + \underbrace{C_t \cdot \rho \cdot Q^2}_{\text{składowa turbulentna}} \quad (11)$$

gdzie: C_l i C_t są stałymi zależnymi głównie od wymiarów geometrycznych wewnętrznych kanałów silnika.

Badania laboratoryjne silników satelitowych wykazały, że składowa laminarna przepływu w kanałach wewnętrznych silnika jest bardzo mała. Wobec tego dominującym przepływem jest przepływ turbulentny. Czyli dominującym parametrem cieczy wpływającym na wartość oporów przepływu w kanałach wewnętrznych jest jej gęstość. Ponieważ gęstość emulsji jest większa od gęstości oleju, więc dla $Q = const$, straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych są wyższe dla emulsji niż dla oleju. Charakterystyki strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych badanego silnika SM zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E pokazano na rysunku 7.



Rys. 7. Charakterystyki strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

Należy zaznaczyć, że straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych nie zależą od obciążenia silnika [2].

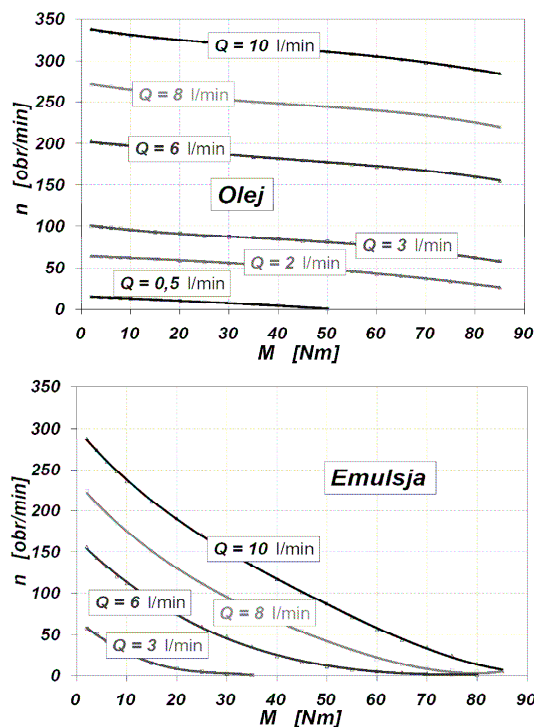
7. Konsekwencje strat w silniku

Prędkość obrotowa i spadek ciśnienia w silniku hydraulicznym zależą odpowiednio od strumienia cieczy dostarczanego do silnika i od obciążenia silnika. Zmiana obciążenia M powoduje zmianę strat mechanicznych i objętościowych (rys. 5 i 6). Tak więc, dla $Q = const$, zmiana obciążenia M powoduje zmianę prędkości obrotowej silnika (rys. 8). Efektywną prędkość obrotową silnika można opisać wzorem:

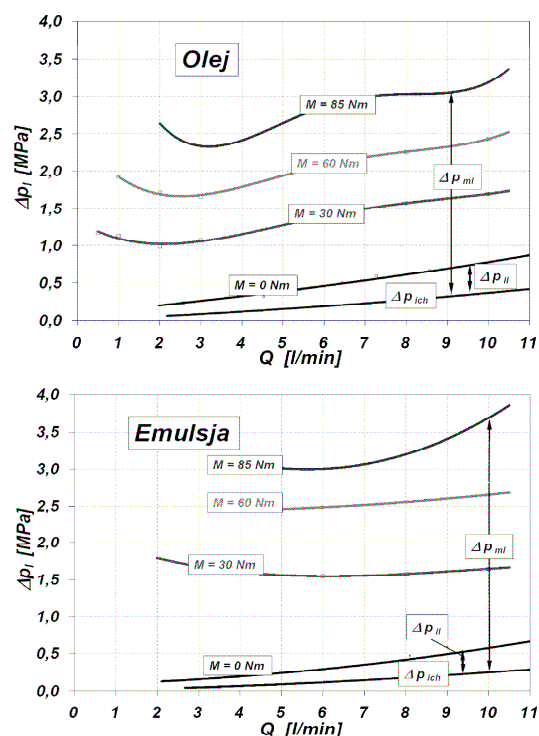
$$n = \frac{Q - (Q_l)_{M=var}}{q} \quad (12)$$

Jeśli obciążenie M silnika wzrośnie do odpowiednio wysokiej wartości wtedy $Q_l = Q$ i w efekcie $n = 0$ (ciśnienie p_1 oczywiście wzrasta) lub otworzy się zawór bezpieczeństwa (jeśli wzrost ciśnienia p_1 jest zbyt duży).

Przyrost ciśnienia w silniku o Δp_{ml} jest spowodowany występowaniem strat mechanicznych M_{ml} w silniku (rys. 9). Podobnie zmiana natężenia przepływu Q powoduje zmianę strat ciśnienia Δp_{ich} w kanałach wewnętrznych silnika (rys. 9). Oczywiście jest, że zmiana Q (dla $M = const$) powoduje zmianę prędkości n . Siły bezwładności elementów mechanizmu roboczego także ulegną zmianie w skutek zmiany Q . Na rysunku 9 zaznaczono składową Δp_{il} , która jest efektem występowania w silniku sił bezwładności elementów mechanizmu roboczego.



Rys. 8. Charakterystyki prędkości obrotowej silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E



Rys.9. Charakterystyki strat ciśnienia w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

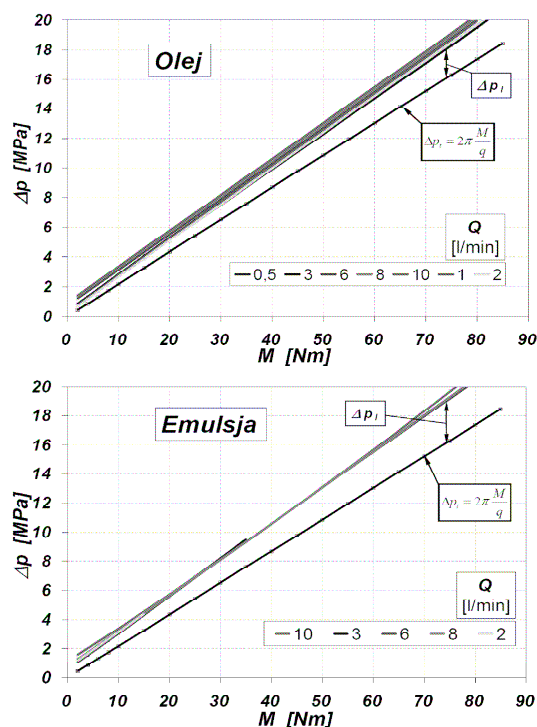
Generalnie, wzrost ciśnienia Δp_t w silniku hydraulicznym wynosi:

$$\Delta p_t = \Delta p_{ich} + \Delta p_{ml} \quad (13)$$

W rezultacie, spadek ciśnienia Δp w silniku hydraulicznym jest sumą ciśnienia Δp_t będącego efektem tylko obciążenia i przyrostu ciśnienia Δp_i , będącego efektem występowania w silniku strat mechanicznych i oporów przepływu w kanałach wewnętrznych:

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_i \quad (14)$$

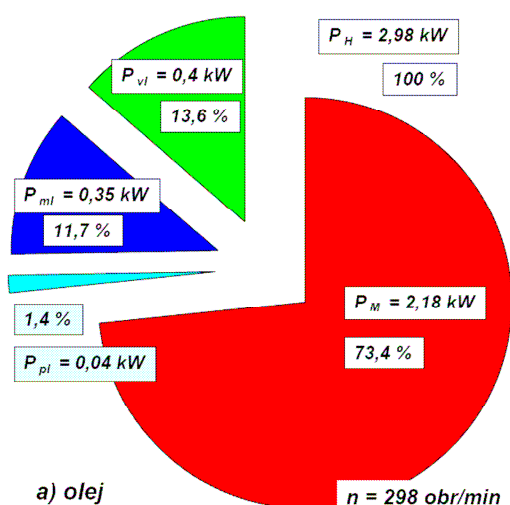
Charakterystyki spadków ciśnienia w badanym silniku SM zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E pokazano na rysunku 10.



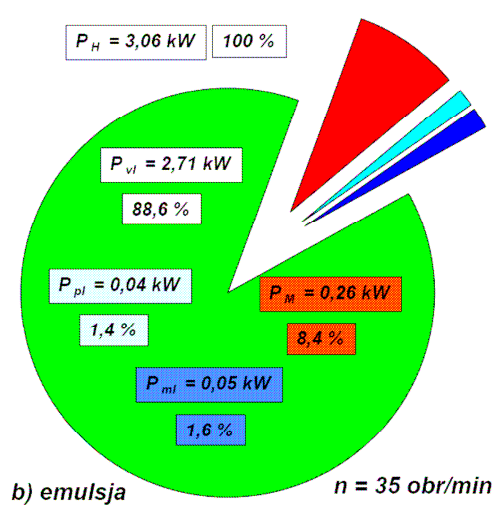
Rys.10. Charakterystyki spadków ciśnienia w silniku zasilanym olejem i zasilanym emulsją HFA-E

8. Bilans mocy

Straty ciśnienia, straty mechaniczne i straty objętościowe mają wpływ na bilans mocy silnika hydraulicznego. Na rys. 11 pokazano przykład bilansu mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E dla natężenia przepływu $Q=10$ l/min i obciążenia silnika momentem $M=70$ Nm.



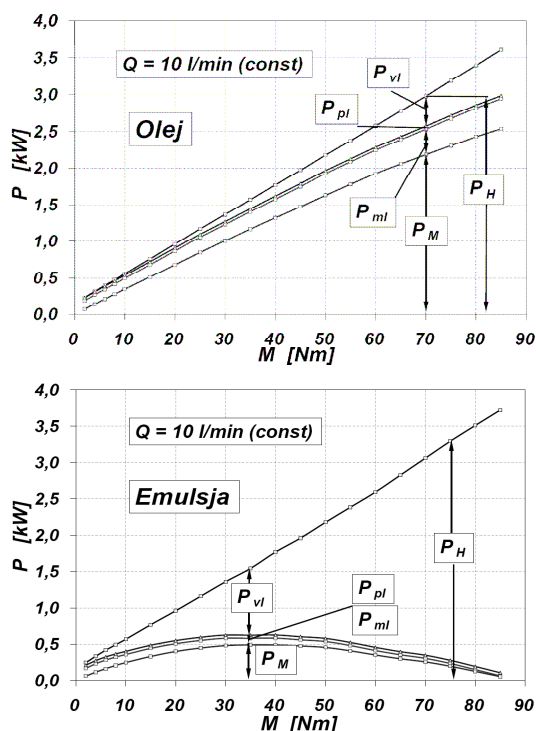
- 0 Moc mechaniczna P_M
- 0 Moc strat hydraulicznych P_{pl}
- 0 Moc strat mechanicznych P_{ml}
- 0 Moc strat objętościowych P_{vl}



Rys.11. Bilans mocy silnika zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

Z powyższych charakterystyk widać, że w silniku zasilanym emulsją HFA-E występują znacznie większe moce strat niż w silniku zasilanym olejem. Badania silników dowiodły, że moce strat wzrastają wraz z obciążeniem silnika (rys. 12).

W silnikach zasilanych emulsją największą składową mocy strat jest moc strat objętościowych. Stwierdzono, że w przypadku zasilania silnika emulsją straty objętościowe są nawet kilkunastokrotnie większe niż w przypadku takiego samego silnika zasilanego olejem. Straty te są główną przyczyną bardzo niskiej sprawności całkowitej silnika zasilanego emulsją. Na przykład dla badanego silnika pracującego przy $Q = 10 \text{ l/min}$ i $M = 70 \text{ Nm}$ ($\Delta p = 18 \text{ MPa}$, $n = 300 \text{ obr./min}$), sprawność całkowita wynosi 73,4% (zaś sprawność objętościowa 86,1%) w przypadku zasilania olejem, a w przypadku zasilania emulsją tylko 8,4% (zaś sprawność objętościowa 10,1%) (w rezultacie dla emulsji $\Delta p = 18,1 \text{ MPa}$, $n = 35 \text{ obr./min}$).



Rys.12. Charakterystyki mocy silnika SM-1/12,5 zasilanego olejem i zasilanego emulsją HFA-E

W rzeczywistości, w efekcie występowania strat objętościowych, może się tak zdarzyć, że przy dużym obciążeniu silnika (tutaj około 90 Nm) zasilanego emulsją cała moc dostarczona do silnika będzie stracona powodując, że $P_M = 0$ i oczywiście $n = 0$.

W porównaniu do silnika gerotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129 sprawność całkowita silników satelitowych jest większa. Dla porównania sprawności silników o różniących się objętościach roboczych można przyjąć efektywne parametry silnika na stałym poziomie, czyli $\Delta p = \text{const}$ i $n = \text{const}$. Przyjmując $\Delta p = 10 \text{ MPa}$ i $n =$

300 obr./min sprawność całkowita silnika zasilanego olejem wynosi:

- 0,75 dla badanego silnika satelitowego,
- 0,71 dla silnika gerotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129,

natomiast silnika zasilanego emulsją HFA-E:

- 0,45 dla badanego silnika satelitowego,
- 0,38 dla silnika gerotorowego Char-Lynn-Orbit J-2-129.

Podstawowym parametrem konstrukcyjnym silnika satelitowego, który ma największy wpływ na przecieki wewnętrzne jest wysokość szczelin mechanizmu roboczego, tj. wielkość luzu osiowego satelitów i planety (wirnika). W badanym silniku SM luz osiowy planety i satelitów wynosił $20 \mu\text{m}$. Luzy te są zbyt duże dla silnika zasilanego cieczą o niskiej lepkości. Obecnie firma STOSOWANIE MASZYN produkuje silniki satelitowe typoszeregu SM z małymi luzami osiowymi – poniżej $5 \mu\text{m}$. Wyniki badań tych silników zostaną wkrótce opublikowane.

Należy oczekiwać, że sprawność całkowita silników jest większa od wartości podanych w niniejszym artykule. Wyższa sprawność całkowita silnika to mniejsza energochłonność silnika, a tym samym oszczędność pieniędzy. Na obecnym etapie badań nad silnikami SM można stwierdzić, że sprawność objętościowa tych silników zasilanych emulsją HFA-E lub wodą wynosi powyżej 80% w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej powyżej 1000 obr./min.

9. Problematyka wyboru silnika hydraulicznego do napędu urządzeń małej mechanizacji w górnictwie

Ocenia się, że w górnictwie węglowym udział pracochłonnych robót pomocniczych stanowi 30÷40% ogółu prac wykonywanych na dole kopalni (takich jak np.: zbrojenie, utrzymywanie i likwidacja ścian zmechanizowanych, montaż i demontaż urządzeń przodkowych, roboty torowe, remontowe, roboty szybowe, usuwanie skutków awarii, wykonywanie remontów oraz konserwacji maszyn i urządzeń).

Do małej mechanizacji tych robót stosowane są napędzane silnikami hydraulicznymi piły, zakrętaki, wiertarki kotwiczne, wiertarki obrotowo-udarowe i inne narzędzia. Narzędzia te muszą być zasilane w warunkach kopalnianych niepalną emulsją oleju w wodzie (zwykle do 2% oleju, w skrajnych, często występujących przypadkach eksploatacyjnych nawet 0,3% oleju). Określa to wysokie wymagania trwałości dla mechanizmów roboczych silników hydraulicznych, których pary kinematyczne smarowane są cieczą zawierającą 98-99% wody.

Do napędu maszyn i urządzeń małej mechanizacji w górnictwie powszechnie wykorzystuje się silniki orbitalne (gerotorowe) znanych światowych producentów. W danych katalogowych tych silników nie ma informacji na temat możliwości stosowania emulsji oleju w wodzie typu HFA-E jako czynnika roboczego dla tych silników. Nie mniej jednak silniki te są powszechnie stosowane przy zasilaniu emulsją HFA-E. Małe objętości robocze tych silników oraz bardzo niska cena są głównymi czynnikami decydującymi o ich powszechnym zastosowaniu w małej mechanizacji w górnictwie. Ze względu na słabe własności smarne emulsji oraz duże jej zanieczyszczenie w warunkach kopalnianych, trwałość silników gerotorowych przy zasilaniu emulsją jest bardzo niska (nawet do około 2 tygodni pracy). Ponadto silniki te nie są przystosowane do wysokich ciśnień roboczych, jakie występują w kopalnianych magistralach zasilających, tj.: 25÷30 MPa, gdyż ich dopuszczalne ciśnienia zasilania zwykle nie przekraczają 16 MPa.

Problematyką napędu małej mechanizacji w górnictwie zajmował się między innymi J.Urbańczyk [11]. W związku z potrzebami przemysłu górniczego podjął on próbę zastosowania silnika gerotorowego typu Char-Lynn-Orbit J-2-129 (12,9 cm³/obr.) firmy Eaton, przystosowanego do pracy na olej mineralny, do napędu górniczych urządzeń hydraulicznych zasilanych emulsją HFA-E. Pomimo, że producent nie przewiduje dla tego silnika zasilania emulsją to silnik ten z racji swojej niewielkiej objętości roboczej został wykorzystany w kopalniach do napędu różnych urządzeń górniczych. Na podstawie badań eksperymentalnych, przeprowadzonych, zarówno w laboratorium, jak i w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych w kopani, J.Urbańczyk wykazał, że silniki gerotorowe firmy Eaton mogą pracować w układach hydraulicznych, gdzie czynnikiem roboczym jest emulsja HFA-E, przy ograniczonym spadku ciśnienia do 10 MPa [11]. Dlatego też wymagane jest stosowanie w układzie dodatkowych zaworów redukujących ciśnienie. Ograniczenie ciśnienia zasilania powoduje, że dla osiągnięcia wymaganego momentu napędowego trzeba stosować większe silniki, co z kolei wpływa na ciężar przenośnych narzędzi górniczych.

Badania silników satelitowych typu SM, przeprowadzone w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej, wykazały, że silniki te mogą pracować przy zasilaniu zarówno olejem, emulsją HFA-E oraz wodą przy ciśnieniu zasilania do 30 MPa. Czyli zakres ciśnienia zasilania emulsją HFA-E silników satelitowych jest co najmniej dwukrotnie wyższy niż silników gerotorowych.

Hydrauliczne silniki satelitowe typu SM, z racji swojej konstrukcji (mechanizm roboczy), technologii wykonania oraz zastosowanych w nich materiałów odpor-

nych na zużycie w warunkach słabego smarowania, nie są tanie. W porównaniu do silników gerotorowych są nawet ponad dwukrotnie droższe. Jednak trwałość silników satelitowych w porównaniu do silników gerotorowych jest znacznie większa (nawet kilkunastokrotnie). Ponadto zużyty mechanizm roboczy silników satelitowych można tanim kosztem zregenerować. Natomiast w silnikach gerotorowych raczej nie regeneruje się mechanizmu roboczego. Stosowanie tanich, niskosprawnych i o krótkim czasie eksploatacji silników w kopalnianych warunkach zasilania zanieczyszczoną emulsją HFA-E jest ekonomicznie nieuzasadnione. Z ekonomicznego punktu widzenia, przy doborze silnika do danego urządzenia, proponuje się kierować następującym wskaźnikiem porównawczym:

$$C = \frac{k}{t \cdot \eta}$$

gdzie:

– koszt zakupu nowego silnika, zł,

t – trwałość silnika zasilanego emulsją HFA-E, h,

η – sprawność całkowita nowego silnika zasilanego wybranym czynnikiem roboczym.

Wobec tego należy wybierać taki silnik, dla którego wskaźnik C przyjmuje najmniejszą wartość.

Wykaz oznaczeń

M	obciążenie silnika hydraulicznego	Nm
M_{ml}	moment strat mechanicznych w silniku	Nm
P_{ml}	moc strat mechanicznych w silniku	kW
P_{pl}	moc strat ciśnieniowych	kW
P_{vl}	moc strat objętościowych	kW
P_H	moc hydrauliczna silnika	kW
P_M	moc użyteczna silnika (moc mechaniczna)	kW
P_L	moc strat w silniku	kW
Q	natężenie przepływu (chłonność silnika)	l/min
Q_l	straty objętościowe w silniku	l/min
k_s	współczynnik krotności strat objętościowych emulsji i oleju	–
n	prędkość obrotowa wału silnika	obr./min
p_1, p_2	ciśnienie w kanale dopływowym i odpływowym silnika	MPa
ν	lepkość kinematyczna	mm ² /s
ρ	gęstość cieczy	kg/m ³
Δp	spadek ciśnienia w silniku	MPa
Δp_i	różnica ciśnienia w komorach mechanizmu roboczego silnika	MPa
Δp_{ich}	straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych (dopływowych i odpływowych) silnika	MPa
Δp_{il}	przyrost ciśnienia spowodowany siłami bezwładności mechanizmu roboczego	MPa
Δp_l	przyrost ciśnienia w silniku spowodowany stratami	MPa
Δp_t	teoretyczny spadek ciśnienia w silniku	MPa

Literatura

1. Balawender A.: Physical and mathematical model of losses in hydraulic motors. Developments in mechanical engineering, Gdansk University of Technology Publishers. Gdansk, Poland, 2005.
2. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część 1 – silnik hydrauliczny. Napędy i Sterowanie nr 11, 2007.
3. Śliwiński P.: Model strat objętościowych w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych olejem i emulsją HFA-E. Konferencja Mechanika 2007, Gdańsk, Wydział Mechaniczny Politechnika Gdańska, 2007.
4. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w szczelinach hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 5, 2007.
5. Śliwiński P.: Wpływ oleju i emulsji HFA-E na charakterystyki przepływowe w kanałach wewnętrznych hydraulicznych silników satelitowych. Hydraulika i Pneumatyka nr 4, 2007.
6. Śliwiński P.: Lubricant property and rolling contact fatigue test of water-in-oil emulsion type HFA-E and oil Total Azolla 46 as working liquids in hydraulic systems. 4th Fluid Power Net International PhD Symposium. Purdue University, Sarasota/Florida, 2006.
7. Śliwiński P.: Właściwości smarne cieczy roboczych układów hydraulicznych. Olej Total Azolla 46, emulsja HFA-E oraz woda. Hydraulika i Pneumatyka nr 6, 2007.
8. Śliwiński P., Balawender A.: Badania i opis zjawisk nowego typoszeręgu silników hydraulicznych satelitowych z kompensacją luzów. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne '2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku", Wrocław, 17-19 maja 2005.
9. Śliwiński P., Balawender A.: Stanowisko, metodologia i badania silników hydraulicznych zasilanych emulsją wodno-olejową. Konferencja Cylinder 2004 "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych", 2004.
10. Śliwiński P.: Research of low-speed high torque planet motors supplied with oil-in-water emulsion as working liquid. 3rd Fluid Power Net International PhD Symposium, Technical University of Catalonia, Terrassa, Spain, 2004.
11. Urbańczyk J.: Praca doktorska: „Badania silników hydraulicznych dla potrzeb małej mechanizacji w górnictwie”. Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Kraków 1999.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Ryszard Dindorf

Optymalizacja cech konstrukcyjnych mechatronicznych układów napędowych maszyn górniczych

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę optymalnego kształtowania cech konstrukcyjnych mechatronicznych układów napędowych maszyn górniczych w aspekcie trwałości i niezawodności. Omówiono zagadnienia komputerowej analizy niezawodności konstrukcji połączonej z metodą elementów skończonych. Przedstawiono zagadnienia modelowania mechatronicznych układów napędowych z uwzględnieniem przekładni zębatej oraz silnika asynchronicznego. W przedstawionym modelu dynamicznym uwzględniono zjawiska nieliniowe: zmienną sztywność zazębienia oraz luzy międzyzębne. Badania optymalizacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem modeli matematycznych układu napędowego. Jako funkcję celu przyjęto minimalizację wartości maksymalnych naprężeń stykowych i u podstawy zęba. W procesie optymalizacji został wykorzystany algorytm optymalizacji rojem cząstek (PSO – Particle Swarm Optimization).

Summary

A method of optimal creation of design features of mechatronic drive systems of mining machines in the aspect of durability and reliability was presented in the paper. The problems of computer analysis of reliability of design combined with the Finite Elements Method were discussed. The issues of modelling of mechatronic drive systems, including toothed gear and asynchronous motor, were presented. Non-linear phenomena: variable toothing stiffness and tooth clearances were taken into account in a presented dynamic model. Optimization tests were conducted with the use of mathematical models of drive system. Minimization of values of maximal contact stresses and stresses at tooth's base were accepted as an objective function. An algorithm of Particle Swarm Optimization (PSO) was used in the optimization process.

1. Wstęp

Wymagania techniczne i ekonomiczne stawiane układom napędowym maszyn górniczych, a w szczególności maszyn urabiających, zmuszają projektantów do poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych pod kątem zapewnienia im wysokich parametrów eksploatacyjnych i trwałościowych [6]. Praktyka górnicza w wielu krajach świata pokazuje, że jednym z podstawowych czynników decydujących o efektywności produkcji węgla kamiennego jest koncentracja wydobycia z przodka ścianowego [9]. Aby zrealizować powyższy warunek należy dążyć do zwiększenia zainstalowanej mocy w kombajnie ścianowym. W ograniczonej przestrzeni przodka ścianowego wiąże się to z istotnym wzrostem naprężeń dynamicznych, grożąc zwiększeniem zużycia zmęczeniowego i w efekcie uniemożliwiając uzyskanie odpowiedniej niezawodności i trwałości maszyny.

Osiągnięcie wysokiej niezawodności układu napędowego kombajnu ścianowego, może być zrealizowane tylko wtedy, gdy na etapie projektowo-konstrukcyjnym przeanalizowane zostaną jego własności dynamiczne – rozkłady naprężeń w różnych warunkach pracy, częstości i postaci drgań własnych, wskaźniki zużycia zmęczeniowego. Realizację powyższego zadania umożliwi rozwój techniki komputerowej i nowo-

czesnych metod numerycznych (metoda elementów skończonych, modele dynamiczne).

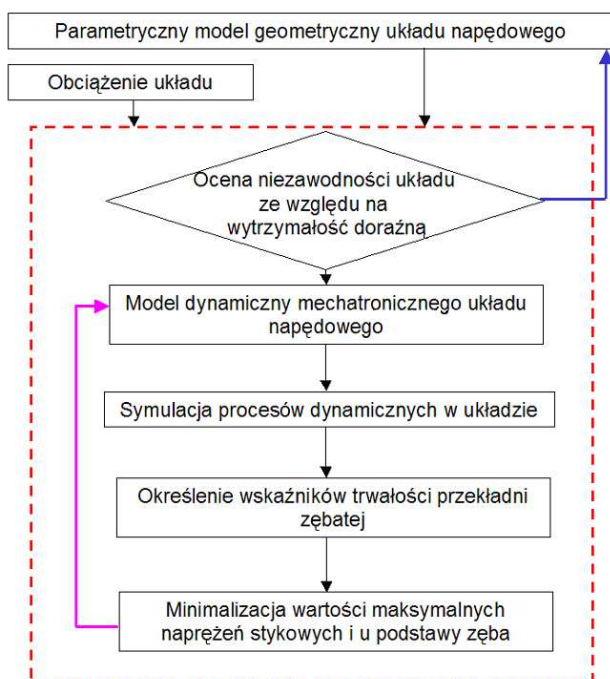
Stan dynamiczny układu napędowego modelowany jest najczęściej w postaci złożonego systemu dynamicznego, składającego się z szeregu prostych, wzajemnie na siebie oddziałujących podsystemów. Przykładem takiego podejścia jest modelowanie napędu, jako układu elektromechanicznego ze sprzężeniem zwrotnym pomiędzy jego częścią elektryczną i mechaniczną [3]. Opracowane modele matematyczne zjawisk występujących w silnikach elektrycznych oraz przekładniach zębatych są na tyle wiarygodne, że zastosowanie ich w procesie projektowo-konstrukcyjnym powoduje wysoką niezawodność projektowanych elektromechanicznych układów maszynowych.

2. Metoda optymalizacji mechatronicznych układów napędowych

W przypadku maszyn górniczych, w których precyzja ruchu i komfort użytkownika mają znaczenie drugorzędne najważniejszym skutkiem intensywnych drgań, którym podlegają układy urabiające jest zużycie zmęczeniowe. Postęp osiągnięty w ostatnich latach w rozwoju oprogramowania narzędziowego opartego na metodzie elementów skończonych (MES), a także liczne badania modelowe dynamiki elementów układu

urabiania są podstawą, umożliwiającą dokładne określenie rozkładu wskaźników determinujących trwałość zmęzeniową.

Proponowana metoda składa się z siedmiu głównych etapów w ramach, których zrealizowane zostały szczegółowe zadania. Ogólny schemat metody optymalizacji mechatronicznego układu napędowego ze względu na trwałość i niezawodność przedstawia rysunek 1.



Rys.1. Ogólny schemat metody optymalizacji cech konstrukcyjnych mechatronicznych układów napędowych, ze względu na trwałość i niezawodność

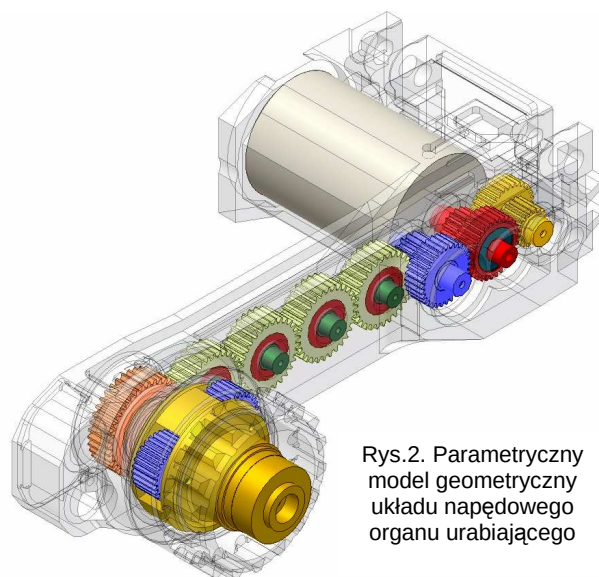
3. Optymalizacja układu napędowego organu urabiającego kombajnu ścianowego

3.1. Parametryczny model geometryczny organu urabiającego

Model geometryczny układu napędowego opracowano w środowisku programowym CAD Autodesk Inventor, na podstawie rysunków wykonawczych poszczególnych elementów układu. Na rysunku 2 przedstawiono parametryczny model przestrzenny układu napędowego organu urabiającego.

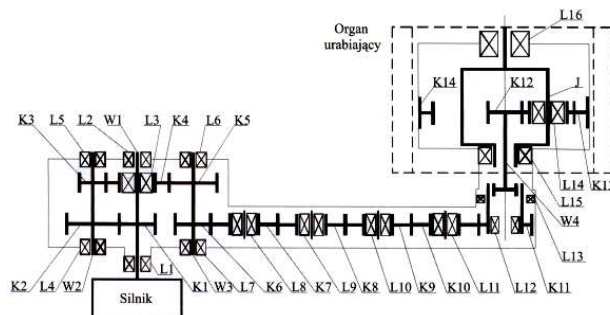
W układzie napędowym przedstawionym na rysunku 2 można wyróżnić dwa podstawowe zespoły:

- silnik elektryczny napędzający układ (silnik indukcyjny trójfazowy),
- przekładnia zębata wielostopniowa oraz przekładnia planetarna o całkowitym przełożeniu pomiędzy wirnikiem silnika a organem urabiającym $i = 40$.



Rys.2. Parametryczny model geometryczny układu napędowego organu urabiającego

Schemat kinematyczny układu napędowego organu urabiającego kombajnu ścianowego został przedstawiony na rysunku 3 [4].



Rys.3. Schemat kinematyczny układu napędowego organu urabiającego kombajnu ścianowego [4]

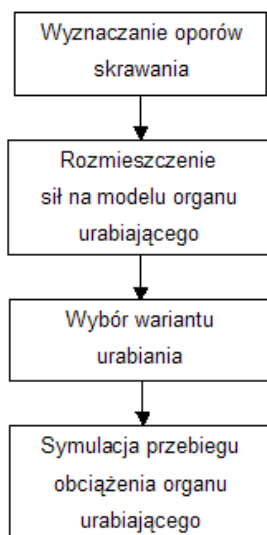
3.2. Obciążenie ramienia kombajnu ścianowego

W kombajnie ścianowym, obciążenie występujące w stanie roboczym ma charakter zmienny i wynika z charakteru współpracy organu urabiającego z górotworem.

Stan obciążenia kombajnu ścianowego wynika głównie z oporów skrawania, występujących podczas procesu urabiania calizny węglowej. Maszyny przeznaczone do drażenia wyrobisk, wyposażone są w głowice urabiające (kombajn chodnikowy) lub w organy urabiające (kombajn ścianowy) z umieszczonymi na nich nożami. Charakter obciążenia wysięgnika lub ramienia kombajnu zależy zarówno od rozmieszczenia noży urabiających na organie, jak i od oporów skrawania, występujących na pojedynczych nożach urabiających. Dodatkowo występuje także siła ładowania, będąca wynikiem przemieszczania urobku przez płyty organu urabiającego.

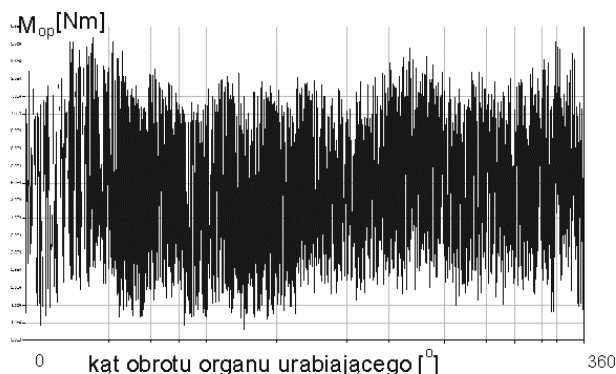
Stan obciążenia ramienia kombajnu ścianowego jest procesem stochastycznym o szerokim widmie częstotliwości.

W procesie modelowania stanu dynamicznego układu napędowego ramienia należy zatem uwzględnić charakter losowy obciążenia. Ze względu na brak w literaturze badań nad losowym stanem obciążenia organu urabiającego opracowano metodę symulacji przebiegów obciążenia głowicy urabiającej [10]. Ogólny schemat metody wyznaczania stanu obciążenia ramienia kombajnu ścianowego przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Procedura wyznaczania przebiegu obciążenia organu urabiającego kombajnu ścianowego

Dla wybranego wariantu obciążenia wyznacza się przebieg momentu obrotowego wynikającego z oporów skrawania w funkcji kąta obrotu organu urabiającego (0–360°). Na rysunku 5 przedstawiony został przebieg momentu skrawania ramienia dla przypadku, gdy organ urabia warstwę o wysokości równej jego średnicy.



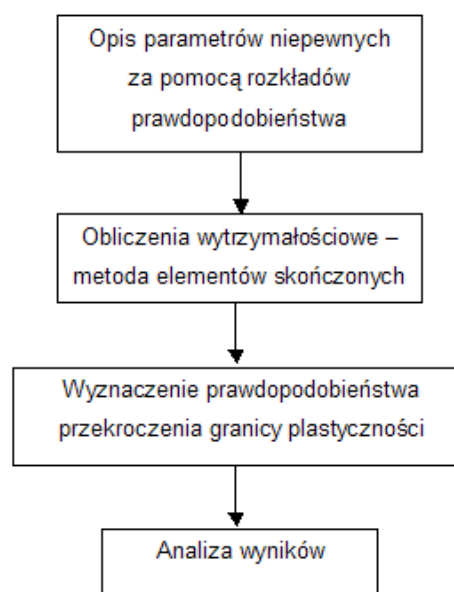
Rys.5. Symulowany przebieg momentu obrotowego wynikającego z oporów skrawania dla organu urabiającego kombajnu ścianowego

3.3. Ocena niezawodności elementów układu ze względu na wytrzymałość doraźną

Projektowanie wysoko wydajnych maszyn o dużej mocy, do których zalicza się kombajny ścianowe, wymaga od konstruktorów wnikliwej analizy wytrzymałościowej poszczególnych elementów układu urabiania.

W chwili obecnej podczas projektowania ramion kombajnów ścianowych stosuje się metodę elementów skończonych bez parametrów opisanych za pomocą rozkładów prawdopodobieństwa. Ze względu na fakt, że obciążenie maszyn urabiających jest procesem stochastycznym, nieuwzględnienie tego czynnika w obliczeniach może powodować przedwczesne zniszczenie konstrukcji. Właśnie, dlatego docelowym zadaniem konstruktorów jest dobór najbardziej korzystnych parametrów mechanicznych i konstrukcyjnych wytworu z uwzględnieniem parametrów niepewnych (np. obciążenie, stałe materiałowe). W osiągnięciu tak postawionego celu bardzo pomocna, a zarazem konieczna zdaje się być ocena niezawodności na etapie projektowania.

Opracowana metoda oceny niezawodności elementów mechatronicznych układów napędowych ze względu na wytrzymałość doraźną obejmuje etapy przedstawione na rysunku 6.



Rys.6. Procedura oceny niezawodności elementów mechatronicznego układu napędowego ze względu na wytrzymałość doraźną

W pierwszym kroku oceny niezawodności należy na podstawie danych eksperymentalnych (z badań lub literatury) przeprowadzić analizę statystyczną poszczególnych zmiennych losowych. Zmienne niepewne mogą opisywać siły skrawania, stałe materiałowe (np. moduł Younga), czy też tolerancje wykonania poszczególnych elementów układu urabiania. Etap analizy statystycznej jest jednym z najważniejszych kroków oceny niezawodności, ponieważ nieprawidłowo przyjęty rozkład zmiennych losowych może prowadzić do dużych błędów w wyznaczaniu prawdopodobieństwa awarii.

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzane są w zakresie statyki liniowej za pomocą metody elementów skończonych. Obliczenia te można przeprowadzić z wykorzystaniem profesjonalnych komercyjnych pro-

gramów, takich jak: Patran/Nastran, Ansys lub też za pomocą dostępnych w sieci internetowej, jak np. Code-Aster. W procesie obliczeń numerycznych wyróżniamy następujące kroki: budowa siatki elementów skończonych, przyjęcie stałych materiałowych, obciążenie modelu. Wynikiem analizy w zakresie statyki liniowej są naprężenia oraz przemieszczenia elementów układu urabiania. Następnie bada się wpływ zmiennych losowych na kształtowanie się maksymalnych naprężeń zredukowanych. W przypadku, gdy jedynym parametrem niepewnym jest siła skrawania obliczenia można wykonać jedynie dla wartości średniej obciążenia, wyznaczając wartość średnią naprężeń. W następnym kroku wyznaczamy odchylenie standardowe naprężeń wykorzystując założenie o liniowej zależności naprężenia od siły.

W przypadku większej liczby zmiennych losowych do wyznaczenia rozkładu prawdopodobieństwa maksymalnych naprężeń zredukowanych można wykorzystać np. metodę Monte Carlo. Metoda ta polega na wielokrotnym generowaniu wartości zmiennych losowych z odpowiednim prawdopodobieństwem ich wystąpienia i wykonaniu obliczeń z przyjętymi wartościami. Na podstawie wyznaczonego rozkładu prawdopodobieństwa naprężeń zredukowanych i przyjętego rozkładu granicy plastyczności wyznacza się prawdopodobieństwo wystąpienia awarii. Do tego celu można wykorzystać program COMREL. System COMREL rozwijany przez niemiecką firmę RCP GmbH wchodzący w skład pakietu STRUEL jako moduł niezawodnościowy, jest uznawany obecnie za jeden z najlepszych komercyjnych programów w tej dziedzinie. Program ten umożliwia przeprowadzenie analizy metodami FORM (First Order Reliability Method) i SORM (Second Order Reliability Method). Do dyspozycji użytkownika jest 48 najczęściej używanych rozkładów statystycznych dla opisu m.in. naprężeń, wytrzymałości, sił itd.. Transformacje zmiennych są możliwe poprzez zastosowanie zaimplementowanych algorytmów Rosenblatta, Natafa, Hermite'a.

Dużą zaletą programu jest praktycznie nieograniczone parametryzowanie modeli obliczeniowych, co z kolei pozwala na swobodne generowanie wykresów dowolnych stanów: prawdopodobieństwa wystąpienia awarii, współczynników bezpieczeństwa, współczynnika niezawodności. Przy tworzeniu modelu stochastycznego można definiować wartości stałe, zmienne o rozkładach stochastycznych oraz parametry.

Analiza wyników polega na sprawdzeniu, czy wskaźnik niezawodności nie przekracza wartości granicznej prawdopodobieństwa wystąpienia awarii. Jeżeli wynik jest niezadowolający (prawdopodobieństwo awarii duże lub bardzo małe) należy przeprowadzić modyfikację konstrukcji np. zmiana materiału konstrukcyjnego, zmiana cech geometrycznych).

3.4. Model dynamiczny mechatronicznego układu napędowego

W celu przeprowadzenia analizy dynamicznej układu mechanicznego konieczne jest utworzenie modelu matematycznego, będącego układem równań określających ruch modelu fizycznego. Tworzenie modelu fizycznego, który jest zawsze tylko przybliżeniem obiektu rzeczywistego, jest zadaniem bardzo odpowiedzialnym, gdyż dokładność analizy danego obiektu w decydujący sposób zależy od trafności przyjętego modelu. Przyjmowane w modelu fizycznym uproszczenia są zwykle dyktowane koniecznością niezbędnego kompromisu między dokładnością odwzorowania właściwości obiektu rzeczywistego, a trudnościami obliczeniowymi, jak również względami ekonomicznymi (czas i koszt obliczeń) [10]. Utworzony model fizyczny składa się z elementów, których parametry rozłożone są w sposób ciągły. Równania opisujące ruch takiego modelu są cząstkowymi równaniami różniczkowymi. Rozwiązywanie takiego układu równań z zastosowaniem metod komputerowych naraża dużo problemów.

W celu uproszczenia obliczeń zastępuje się model fizyczny, o ciągłym rozkładzie parametrów, modelem utworzonym z elementów dyskretnych o parametrach skupionych [10]. Przejście od układu rzeczywistego do modelu matematycznego obejmuje kolejne kroki postępowania [10]:

- analizę właściwości obiektu rzeczywistego z ustaleniem najistotniejszych parametrów, ważnych z punktu widzenia jakości odwzorowania stanu fizycznego,
- utworzenie modelu fizycznego,
- przyjęcie odpowiedniej liczby stopni swobody,
- wyznaczenie parametrów modelu na podstawie rzeczywistych cech geometrycznych rozpatrywanego układu,
- redukcję liczby stopni swobody celem uproszczenia modelu matematycznego oraz późniejszych obliczeń numerycznych,
- utworzenie modelu matematycznego będącego formą opisu stanu rzeczywistego, możliwą do przyjęcia dla potrzeb obliczeń numerycznych.
- rozwiązanie modelu matematycznego wykorzystując do obliczeń metody numeryczne.

W procesie definiowania modelu fizycznego układu napędowego organu urabiającego kombajnu ścianowego został zastosowany model drgań skrętnych (rys. 7).

Odpowiednie oznaczenia przedstawione na rysunku 7 odnoszą się do:

- I – masowych momentów bezwładności, kgm^2 ,
- m – mas, kg ,
- k – współczynników sztywności translacyjnych, N/m lub rotacyjnych, Nm/rad ,

- c – współczynników tłumienia translacyjnych, Ns/m lub rotacyjnych, Nms/rad.

Siły zewnętrzne działające na układ to:

- M_{el} – moment elektrodynamiczny silnika elektrycznego wyznaczony poprzez rozwiązywanie modelu dynamicznego silnika elektrycznego,
- M_o – moment oporu skrawania calizny węglowej.

Model matematyczny układu napędowego organu urabiającego zapisano w programie Dymola wykorzystującego język programowania dynamiki układów fizycznych Modelika.

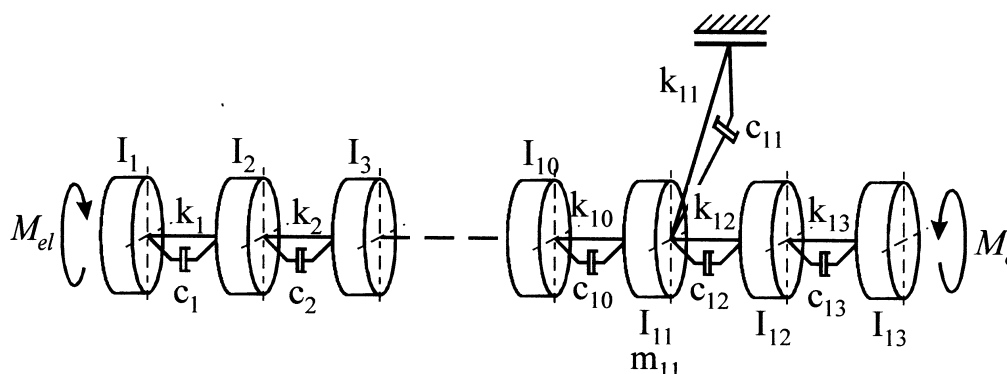
Na potrzeby modelowania układu napędowego ramienia wykorzystano standardowe modele Modeliki opisujące zjawiska w przekładniach zębatych. Ze względu na to, że modele standardowe nie posiadały opisu zmiennej sztywności zazębienia oraz luzów międzyzębnych, zostały one zmodyfikowane tak, aby uwzględniały nieliniowe zjawiska. Na rysunku 8 przedstawiony został model dynamiczny układu napędowego ramienia opracowany w programie Dymola za pomocą języka programowania Modelika.

3.5. Symulacja procesów dynamicznych w układzie

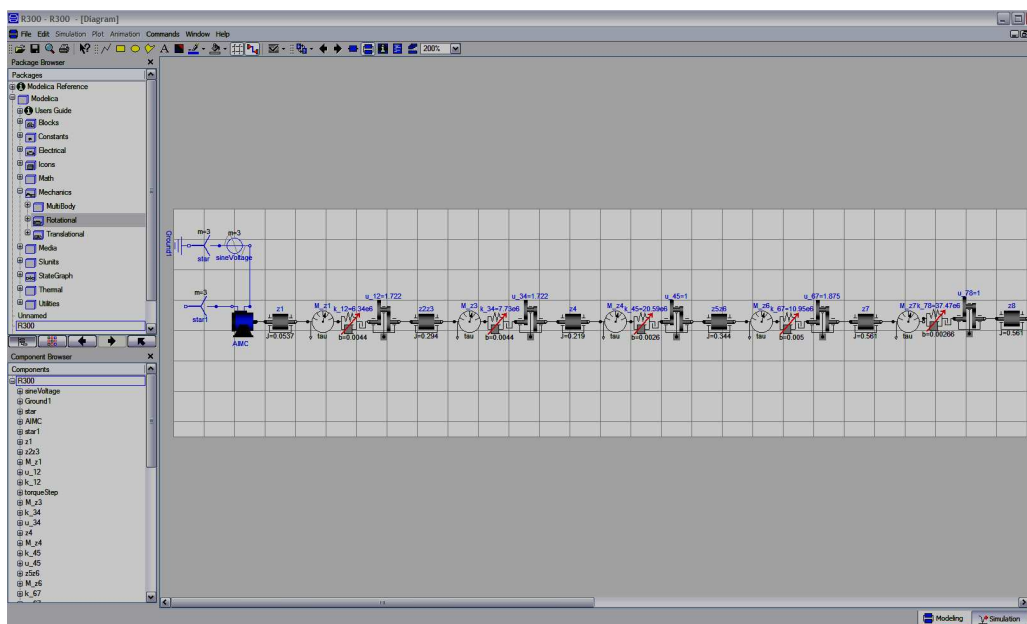
Najważniejszym etapem symulacji układów napędowych jest odpowiedni dobór parametrów symulacji, czyli metody całkowania oraz kroku.

Prawidłowo dobrany algorytm całkujący oraz krok całkowania zapewniają odpowiednią dokładność uzyskanych wyników. Na potrzeby symulacji procesów dynamicznych zachodzących w układzie napędzającym głowicę urabiającą, zastosowano algorytm DASSL [5] oraz krok całkowania adaptacyjny (automatyczny dobór kroku).

Algorytm DASSL jest rozszerzeniem metody wielokrokowego wstecznego różniczkowania (BDF) o zmiennym rzędzie i charakteryzuje się wysoką stabilnością, odpornością oraz możliwością zastosowania dla równań różniczkowych źle uwarunkowanych (sztywnych). Algorytm DASSL jest podstawową metodą rozwiązywania układów równań algebraiczno-różniczkowych zastosowaną w programie Dymola.



Rys.7. Model układu napędowego organu urabiającego kombajnu ścianowego [2]



Rys.8. Model dynamiczny układu napędowego organu urabiającego kombajnu ścianowego

3.6. Określenie wskaźników trwałości przekładni zębatej

Działająca na zęby koła przekładni zębatej siła międzyzębna F_z wywołuje w punkcie kontaktu pomiędzy współpracującymi zębami powstawanie naprężeń stykowych, a u podstawy zębów naprężeń od ich zginania.

Jeśli wartości tych zmiennych naprężeń przekroczą naprężenia dopuszczalne dla materiału kół, to po pewnym czasie wystąpi zniszczenie zębów. Zniszczenie to objawia się lokalnym ubytkiem materiału na powierzchni zęba oraz powstawaniem szczeliny zmęczeniowej u podstawy zęba.

Ze względu na skutki przekroczenia naprężeń dopuszczalnych, bardzo ważnym etapem podczas projektowania układów napędowych maszyn górniczych jest wyznaczenie wskaźników trwałości przekładni zębatej (naprężenia stykowe, naprężenia u podstawy zęba). Powyższe wskaźniki wyznaczane są na podstawie wyników symulacji procesów dynamicznych w mechatronicznych układach napędowych.

Do obliczeń naprężeń stykowych zastosowano następującą zależność [7]:

$$\sigma_{si} = Z_{Hi} Z_{Ei} Z_{\epsilon i} Z_{\beta i} \sqrt{\frac{F_{zi}}{2r_{pki}}} \frac{i_i + 1}{i_i}$$

gdzie:

Z_{Hi} – współczynnik strefy nacisku,
 Z_{Ei} – współczynnik sprężystości,
 $Z_{\epsilon i}$ – współczynnik przyporu,
 $Z_{\beta i}$ – współczynnik kąta pochylenia linii zęba,
 r_{pki} – odległość punktu kontaktu od osi koła zębatego,
 F_{zi} – siła międzyzębna.

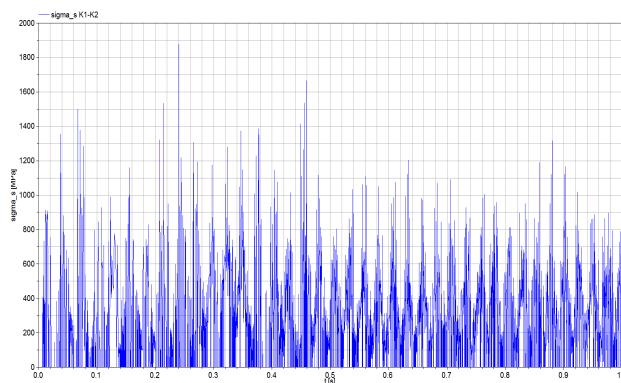
Do obliczeń naprężeń u podstawy zęba została zastosowana następująca zależność [8]:

$$\sigma_{zgi} = Y_{Fai} Y_{Sai} Y_{\epsilon i} Y_{\beta i} \frac{F_{zi}}{b_i m_i}$$

gdzie:

Y_{Fai} – współczynnik kształtu zęba,
 Y_{Sai} – współczynnik korekcji naprężenia,
 $Y_{\epsilon i}$ – współczynnik przyporu,
 $Y_{\beta i}$ – współczynnik pochylenia linii zęba,
 b_i – szerokość koła zębatego,
 m_i – moduł.

Na rysunku 9 przedstawiony został przykładowy przebieg naprężeń stykowych w parze kinematycznej wyznaczony na podstawie symulacji dynamicznej.



Rys.9. Przebieg naprężeń stykowych w parze kinematycznej

3.7. Minimalizacja wartości maksymalnych naprężeń stykowych i u podstawy zęba

Czynnikiem decydującym o trwałości i niezawodności układów napędowych maszyn górniczych są wielkości naprężeń maksymalnych stykowych i u podstawy zęba. Przekroczenie założonych naprężeń dopuszczalnych może skutkować przyspieszonym zużyciem przekładni zębatej. W celu ograniczenia niekorzystnych oddziaływań dynamicznych sformułowano następującą funkcję celu:

$$\min \Psi = \max(q_i)$$

gdzie:

$$q_i = \max \left[\left(\frac{\sigma_{si}}{\sigma_{sdop}} \right), \left(\frac{\sigma_{zgi}}{\sigma_{zdop}} \right) \right]$$

$$i = 1 \div n$$

gdzie:

n – liczba kół zębatych,
 σ_{sdop} – dopuszczalne naprężenia stykowe,
 σ_{zdop} – dopuszczalne naprężenia u podstawy zębów.

Funkcja celu opisana powyżej jest zadaniem typu MinMax, w którym minimalizuje się wartość maksymalną przekroczenia naprężenia dopuszczalnego ze zbioru q_i . Zbiór q_i zawiera wartości przekroczenia naprężeń dopuszczalnych dla styku i zginania dla kół zębatych przekładni.

Zbiór zmiennych projektowych jest następujący:

- liczba zębów koła zębatego z_i ,
- współczynnik korekcji zęba x_i ,
- moduł koła zębatego m_i ,
- rezystancja uzwojenia wirnika silnika R_r ,
- rezystancja uzwojenia stojana silnika R_s ,
- indukcyjność własna wirnika silnika L_r ,
- indukcyjność własna stojana silnika L_s ,
- indukcyjność główna L_m ,
- moment bezwładności silnika J_{sil} .

Dla funkcji celu sformułowano zostały następujące ograniczenie równościowe:

- przełożenie przekładni zębatej musi być stałe, równe wartości wyznaczonej w procesie projektowym układu napędowego.

Ograniczenia nierównościowe dla funkcji celu mają następującą postać:

- długość ramienia może się zwiększyć maksymalnie o 15%, ale nie może być krótsza od wartości założonej w procesie projektowym,
- grubość zęba przy wierzchołku musi być większa lub równa od minimalnej wartości dopuszczalnej,
- współczynnik korekcji zęba musi być większy lub równy od wartości granicznej.

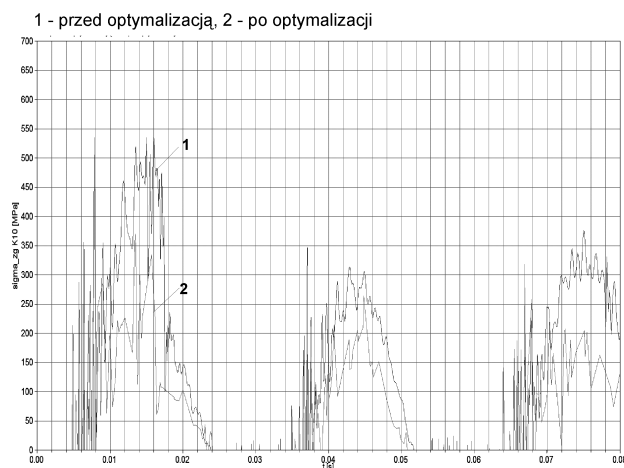
Efektywność rozwiązania zadania optymalizacji jest ściśle związana z wyborem odpowiedniej procedury optymalizacyjnej. Na odpowiedni dobór metody ma wpływ przede wszystkim klasa rozwiązywanego zadania optymalizacji. Dla funkcji celu różniczkowalnych i ciągłych można zastosować metody gradientowe, które są w takich przypadkach efektywne. W przypadku, gdy funkcja celu nie występuje w postaci jawnej (jest nie różniczkowalna), posiada nieciągłości, a zmienne projektowe są dane jako ciągłe i dyskretne, metody klasyczne są nieefektywne. Przy zastosowaniu klasycznych metod optymalizacji istnieje niebezpieczeństwo znalezienia optimum lokalnego. Algorytmy heurystyczne (optymalizacji globalnej) zapewniają w takich przypadkach wyznaczenie optimum globalnego z wysokim prawdopodobieństwem. Zaletami algorytmów heurystycznych jest także możliwość rozwiązywania zadania optymalizacji przy znajomości jedynie wartości funkcji celu (brak analizy wrażliwości). Najczęściej wymienianymi wadami takiego podejścia jest długi czas obliczeń oraz wyznaczenie wartości optymalnej z pewnym prawdopodobieństwem. Dysponując komputerami o coraz większych mocach obliczeniowych oraz powstające nowe algorytmy optymalizacji heurystycznej powodują, że powyższe wady można wyeliminować.

Przedstawione w artykule zadanie optymalizacji jest zagadnieniem dyskretno-ciągłym z funkcją celu w postaci nie jawnej. Dla tak postawionego problemu metody klasyczne stają się mało efektywne, dlatego został zastosowany algorytm heurystyczny.

Do minimalizacji wartości maksymalnych naprężeń stykowych i u podstawy zęba zastosowano algorytm optymalizacji rojem cząstek (PSO – Particle Swarm Optimization). Algorytm PSO został pierwszy raz przedstawiony w roku 1995 na konferencji IEEE Int. Conf. on Neural Networks. Zaletą algorytmu PSO w porównaniu do algorytmów genetycznych jest brak operatorów ewolucyjnych, takich jak krzyżowanie czy mutacja, co powoduje że na działanie algorytmu ma wpływ mała liczba parametrów. Algorytm PSO w swoich założeniach traktuje populację rozwiązań optymalnych jako rój, a każdego osobnika (rozwiązanie

optymalne) jako cząstkę należącą do roju. W każdym kroku procesu optymalizacji, cząstki przemieszczają się do nowych położeń, symulując adaptację roju do środowiska. Do określenia nowego położenia potrzebna jest znajomość poprzedniego położenia, aktualnego wektora prędkości oraz przyrostu czasu pomiędzy krokami iteracji [2].

Na rysunku 10 przedstawiony został przykładowy przebieg naprężeń u podstawy zęba przed i po optymalizacji.



Rys.10. Przebieg naprężeń u podstawy zęba koła zębatego przed i po optymalizacji

4. Wnioski

Trwałość i niezawodność układów napędowych maszyn górniczych, a w szczególności maszyn urabiających jest najważniejszym czynnikiem, który wpływa na zapewnienie wysokich parametrów eksploatacyjnych. Trwałość stanowi jedno z głównych kryteriów oceny użytkowej przekładni zębatej i wpływa istotnie na niezawodność układu napędowego.

W artykule przedstawiono metodę kształtowania cech konstrukcyjnych mechatronicznych układów napędowych maszyn górniczych zwiększającą ich trwałość i niezawodność, na przykładzie ramienia wychyłnego kombajnu ścianowego. Opracowana metoda ma charakter ogólny i może być stosowana do określania cech konstrukcyjnych szerokiej klasy mechatronicznych układów napędowych.

Z przeprowadzonych obliczeń numerycznych wynikają następujące wnioski:

- Badania symulacyjne i optymalizacyjne mechatronicznych układów napędowych maszyn górniczych są źródłem wielu cennych informacji na temat ich stanu dynamicznego oraz sposobu ich kształtowania.
- W stanach nieustalonych (rozruch, nagła zmiana obciążenia) w parach kinematycznych powstają siły uogólnione, których wielkości znacznie przekraczają wartości nominalne.

- Nieuwzględnienie przeciążeń dynamicznych w oszacowaniu trwałości przekładni zębatej może spowodować jej przedwczesne uszkodzenie.

Zastosowanie funkcji celu minimalizującej wartości maksymalne naprężeń stykowych i u podstawy zęba w procesie optymalizacji, skutecznie zwiększa trwałość i niezawodność układu napędowego.

Literatura

1. Bachorz P.: Minimalizacja drgań elektromechanicznych układów napędowych. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 2003.
2. Foryś P.: Nowy algorytm optymalizacji rojem cząstek i jego zastosowanie w kształtowaniu elementów konstrukcji. Rozprawa doktorska. Politechnika Krakowska, Kraków 2007.
3. Mężyk A.: Dynamika elektromechanicznych układów napędowych. Rozprawa doktorska, Gliwice 1994.
4. Mężyk A.: Optymalizacja własności dynamicznych układów napędowych maszyn. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika, z. 139, Gliwice 2002.
5. Petzold L. R.: A description of DASSL: A differential-algebraic system solver. Scientific Computing, pp. 65-68, Amsterdam, 1983.
6. Płonka R., Pawlus A.: Kombajny z elektrycznymi napędami posuwu produkcji Fabryki Maszyn FAMUR S.A. w wysoko wydajnych kompleksach ścianowych. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna KOMTECH, Szczyrk 1999.
7. PN-ISO 6336-2:2000: Przekładnie zębate walcowe. Obliczenie nośności kół. Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting).
8. PN-ISO 6336-3:2001: Przekładnie zębate walcowe. Obliczenie nośności kół. Wytrzymałość zęba na zginanie.
9. Świtoński E., Mężyk A., Rak Z.: Dynamika maszyn górniczych z uwzględnieniem zjawisk elektromechanicznych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 9-10, Katowice 1991.
10. Świtoński E., Mężyk A., Tejszerska D.: Analiza wpływu rozmieszczenia noży organu urabiającego na drgania skrętne układu napędowego. CMG KOMAG, Gliwice 1999.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Marek Jaszczyk

Mgr inż. Joanna ROGALA
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Elektroniczny system ewidencji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej

Streszczenie

System identyfikacji elementów maszyn górniczych, wykorzystujący technologię RFID, umożliwia komputerowe prowadzenie gospodarki materiałowej w kopalniach eksploatujących pokłady węglowe. Idea zdalnego odczytu oraz przyjęte rozwiązania konstrukcyjne wraz z oprogramowaniem zapewniają automatyzację pracy, stanowiąc jednocześnie źródło wiarygodnej informacji o faktycznym stanie eksploatowanych elementów.

Summary

A system for identification of components of mining machines, which uses the RFID technology, enables material management in the collieries, which mine coal seams. The idea of remote reading and accepted design solutions together with software ensure work automation, at the same time being the source of reliable information about the real condition of operated components.

1. Wprowadzenie

W polskich kopalniach węgla kamiennego dominującym systemem eksploatacji pokładów węgla jest system ścianowy, w którym podstawową rolę w zapewnieniu bezpieczeństwa załóg górniczych odgrywają sekcje obudowy zmechanizowanej. Według stanu na 31 lipca 2008 r. w 31 kopalniach eksploatowanych było 118 wyrobisk ścianowych, wyposażonych w 16589 sekcji obudowy ścianowej. W przygotowaniu do eksploatacji znajdowało się 18 ścian uzbrojonych w 2689 sekcji, zaś poza ruchem pozostawało kolejnych 22657 sekcji [1].

Prawidłowa gospodarka i ewidencjonowanie aż tylu sekcji, zwłaszcza w aspekcie oceny ich stanu technicznego, w tym informacji o przebiegu ich pracy, jest skomplikowanym przedsięwzięciem logistycznym. Konieczność okresowego prowadzenia oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej, wynika z załącznika nr 4 do Rozporządzenia 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. Nr 139, poz. 1169) /akt zmieniający: Dz.U. 2006 Nr 124 poz. 863/. Zobowiązuje on użytkowników do dokumentowania przebiegu eksploatacji **każdej sekcji** obudowy ścianowej poprzez rejestrację co najmniej:

- roku produkcji,
- roku przeprowadzonej naprawy (remontu lub modernizacji i jej zakresu),
- łącznej wartości wybiegu oraz warunków eksploatacji ścian, w których obudowa była eksploatowana.

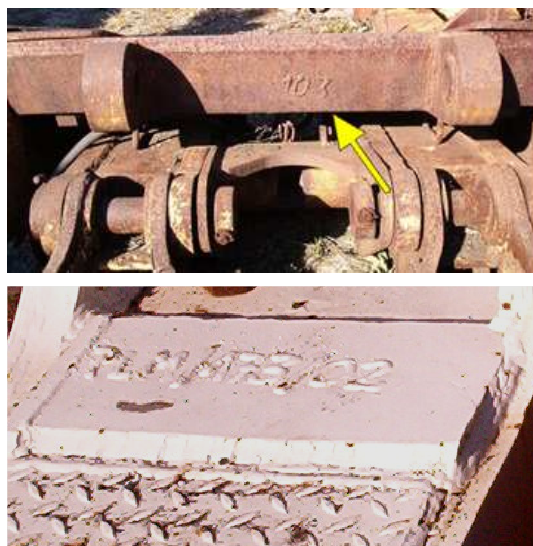
Projekt kolejnej nowelizacji tego rozporządzenia przewiduje trwałe i jednoznaczne oznakowywanie **każ-**

dego elementu podstawowego (stropnicy, spagnicy, osłony odzawałowej, łączników układu lemniskatowego, stojaków i podpory stropnicy, sworzni łączących elementy podstawowe) sekcji obudowy zmechanizowanej. Użytkownik będzie zobowiązany do prowadzenia ewidencji elementów podstawowych zawierającej co najmniej następujące informacje:

- nazwa producenta,
- rok produkcji,
- rok, w którym wykonano remont,
- podmiot, który wykonał remont,
- rok, w którym wykonano modernizację,
- podmiot, który wykonał modernizację,
- wielkość wybiegu oraz warunków eksploatacji ścian, w których był stosowany element podstawowy sekcji obudowy zmechanizowanej.

Dotychczas stosowane w kopalniach węgla kamiennego systemy identyfikacji sekcji obudów w postaci tabliczek znamionowych, napawania kodów identyfikacyjnych lub wręcz znakowanie farbą (rys. 1), nie zapewniały trwałości oraz czytelności w trudnych warunkach technicznych i środowiskowych, jakie panują w wyrobiskach eksploatacyjnych, co dodatkowo wielokrotnie możliwość występowania błędów przy identyfikacji urządzeń. Prowadzenie inwentaryzacji w tych warunkach jest pracą żmudną i długotrwałą. Utrudnia to rzetelną ocenę stopnia zużycia urządzeń, prowadzenie przeglądów i kontroli, a także uniemożliwia skuteczną automatyzację tych procesów.

W ostatnich latach w systemach ewidencji coraz większą popularność zdobywa technologia RFID (Radio Frequency Identification) polegająca na kontroli przepływu towarów w oparciu o zdalny, poprzez fale radiowe, odczyt i zapis danych z wykorzystaniem specjalnych układów elektronicznych przytwierdzonych

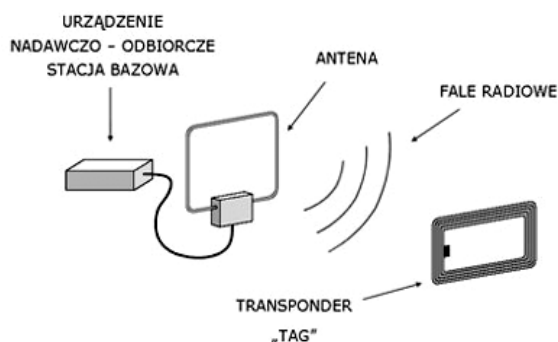


Rys.1. Dotychczas stosowane sposoby znakowania

do nadzorowanych przedmiotów. Mając na uwadze pojawienie się nowoczesnego sposobu znakowania elementów za pomocą technologii RFID oraz wychodząc naprzeciw oczekiwaniom użytkowników zespół specjalistów CMG KOMAG, Politechniki Śląskiej oraz firmy ELSTA Sp. z o.o. opracował *elektroniczny system identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej*. Opracowany system jest efektem realizacji projektu celowego ROW-394-2004.

2. Istota technologii RFID

RFID (*Radio Frequency IDentification*) jest metodą służącą do identyfikacji obiektów oznakowanych transponderami (znacznikami zawierającymi unikalny numer inwentarzowy) za pośrednictwem sygnału radiowego. Transponder RFID zbudowany jest z elektronicznego chipu z pamięcią oraz miniaturowej anteny. W chwili, gdy transponder znajdzie się w polu elektromagnetycznym generowanym przez czytnik, następuje odczyt i rejestracja numeru identyfikacyjnego (rys. 2).



Rys.2. Zasada działania technologii RFID

Transpondery RFID to w istocie funkcjonalny odpowiednik kodów paskowych, ale implementowany za pomocą niedrogich układów scalonych i anten radiowych. Transponder RFID (chip) można odczytać bez konieczności jej fizycznej (optycznej) widoczności.

Powoduje to, że takie etykiety są wygodniejsze i bardziej przyjazne dla systemów automatyki [3].

Każdy system, opierający się na technologii RFID, składa się z trzech podstawowych elementów:

- identyfikatorów – elementy zbudowane z elektronicznych chipów z pamięcią oraz miniaturowej anteny,
- czytników – urządzenia nadawczo-odbiorcze, wysyłające lub odbierające wiązkę promieniowania elektromagnetycznego odpowiednio zakodowaną, zapisując lub odczytując w ten sposób dane,
- oprogramowania: komunikacyjnego i użytkowego – oprogramowanie komunikacyjne odpowiadające za fizyczną stronę transmisji oraz oprogramowanie użytkowe będące aplikacją o określonej logice, odpowiadające za wymianę, gromadzenie i przetwarzanie danych.

Możliwość odczytu małych układów za pomocą fal radiowych, pozwala na wiele zastosowań. Ze względu na oferowane możliwości, RFID może trafić do bardzo szerokiej grupy użytkowników, a nie jak to pierwotnie planowano wyłącznie do zastosowań logistycznych (tabela 1).

Mimo, że technologia RFID jest coraz szerzej stosowana, jej zastosowanie w górnictwie, ze względu na występujące warunki środowiskowe (duża wilgotność powietrza, zapylenie, możliwość wybuchu metanu i/lub pyłu węglowego) nie było zagadnieniem łatwym. Przy projektowaniu elektronicznego systemu identyfikacji uwzględniono jednak wymagania zasadnicze ujęte w Dyrektywie ATEX, a pozytywne wyniki zgodności dokonanej przez notyfikowaną jednostkę certyfikującą wyroby są podstawą do oznakowywania tych urządzeń przez producenta, tj. firmę ELSTA Sp. z o.o., znakiem CE i wydawania deklaracji zgodności.

Obszary zastosowań technologii RFID [5]

Tabela 1

Branża	Przykłady wykorzystania
Detaliści	Śledzenie trasy; produkty wycofane (zwroty); optymalizacja przesyłu i odbioru towaru; automatyzacja uzgodnień pozycji na fakturze; obniżenie kradzieży produktów; polepszenie planowania zapotrzebowania; zarządzanie magazynem.
Opieka zdrowotna	Monitoring banków krwi; szpitale: monitoring ruchu pacjentów, śledzenie gospodarki lekami; farmacja: leki wycofane, kontrola legalności leków; leki na receptę: kontrola legalności recept.
Logistyka	Asset Management (środki transportu, kontenery, palety, paczki); Polepszenie planowania i automatyzacja zbierania danych dotyczących transportowanych produktów; śledzenie trasy transportu i identyfikacja zawartości paczek; automatyzacja odpraw transportu.
Motoryzacja	Zarządzanie narzędziami i kontenerami; zarządzanie zapasami; serwisy; kontrola antykrazieżowa; identyfikacja samochodów; dystrybucja, zwroty, recykling, punkty kontrolne: wagowość transportu.
Producenci żywności	Kontrola przydatności do spożycia; Historia pochodzenia produktu; warunki przechowywania (temperatura, wilgotność, ciśnienie), logistyka.
Ministerstwo obrony	Śledzenie trasy produktu; optymalizacja przesyłu i odbioru towaru; zarządzanie materiałami niebezpiecznymi.
Linie lotnicze	Automatyczne zarządzanie bagażami, paczkami na obszarze portu lotniczego.

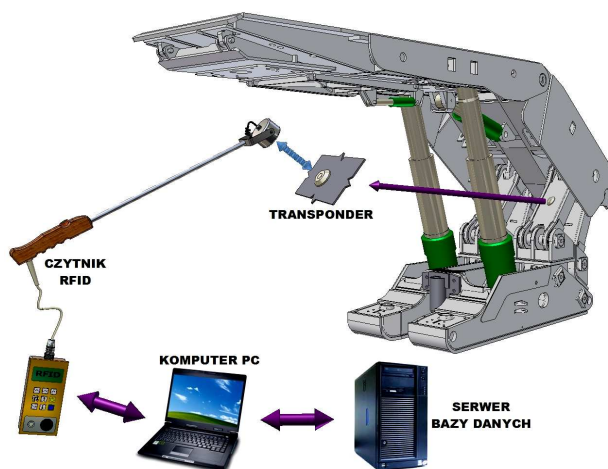
3. Elektroniczny system identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej

Elektroniczny system identyfikacji elementów sekcji tworzą (rys. 3):

- pasywne, elektroniczne transpondery TRID-01 trwale zamocowane na podstawowych elementach sekcji obudowy,
- czytnik RFID (mikrokomputer TRMC-01, lanca odczytująca TRH-01/G lub TRH-01/U oraz stacja dokująca SDR-01),
- bazodanowe autorskie oprogramowanie komputerowe *Gather* pozwalające na zarządzanie bazą danych informacji o sekcjach i ich elementach.

W opracowanym systemie podstawowe elementy obudowy zmechanizowanej za pomocą transponderów RFID są identyfikowane w jednoznaczny (unikalny) sposób (rys. 1). W chwili, gdy transponder znajdzie się w polu elektromagnetycznym generowanym przez ante-

nę lancy odczytującej, następuje odczyt i rejestracja numeru identyfikacyjnego w mikrokomputerze. Wprowadzenie logicznych relacji między numerem identyfikacyjnym (wprowadzonym do bazy danych programu *Gather* z mikrokomputera TRMC poprzez stację dokującą) a szeregiem innych atrybutów pozwala na zautomatyzowanie procesów logistycznych (np. zlecanie remontu lub wymianę zespołów) odpowiedzialnych za bezpieczeństwo załóg górniczych oraz racjonalną gospodarkę środkami trwałymi [2]. Opracowany system identyfikacji elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej jest przeznaczony do obsługi pojedynczej kopalni, lub ich grupy, stosującej system ścianowy z obudową zmechanizowaną.



Rys.3. Elementy elektronicznego systemu identyfikacji elementów sekcji

Podstawowe zalety systemu to:

- jednoznaczna identyfikacja poszczególnych elementów ścianowej obudowy zmechanizowanej,
- uzyskanie wiarygodnej informacji na temat historii użytkowania elementów sekcji oraz aktualnej wartości wskaźnika wykorzystania obudowy Aw,
- ułatwienie prowadzenia racjonalnej gospodarki elementami sekcji obudowy zmechanizowanej,
- wykorzystanie nowoczesnych, komputerowych baz danych do gromadzenia i przetwarzania danych dotyczących użytkowania elementów sekcji obudowy zmechanizowanej, jak również uzyskiwanie szybkiego dostępu do żądanych danych,
- trwałość (co najmniej 10 lat),
- niezawodność odczytu kodu identyfikacyjnego w różnych warunkach technicznych i środowiskowych.

3.1. Górnicze zastosowanie transponderów RFID

Transpondery stanowią zasadniczą część składową RFID, który spełnia rolę nośnika informacji. Montowane na elementach sekcji obudowy zmechanizowanej transpondery są elektronicznymi podzespołami, posiadającymi własny niepowtarzalny numer, który po zabudowaniu, służy do identyfikacji danego elementu przy wy-

korzystaniu technologii RFID [4]. Transponder typu TRID-01, którego producentem jest firma ELSTA Sp. z o. o., składa się z elektronicznego układu scalonego umieszczonego w zalewie hermetyzującej (rys. 4).



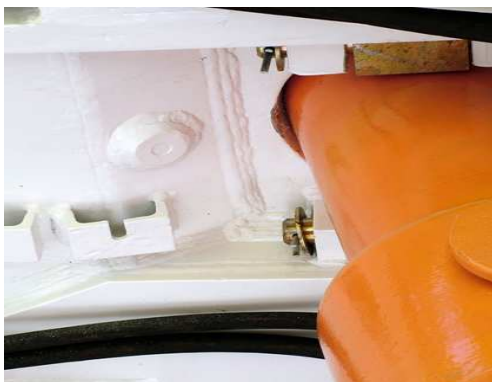
Rys.4. Transpondery TRID-01 w zalewie hermetyzującej

Transpondery mogą być w łatwy sposób mocowane do urządzeń w trakcie ich produkcji, jak również do już eksploatowanych w kopalni (rys. 5). Transponder TRID-01 jest urządzeniem pasywnym – źródłem jego zasilania jest zewnętrzne pole elektromagnetyczne generowane przez czytnik. Wybierając więc transpondery pasywne nie istnieje konieczność instalowania układów zasilania, a energia potrzebna do zadziałania danego transpondera dostarczana jest w trakcie bezstykowej identyfikacji za pomocą układu czytnika RFID.

3.2. Czytnik RFID

Czytnik RFID jest przenośnym zasilanym bateryjnie urządzeniem, którego podstawowe zadanie stanowi obsługa wszystkich operacji logistycznych. Zestaw czytnika RFID składa się z:

- mikrokomputera typu TRMC,
- lancy odczytującej typu TRH-01/U oraz TRH-01/G.



3.2.1. Mikrokomputer TRMC-01

Mikrokomputer TRMC-01 jest przenośnym urządzeniem, przeznaczonym do obsługi przez operatora (rys. 6). Zadaniem mikrokomputera jest identyfikacja i inwentaryzacja elementów sekcji oraz przetwarzanie, zgodnie z procesami logistycznymi, zgromadzonych danych. W tym celu urządzenie zostało wyposażone w:

- ciekłokrystaliczny wyświetlacz graficzny,
- klawiaturę złożoną z dziewięciu klawiszy,
- głośnik,
- mikrofon kierunkowy,
- przemysłowe złącze o IP54 umożliwiające podłączenie stacji dokującej oraz lancy.

Mikrokomputer posiada pamięć stałą o pojemności 512 MB, dzięki czemu może przechowywać znaczny fragment (lub nawet całość) informacji zgromadzonych w głównej bazie danych. Umożliwia to przeprowadzanie różnych operacji w trakcie pracy, zarówno na powierzchni, jak i pod ziemią. Są to między innymi:

- dodawanie nowych elementów do systemu (powiązanie numeru identyfikującego z typem elementu),
- logiczne wiązanie elementów w sekcje (kompletacja sekcji) wraz z późniejszą korektą i weryfikacją,
- wymiana elementów (np. po powrocie z remontu),
- rejestrowanie informacji o usterkach,
- wyszukiwanie konkretnych elementów.



Rys.5. Przykłady montażu transponderów RFID na elementach sekcji



Rys.6. Mikrokomputer
typu TRMC-01

3.2.2. Lanca odczytująca SDR-01

Wchodząca, wraz z mikrokomputerem TRMC-01, w skład czytnika RFID lanca odczytująca TRH-01 przeznaczona jest do odczytu numerów identyfikacyjnych z wykorzystaniem technologii RFID. Układ antenowy lancy zapewnia niezawodny odczyt mimo silnie metalicznego otoczenia transpondera. Urządzenie zostało zaprojektowane w taki sposób, aby umożliwić dostęp do zabudowanych w różny sposób transponderów. Lanca odczytująca w wersji TRH-01/U służy do odczytu transponderów zamocowanych na obudowach elementów, natomiast lanca TRH-01/G przeznaczona jest do odczytu identyfikatorów umieszczonych w sworzniach (rys.7) [4].



Rys.7. Lance odczytujące typu TRH-01/G i TRH-01/U

3.2.3. Stacja dokująca

Stacja dokująca typu SDR-01 umożliwia komunikację z komputerem PC oraz ładowanie akumulatorów mikrokomputera TRMC-01 (rys.8).



Rys. 8. Stacja dokująca typu SDR-01

3.3. Oprogramowanie bazodanowe

Nieodłączną częścią systemu identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej jest bazodanowe autorskie oprogramowanie komputerowe *Gather* pełniące w systemie rolę oprogramowania zarządzającego, służącego do rejestracji i przetwarzania danych identyfikacyjnych oraz ewidencji elementów sekcji. Ścisłe współpracując z mikrokomputerem TRMC umo-

żliwia ono przygotowanie mikrokomputera do odpowiedniego trybu pracy i tym samym w znacznym stopniu automatyzuje zadania logistyczne (dodawanie nowych elementów, grupowanie elementów w sekcje oraz zmiany lokalizacji) związane z ewidencją elementów w systemie. Oprogramowanie *Gather* w sposób łatwy i przejrzysty pozwala na prowadzenie ewidencji elementów oraz pozwala na przetwarzanie niezbędnych danych dla oceny stopnia zużycia tych elementów, co jest niezwykle ważne dla bezpieczeństwa załóg górniczych pracujących w ścianowych przodkach wydobywczych kopalń podziemnych (rys. 9 i 10).

Historia elementu

DANE ELEMENTU

Typ obudowy..... KHW-12/28-POz

Nazwa elementu..... Łącznik przedni

Atrybut..... prawy

Nr inwentarzowy..... 0123/03

Nr RFID.....

HISTORIA ELEMENTU

Lokalizacja	Od	Do	Notatki
Przyjęcie na stan	2003-09-01	2003-09-01	
Plac składowania	2003-09-01	2003-11-24	
Ściana nr 1510	2003-11-25	2005-01-30	
Magazyn I	2005-01-31	2005-08-31	
Ściana nr 1511	2005-01-09	2007-01-30	
Magazyn II	2007-01-31	2007-03-31	
Ściana nr 1520	2007-01-04	2008-04-15	
Modernizacja	2008-04-16	2008-07-16	

Szczegóły Zamknij

Ściana

DANE ŚCIANY

Zagrożenia

Zagrożenia łapaniami..... I stopień

Zagrożenia metanowe..... III kategoria

Zagrożenia wyrzutami gazów i skał..... I kategoria

Zagrożenia wybuchem pyłu węglowego..... II klasa

Zagrożenia wodne..... brak

Prowadzenie prac

Występowanie robót strzałowych..... Nie

Data uruchomienia..... 2006-07-01

Data zakończenia..... 2008-09-10

Wydobycie..... 100000

Stan pracy..... Zakończona

Energia wstrząsów..... > 100 000

Notatki

Ściana uruchomiona 07.2007

Eksploatacja zakończona 09.2008

Zapisz Anuluj

Rys.9. Okno historii elementu oraz szczegółowe warunki eksploatacyjnych

Projekt nowelizacji rozporządzenia, o którym mowa we wprowadzeniu, przewiduje przeprowadzanie po zakończeniu eksploatacji ściany analizy dotychczasowego przebiegu użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej (z uwzględnieniem wykonanych remontów i modernizacji) oraz wyników przeprowadzanych kontroli okresowych (rys. 8). Dalej projekt przewiduje zamieszczanie wyników dokonanej analizy w specjalnym rapor-

cie, który to raport będzie stanowił podstawę do oceny stanu technicznego obudowy zmechanizowanej.

Oprogramowanie bazodanowe *Gather* umożliwia elektroniczne tworzenie raportów zawierających dane dotyczące użytkowania elementów sekcji obudowy zmechanizowanej, wspomagających podejmowanie decyzji w procesie oceny stanu technicznego sekcji. Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono wzory przykładowych

Rys.10. Panel struktury elementów

Gliwice, 10 października 2008

RAPORT
z badań technicznych elementów sekcji ścianowej obudowy
zmechanizowanej typu MKK-12/28-Poz

Nazwa elementu	Nr ewid.	Rok prod. (moder.)	Aw	Uwagi o stanie technicznym	Proponycja dalszego postępowania
Łącznik	0242/96	1996	2750	Nie stwierdzono nieprawidłowości	Warunkowo przeznaczona do eksploatacji
Spagnica	0078/02	2002	747	Wszystkie wielkości w normie	Do zabudowy
Stojak hydr.	0235/96	2000	3275	Korozja rdzennika	Nie nadaje się do dalszej eksploatacji
Stropnica	0123/99	1999	1500	Wszystkie wielkości w normie	Do zabudowy

Raport sporządził

.....

(imię i nazwisko)

Podpisy członków Komisji przeprowadzającej badania techniczne

.....

.....

.....

(imię i nazwisko)

(firma)

(podpis)

.....

.....

.....

(imię i nazwisko)

(firma)

(podpis)

Rys.11. Przykład raportu wygenerowanego przy użyciu aplikacji Gather (raport z badań technicznych)

Gliwice, 9 października 2008

ZESTAWIENIE
elementów sekcji obudowy zmechanizowanej zabudowanych
w nowo uruchomionej ścianie nr 1000

Idz sekcji	Typ sekcji	Nazwa elementu	Idz ewidencyjny	Rok produkcji
1	MKK-12/28-POz	Stropnica	0001/08	2008
		Ostona odzawał.	0002/08	2008
		Spagnica	0003/08	2008
		Łącznik przedni	0004/08	2008
		Łącznik tylny	0005/08	2008
		Podpora strop.	0006/08	2008
		Stojak hyd.	0007/08	2008
2	MKK-12/28-POz	Stropnica	0008/08	2008
		Ostona odzawał.	0009/08	2008
		Spagnica	0010/08	2008
		Łącznik przedni	0011/08	2008
		Łącznik tylny	0012/08	2008
		Podpora strop.	0013/08	2008
		Stojak hyd.	0014/08	2008

Gliwice, 9 października 2008

RAPORT
o stanie technicznym elementów sekcji obudowy
zmechanizowanej zabudowanych w ścianie 1000

Seksja	Element			Stan techniczny
	Nazwa	Idz ewid.	Rok prod.	
Seksja nr 1 MKK-12/28-POz	Stropnica	0020/99	1999	Pęknięcie spoiny o dł. 0,4 m
	Ostona odzawał.	0021/99	1999	Wygięcie ostony bocznej
	Spagnica	0022/99	1999	Brak uwag
	Łącznik przedni	0023/99	1999	Brak uwag
	Łącznik tylny	0024/99	1999	Brak uwag
	Podpora strop.	0025/99	1999	Uszkodzone ucho podpory stropnicy
	Stojak hyd.	0026/99	1999	Uszkodzenie gładzi rdzennika

Raport sporządził: Zatwierdził:
(Inię Nazwisko) (Inię Nazwisko)

Rys.12. Przykłady raportów wygenerowanych przy użyciu aplikacji Gather

raportów generowanych przez prezentowany program bazodanowy.

4. Podsumowanie

Opracowany przez specjalistów CMG KOMAG, Politechniki Śląskiej i firmy ELSTA Sp. z o.o. system identyfikacji elementów maszyn górniczych, wykorzystujący technologię RFID, umożliwia komputerowe prowadzenie gospodarki materiałowej w kopalniach eksploatujących pokłady węglowe. Idea zdalnego odczytu oraz przyjęte rozwiązania konstrukcyjne wraz z oprogramowaniem zapewniają automatyzację pracy, stanowiąc jednocześnie źródło wiarygodnej informacji o faktycznym stanie eksploatowanych elementów. W trakcie projektowania urządzeń elektronicznych wchodzących w skład systemu rozwiązano szereg zagadnień związanych z iskrobezpiecznością, bezprzewodowym odczytem oraz ergonomią.

Wprowadzenie transponderów RFID do podziemi kopalń wymagało przeprowadzenia badań w zakresie bezpieczeństwa i funkcjonalności. Otoczenie dużych mas metalicznych wymagało zastosowania w głowicy odczytującej specjalnego ferrytowego układu antenowego i współpracujących układów elektronicznych. Minimalizacja poboru energii wymusiła realizację spe-

cializowanego oprogramowania kontrolującego zasoby sprzętowe [6]. Nieodłączną częścią systemu jest bazodanowe autorskie oprogramowanie komputerowe Gather pełniące rolę oprogramowania zarządzającego, służącego do rejestracji i przetwarzania danych identyfikujących oraz ewidencji elementów maszyn górniczych, w tym sekcji obudowy zmechanizowanej.

Omawiany system został wdrożony w sekcjach obudowy zmechanizowanej typu KHW-12/28-POz, KHW-14/24-Pp oraz PUMAR-15/31-POz. Obudowy te zostały zastosowane w KWK „Wujek” oraz w KWK „Murcki”. W najbliższym czasie system zostanie wdrożony w KWK „Staszic”, KWK „Wieczorek” i KWK „Marcel”. W oparciu o uwagi pierwszych użytkowników prezentowanego systemu oprogramowanie bazodanowe Gather jest ciągle doskonalone przez specjalistów CMG KOMAG. Możliwe jest opracowanie aplikacji uwzględniających indywidualne oczekiwania kopalń [2].

Literatura

1. Koczvara J., Perenc B., Wieczorek K.: Wybrane problemy dotyczące bezpieczeństwa eksploatacji maszyn i urządzeń kompleksów ścianowych. Monografia pt.: „Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechanizacyjne dla górnictwa”, CMG KOMAG, 2008.

-
2. Rogala J.: Komputerowe wspomaganie ewidencji sekcji obudowy zmechanizowanej i ich elementów. Monografia pt.: „Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechanizacyjne dla górnictwa”, CMG KOMAG, 2008.
 3. Winkler T., Jaszczuk Ł., Michalak D., Rogala J.: Zastosowanie technologii RFID w udostępnianiu Dokumentacji Techniczno-Ruchowej nowej generacji. Monografia pt.: „Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechanizacyjne dla górnictwa”, CMG KOMAG, 2008.
 4. Fitowski K., Jankowski H., Jaszczuk M., Jenczmyk D., Krzak Ł., Pieczora E., Stankiewicz J., Szczurkowski M., Rogala J., Warzecha M., Worek C.: Nowoczesny sposób identyfikacji elementów sekcji obudowy ścianowej za pomocą technologii RFID. Materiały na konferencję: „Nowe trendy w budowie maszyn górniczych” Konferencja Naukowo-Techniczna, Wysowa-Zdrój, 27-28 lutego 2006 s. 37-39.
 5. Praca badawcza E/BDM-5427/OR: Badania możliwości zastosowania technologii RFID (Radio Frequency Identification) we wspomaganie prac serwisowych. CMG KOMAG, Gliwice, marzec 2008 (opracowanie wewnętrzne nie publikowane).
 6. Fitowski K., Jankowski H., Krzak Ł., Stankiewicz J., Szczurkowski M., Warzecha M., Worek C.: System identyfikacji elementów maszyn górniczych z wykorzystaniem technologii RFID. X Poznańskie Warsztaty Telekomunikacyjne, Poznań, 8-9 grudnia 2005, Materiały konferencyjne.
- Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2008 r.*
Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Prof.dr hab.inż. Antoni KALUKIEWICZ
Dr inż. Jan MARIANOWSKI
Akademia Górniczo-Hutnicza
Mgr inż. Krzysztof GREGOREK
Mgr inż. Leszek KOCOT
Mgr inż. Janusz NIECHWIADOWICZ
COMPENSUS Sp. z o.o.
Mgr inż. Piotr KIPCZAK
Akademia Górniczo-Hutnicza

Samojezdny wóz wiercąco-ładowujący dla górnictwa węglowego

Streszczenie

W artykule przedstawiono wykonywany przez firmę COMPENSUS z Bytomia, w ramach projektu celowego Ministerstwa Nauki, prototyp nowego samojezdnego wozu wiercąco-ładowującego przeznaczonego do prac w górnictwie węglowym. Szczególną uwagę zwrócono na funkcjonowanie układu hydrauliczno-mechanicznego, realizującego wyznaczone projektem funkcje.

Summary

A prototype of new self-propelled drilling-and-loading car for operations in the coal mining industry, manufactured by the COMPENSUS Company in Bytom within the targeted project of the Ministry of Higher Education, was presented in the paper. Special attention was paid to operation of hydraulic-and-mechanical system, which realizes functions determined by the project's scope.

1. Wprowadzenie

Celem artykułu jest prezentacja nowego prototypu samojezdnego wozu wiercąco-ładowującego przeznaczonego do wiercenia różnych otworów górniczych oraz załadunku urobionej skały. Wóz ten wypełni pewną lukę w zakresie mechanizacji górnictwa węglowego, szczególnie przy drażeniu wyrobisk wąskoprzodkowych.

Coraz trudniejsze warunki eksploatacji górniczej związane ze schodzeniem na coraz większe głębokości eksploatacji pokładów i związane z tym spektakularne wypadki w ostatnich latach, przy jednoczesnym nacisku na ekonomiczną stronę procesu pozyskiwania kopalin spowodowały konieczność stosowania bardzo mobilnych urządzeń wiertniczych. Wiertnicze urządzenie ładujące spełniać musi wszystkie normy bezpieczeństwa budowy przeciwwybuchowej i inne, posiadać niewielkie rozmiary, aby móc manewrować w wąskich i niskich chodnikach górniczych oraz posiadać dużą moc potrzebną do wiercenia długich otworów w najtwardszych skałach z bardzo wysoką wydajnością. Jednocześnie musi zapewnić duży komfort i wzrost bezpieczeństwa pracy załogi.

Cykl prac badawczo-rozwojowych [1, 2, 3, 4] obejmował trzy fazy.

W pierwszej fazie kolejne zadania związane były z identyfikacją, szczególnych warunków pracy konstruowanej maszyny, opracowaniem wariantów kon-

cepcji konstrukcji maszyny i w oparciu o analizę i wybór optymalnego rozwiązania, opracowanie projektu wstępnego i założeń techniczno-ekonomicznych dla nowej konstrukcji.

Realizacja tych zadań umożliwiła przejście do drugiej fazy prac związanych z opracowaniem projektu prototypu maszyny, a mianowicie opracowanie projektu wstępnego, weryfikację konstrukcji oraz stabilności statycznej i dynamicznej w oparciu o badania symulacyjne, opracowanie dokumentacji techniczno-ruchowej dla prototypu wozu i w końcu wykonanie prototypu. Ostatnia z opcji jest w tej chwili w realizacji.

Trzecia faza badań obejmować będzie zadania mające na celu weryfikację konstrukcji na podstawie badań wykonanego prototypu. Badania obejmą badania stanowiskowe u producenta maszyny, oraz badania przemysłowe w wytypowanej kopalni. Opracowanie wyników badań będzie stanowiło podstawę do weryfikacji założeń techniczno-ekonomicznych i sformułowania wytycznych dla wykonania dokumentacji technicznej i technologicznej maszyny. Równolegle z tworzeniem dokumentacji technicznej i technologicznej maszyny przeprowadzone zostaną badania zgodności rozwiązania konstrukcji z dyrektywami UE, oraz zostanie opracowana dokumentacja techniczno-ruchowa (DTR) wozu. Realizacja tych zadań umożliwi wykonanie serii próbnej maszyn i ich wdrożenie w kopalniach węglowych.

Podstawowe układy maszyny WUŁ-1 opracowane zostały w ramach kooperacji i w oparciu o założenia pierwszej fazy, z wyspecjalizowanymi firmami z branży elektrycznej oraz hydraulicznej na bazie wcześniejszej współpracy z producentem.

Realizowany prototyp urządzenia wierząco-ładującego, (rys. 1) składa się z czterech modułów, odpowiedzialnych za poszczególne zadania.

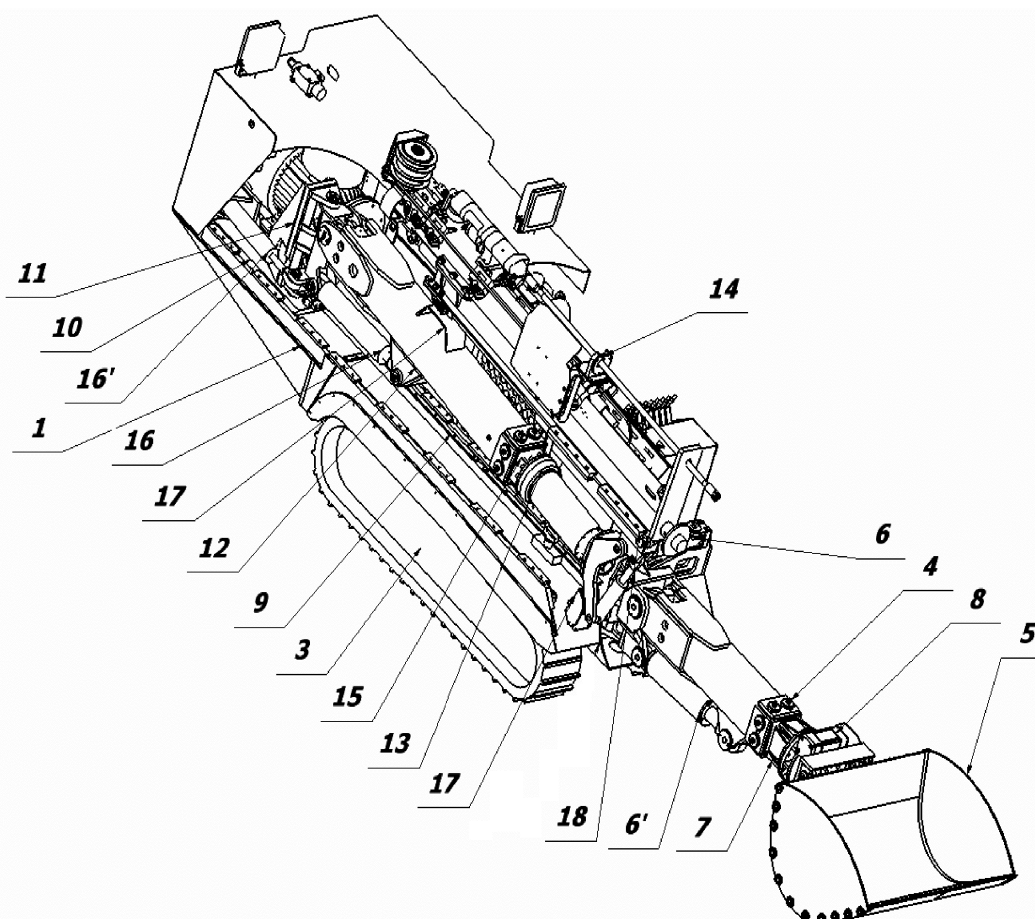
Pierwszy moduł zawiera elementy jazdy: gąsienice, ramę główną z wydzielonym stanowiskiem operatora, pulpit sterowania hydraulicznego ze wszystkimi blokami sterowniczymi oraz wyposażeniem dodatkowym.

Moduł drugi (tylni) zawiera kompletną jednostkę napędową złożoną z silnika elektrycznego oraz układu pomp hydraulicznych, układu zasilania i sterowania elektrycznego oraz zbiornika cieczy hydraulicznej. W tym module realizowana będzie diagnostyka pomiarowa parametrów pracy maszyny, i co najważniejsze, jest on ważnym elementem statycznej równowagi całego urządzenia.

Moduł trzeci i czwarty będą odpowiednio realizować prace wiercnicze i załadunkowe, zlokalizowane z przodu maszyny, pracujące w układzie wzajemnie skorelowanym, z możliwością dopasowania ich parametrów pracy do wymaganych celów produkcyjnych.

Do wszystkich prac projektowych użyte zostały metody modelowania 3D przy projektowaniu z wykorzystaniem najnowocześniejszego oprogramowania CAD i wizualizacji z wykorzystaniem modeli wirtualnych dla zapewnienia optymalnego kształtu konstrukcyjnego i rozmieszczenia elementów konstrukcyjnych maszyny ze szczególnym uwzględnieniem ergonomii obsługi oraz zastosowaniem weryfikacji wytrzymałości metodą elementów skończonych MES przy wykorzystaniu zaawansowanego oprogramowania CAE wspomagającego obliczenia inżynierskie.

Manewrowość urządzenia zapewnia jego swobodne i bezpieczne przemieszczanie się w wyrobiskach o szerokościach minimalnej 5 m, krzyżujących się pod kątem 90°.



Rys.1. Schemat blokowy urządzenia wierząco-ładującego [4]

1 – rama, 3 – podwozie gąsienicowe, 4 – wysięgnik ładowarki, 5 – łyżka, 6 – siłownik wychylenia łyżki, 6' – siłownik wysięgnika 7 – teleskop łyżki, 8 – mechanizm obrotu łyżki, 9 – prowadnica układu wierzącego, 10 – ślizgi, 11 – agregat elektryczno-hydrauliczny, 12 – wysięgnik ławety, 13 – mechanizm obrotu ławety, 14 – laweta wiercnicza, 15 – teleskop wysięgnika, 16 – siłownik podnoszenia ławety, 16' – siłownik obrotu ławety, 17 – wysięgnik ławety

2. Podstawowe dane techniczne wozu wiercąco-ładującego

Ładowarko-wiertnica WUŁ-1 jest wielofunkcyjną maszyną na podwoziu gąsienicowym. Posiada moduł wiertniczy oraz ładujący i jest przeznaczona do:

- drążenia górniczych wyrobisk korytarzowych lub komorowych nachylonych podłużnie maksymalnie do $\pm 8^\circ$ a poprzecznie maksymalnie do $\pm 4^\circ$,
- drążenia górniczych wyrobisk korytarzowych lub komorowych umożliwiających zastosowanie (MAX) odrzwi łukowych podatnych ŁP12 z kształtowników typu V o wielkościach: dla odrzwi trzyczęściowych – V25A, dla odrzwi czteroczęściowych – V29/4/A, V36/4/A, V44/4/a; wymienione typy odrzwi mają powierzchnię w świetle c-a 22 m²,
- zmechanizowanego wiercenia otworów strzałowych o średnicy od 38 mm do 51 mm i długości do 15 m w skałach o różnej wytrzymałości na ściskanie (przyjęto docelowo 150 MPa),
- ładowania urobionej skały do wozów kopalnianych, wozów odstawczych lub na środki odstawy ciągłej, tj. przenośniki zgrzeblowe lub taśmowe.

Wymiary

Długość (wysunięta prowadnica oraz wychylony maksymalnie do przodu wysięgnik) 8000 mm

Długość (wsunięta prowadnica oraz wychylony maksymalnie do tyłu wysięgnik) 6000 mm

Szerokość 1200 mm

Wysokość 2000 mm

Dane ogólne

Masa 12000 kg

Jednostkowy nacisk na spąg (max) 0,09 MPa

Długość wierconego otworu (max) 15 m

Podwozie gąsienicowe

Moc napędu 45 kW

Napięcie zasilania 500 V

Wydajność pomp hydraulicznych 100+60 dm³/min

Ciśnienie zasilania (max) 22 MPa

Czynnik roboczy HYDROL 40

Pojemność zbiorników oleju 250 dm³

Prędkość jazdy

- z modułem manipulatora wiertniczego 0÷0,5 m/s

- dla ładowarki 0÷1,0 m/s

Siła naporu 50 kN

Zespół ładujący

Pojemność czerpaka 800 dm³

Szerokość czerpaka z wysypem 1000 mm

Najniższy punkt wysypu 500 mm

Najwyższy punkt wysypu 2000 mm

Maksymalne podniesienie czerpaka 4000 mm

Manipulator wiertniczy

Mechanizm posuwu

Posuw wiertarki 2000 mm

Długość żerdzi 2435 mm

Średnica żerdzi $\varnothing 25,4$ mm

Prędkość posuwu wiertarki (max) 0÷3 m/min

Siła docisku koronki do ociosu (max) 10 kN

3. Budowa wozu wiercąco-ładującego

Ładowarko-wiertnica WUŁ-1 (rys. 2 i 3) składa się z trzech podstawowych zespołów:

- podwozia gąsienicowego,
- zespołu ładującego,
- manipulatora wiertniczego.

Podwozie gąsienicowe jest nośnikiem wszystkich zespołów roboczych ładowarko-wiertnicy i tworzą go:

- rama,
- wózki gąsienicowe,
- agregat hydrauliczny,
- układ hydrauliczny,
- wyposażenie elektryczne,
- osłona operatora,
- automatyczne urządzenie gaśnicze AUG-6.

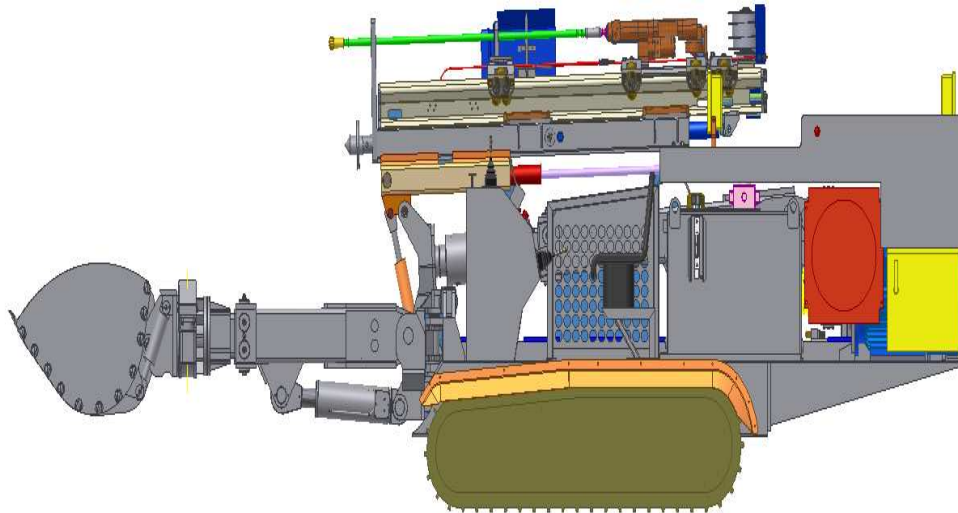
Rama jest konstrukcją spawaną, do której przytwierdzone są wózki gąsienicowe oraz na której posadowiony jest agregat hydrauliczny, układ hydrauliczny oraz wyposażenie elektryczne. Przednia część ramy jest przystosowana do mocowania zespołu ładującego, tylna część ramy posiada wsporniki do posadowienia przeciwcieżaru.

Wózek gąsienicowy składa się z ramy wózka, zespołu napędowego, zespołu do napinania łańcucha, rolek nośnych oraz łańcucha gąsienicowego. W skład zespołu napędowego wchodzi trzystopniowa przekładnia zębata, koło napędowe, silnik hydrauliczny oraz hamulec wielopłytkowy.

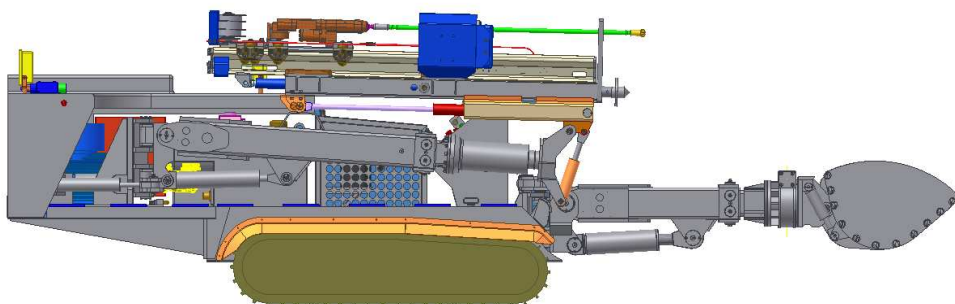
Agregat hydrauliczny wyposażony jest w dwustrumieniową pompę zespoloną napędzaną poprzez elastyczne sprzęgło silnikiem elektrycznym. Całość umocowana jest poprzecznie na tylnej części ramy. Znajduje się tutaj również zbiornik oleju z filtrem, czujnikiem poziomu oleju i czujnikiem temperatury. W górnej pokrywie zbiornika przewidziano miejsce dla fotela operatora. Z lewej strony zbiornika znajdują się rozdzielacze hydrauliczne do sterowania silnikami jazdy, natomiast z prawej strony znajdują się rozdzielacze hydrauliczne do sterowania pracą cylindrów hydraulicznych zespołu ładującego. Oba bloki rozdzielaczy wyposażone są w mechaniczne blokady dźwigni w położeniu "0". Olej schładzany jest w powietrznej chłodnicy oleju napędza-

nej silnikiem hydraulicznym. Do napełniania zbiornika olejem służy pompa skrzydełkowa. Agregat wyposażony jest w zespół odpowietrzający połączony ze zbiornikiem. W tylnej części agregatu nad pompą znajduje się zespół pomiarowo-kontrolny.

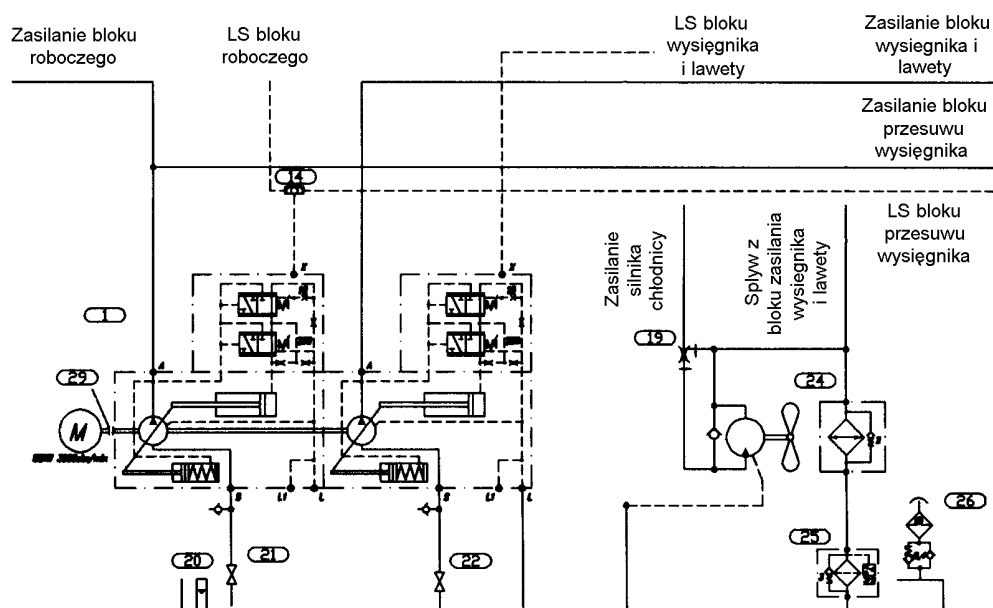
Zespół ładujący przytwierdzony do ramy podwozia gąsienicowego stanowi ładowarkę i składa się z: łyżki, układu hydraulicznego, podestu operatora. Układ hydrauliczny zespołu ładującego stanowią siłowniki hydrauliczne wyposażone w zamki hydrauliczne.



Rys.2.Wóz wierćco-ładujący – widok z lewej strony [4]



Rys.3.Wóz wierćco-ładujący – widok z prawej strony [4]



Rys.4. Układ zasilania oraz układ chłodzenia oleju wozu wierćco-ładującego [2]

Manipulator wiertniczy funkcjonujący alternatywnie z zespołem ładującym składa się z następujących podzespołów:

- zawiesia,
- zespołu wysięgnika,
- wiertarki COP1132,
- układu sterowania,
- układu hydraulicznego,
- układu wodnego,
- przeciwwagi.

Zawiesie składa się z ramy, cięgien, zaczepów oraz sworzni blokady. Rama jest konstrukcją spawaną posiadającą ucha do zamocowania zespołu wysięgnika. Zespół wysięgnika zamocowany jest obrotowo do zawiesia i służy do ustawiania prowadnicy wiertarki. Wysięgnik składa się z dwóch części: zewnętrznej – nieruchomej i wewnętrznej – ruchomej. Na łożu prowadnicy posadowiona jest przesuwnie dolnymi prowadnikami prowadnica wiertarki, w której przedniej części zabudowany jest zespół napinający, a w tylnej części jest zabudowany hydrauliczno-ciężnowy układ posuwu, który zapewnia saniom z wiertarką wymaganą prędkość i siłę posuwu. Ponadto w przedniej części kadłuba prowadnicy zabudowany jest okular stały, natomiast w środkowej części na prowadnikach zamontowany jest okular ruchomy.

4. Układ hydrauliczny

Wszystkie elementy hydrauliczne wozu zasilane są dwoma pompami zmiennego wydatku pracującymi w oparciu o układ LS (*Load Sensing*) (rys. 4).

Zastosowanie układu LS do automatycznego sterowania pracą pomp wynikało z warunków pracy, w których ma pracować wóz. Wysoka temperatura (a takiej się należy spodziewać) jest czynnikiem, który determinuje warunki pracy całego urządzenia. Stąd też dodatkowo, aby uniknąć niepotrzebnego wzrostu temperatury oleju, zastosowano bardzo wydajną powietrzną chłodnicę oleju.

Układ sterowania składa się z dwóch bloków, z których każdy steruje odrębną czynnością maszyny, tj. bloku roboczego związanego z ładowaniem i wierceniem oraz bloku odpowiadającego za prawidłowe ustawienie ławety wiertniczej (prowadnicy).

Wszystkie siłowniki hydrauliczne wyposażone są w zamki hydrauliczne. Układ roboczy sterowany jest z użyciem joysticków, gdzie na uwagę zasługuje rozwiązanie sterowania mechanizmem jazdy maszyny.

5. Podsumowanie

Niniejsze opracowanie miało za zadanie zaprezentowanie, szczególnie kadrze naukowo-technicznej oraz inżynierskiej, wozu wiercąco-ładującego o roboczej nazwie WUŁ-1. Jakkolwiek przedstawiono w miarę szczegółowe założenia odnoszące się do ogólnej koncepcji maszyny, jej napędu, rodzaju podwozia, koncepcji głównych podzespołów itp., tym niemniej z uwagi na szczupłość miejsca nie przedstawiono innych, nie mniej interesujących, aspektów skonstruowanego i aktualnie wykonywanego urządzenia wiercąco-ładującego. Koniec prac montażowych przewidywany jest na miesiąc wrzesień 2008.

Literatura

1. Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 1 – Badania modelowe i określenie warunków pracy urządzenia wiercąco-ładującego, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, wrzesień 2007 (nie publikowana).
2. Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 2 – Badania modelowe mocy układu napędowego urządzenia wiercąco-ładującego. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, wrzesień 2007 (nie publikowana).
3. Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 3 – Badania modelu układu sterowania urządzenia wiercąco-ładującego. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, wrzesień 2007 (nie publikowana).
4. Kalukiewicz A., Marianowski J.: Opracowanie konstrukcji, wykonanie i badania prototypowego samojezdnego wozu wiercąco-ładującego WUŁ-1 do pracy w podziemnych kopalniach węgla kamiennego. Zadanie 4 – Opracowanie projektu wstępnego urządzenia wiercąco-ładującego. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, październik 2007 (nie publikowana).

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Dr inż. Krzysztof NIEŚPIAŁOWSKI
Mgr inż. Tomasz JASIULEK
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Koncepcja pneumatyczno-hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej

Streszczenie

W artykule przedstawiono ideę konstrukcji oraz zasadę działania wiertarki obrotowo-udarowej zasilanej emulsją olejowo-wodną. Wiertarka przeznaczona jest do wiercenia otworów kotwowych w podziemnych wyrobiskach górniczych. Urządzenie przystosowane jest do pracy ręcznej z wykorzystaniem podpórki hydraulicznej z mechanicznym przedłużeniem. Takie rozwiązanie zmniejsza gabaryty urządzenia i wiąże się z łatwiejszym jego transportem.

Summary

Design and principal of operation of rotary-and-percussive drill supplied with oil-and-water emulsion were presented in the paper. The drill is designed to drill the bolt holes in underground mine workings. The device is adapted to manual operation with the use of hydraulic support with mechanical extension. Such solution reduces device's dimensions and makes its transportation easier.

1. Wprowadzenie

W opracowaniu przedstawiono ideę konstrukcji oraz zasadę działania wiertarki obrotowo-udarowej zasilanej emulsją olejowo-wodną. Wiertarka przeznaczona jest do wiercenia otworów kotwowych w podziemnych wyrobiskach górniczych. Wiercenie sposobem obrotowo-udarowym charakteryzuje się przekazywaniem energii uderzenia na narzędzie oraz skałę zachowując ciągle obrót narzędzia [1]. Urządzenie posiada napęd hydrauliczny, związany z przekładnią zębatą mechanizmu obrotu oraz mechanizmem korbowo-wodzikowym uderzenia. Energia uderzenia przekazywana jest na drodze pneumatycznej. W konstrukcji przewidziano możliwość odłączenia mechanizmu uderzenia, dzięki czemu urządzenie może służyć jako typowa wiertarka obrotowa, kotwiarka lub zakrętak.

Urządzenie przystosowane jest do pracy ręcznej z wykorzystaniem podpórki hydraulicznej z mechanicznym przedłużeniem. Takie rozwiązanie zmniejsza gabaryty urządzenia i wiąże się z łatwiejszym jego transportem.

2. Aktualny stan techniki

W polskim górnictwie węgla kamiennego, rud oraz górnictwie surowców skalnych, wykorzystywane są wiertarki oraz wiertarko-kotwiarki zasilane energią elektryczną, sprężonego powietrza oraz hydrauliczną. W przypadku urządzeń zasilanych hydraulicznie, prym wiodą takie firmy jak Atlas Copco, Tamrock, Ingersoll-Rand, JCB. Cieczą hydrauliczną wykorzystywaną jako nośnik energii jest praktycznie w 100% olej mineralny. Wśród polskich producentów urządzeń wierniczych można zauważyć między innymi, takie firmy jak: Fasing-Moj z Katowic, ZMUW Sosnowiec, OMAG Oświęcim.

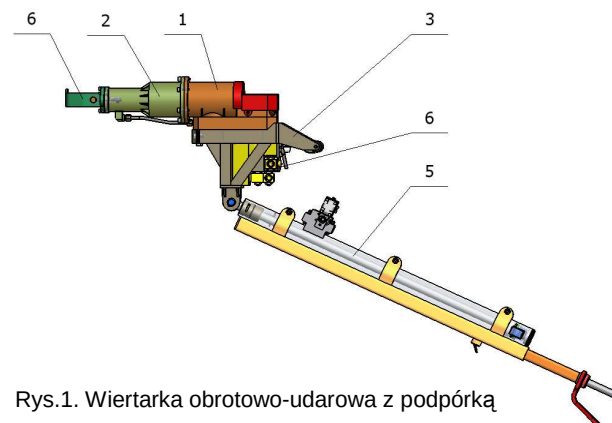
Producenci ci oferują szeroką gamę produkowanych przez siebie wyrobów, z których większość zasilanych jest sprężonym powietrzem lub olejem mineralnym.

Proponowane przez autorów rozwiązanie charakteryzuje się wykorzystaniem energii medium hydraulicznego oraz sprężonego powietrza w jednym urządzeniu.

3. Budowa wiertarki obrotowo-udarowej

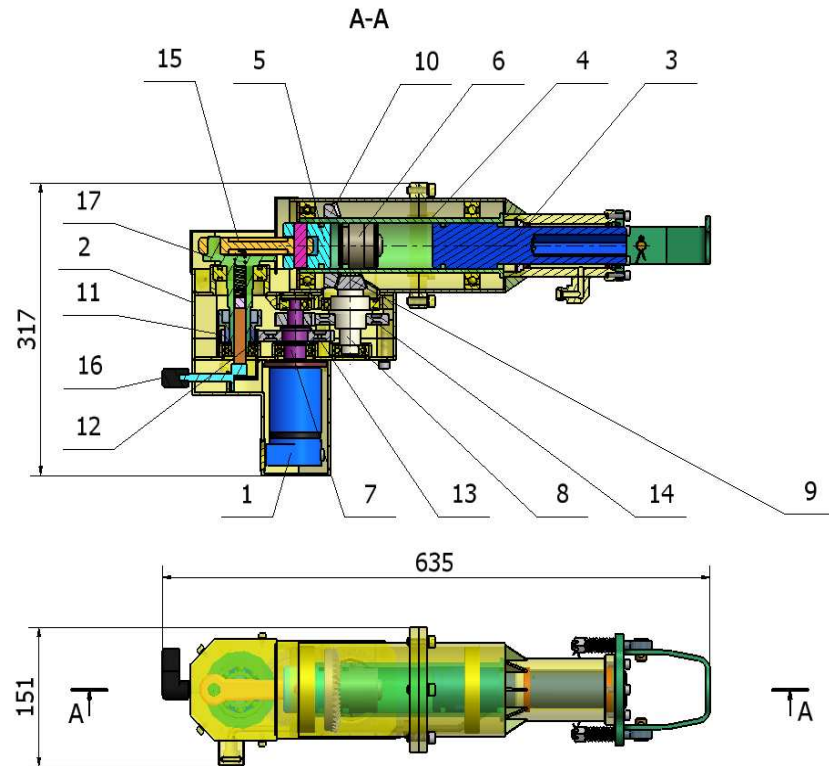
Hydrauliczno-pneumatyczna wiertarka obrotowo-udarowa zbudowana jest z następujących podstawowych podzespołów:

- mechanizm obrotowo-udarowy,
- płuczka wodna,
- uchwyt,
- zawór,
- podpórka hydrauliczna,
- trzymak żerdzi.

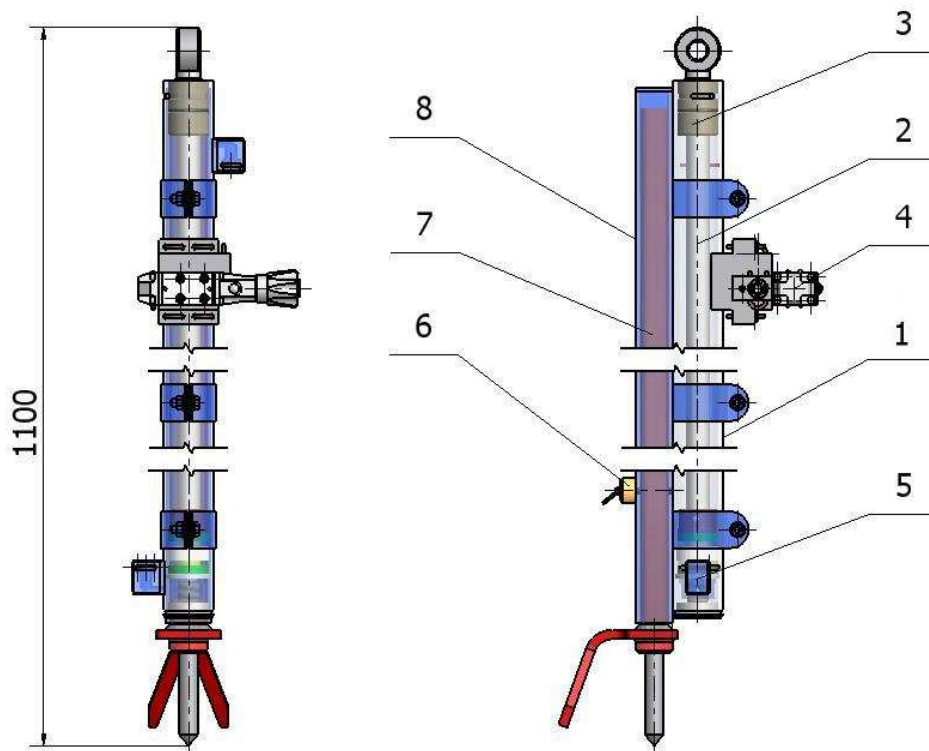


Rys.1. Wiertarka obrotowo-udarowa z podpórką

1 – mechanizm obrotowo-udarowy, 2 – płuczka wodna, 3 – uchwyt mocujący, 4 – zawór uruchamiający, 5 – podpórka, 6 – trzymak żerdzi



Rys.2. Hydrauliczno-pneumatyczny mechanizm obrotowo-udarowy
 1 – silnik, 2 – korpus, 3 – uchwyt żerdzi, 4 – cylinder, 5 – tłok, 6 – bijak, 7,8 – wały,
 9÷14 – koła zębate, 15 – korbówód, 16 – przełącznik uderu, 17 – tarcza,



Rys.3. Podpórka hydrauliczna
 1 – rura cylindra, 2 – tłoczek z tlokiem, 3 – dławnica, 4 – rozdzielacz sterujący,
 5 – przyłącze, 6 – blokada wysuwu, 7 – rura wewnętrzna, 8 – rura zewnętrzna

3.1. Mechanizm obrotowo-udarowy

Elementem napędzającym mechanizm obrotowo-udarowy jest hydrauliczny silnik gerotorowy [2], przystosowany do zasilania olejem mineralnym lub emulsją olejowo-wodną. Zastosowanie tego typu silnika pozwala na zmianę kierunku obrotów wału, co przyczynia się do wszechstronności rozwiązania. Napęd z wału silnika hydraulicznego przekazywany jest przez dwie pary kół zębatych na cylinder (poz. 4) i dalej uchwyt żerdzi (poz. 3). Równocześnie, za pomocą kolejnej pary kół zębatych, przekazywany jest napęd na układ korbowo-wodzikowego napędzającego tłok (poz. 5) mechanizmu uderu. Dzięki odpowiednim przełożeniom kół zębatych, urządzenie będzie miało możliwość wiercenia z obrotami do 300 min^{-1} i z częstotliwością uderów do 3000 min^{-1} . Do tarczy układu korbowo-wodzikowego dodatkowo został wprowadzony zespół elementów odpowiadający za włączenie bądź wyłączenie uderu wiertarki.

Przybliżony wykaz zależności prędkości obrotowej żerdzi oraz częstotliwości uderów od liczby obrotów silnika

Tabela 1

Prędkość obrotowa silnika [min^{-1}]	Prędkość obrotowa żerdzi [min^{-1}]	Częstotliwość uderów [min^{-1}]
min 40	8	80
200	40	400
500	100	1000
800	160	1600
1200	240	2400
max 1500	300	3000

3.2. Płuczka wodna

Płuczka wodna, składa się z korpusu, w którym zabudowano uszczelnienia typu Mupu. Z jednej strony uszczelnienie zamknięte jest pierścieniem dociskowym i zabezpieczone pierścieniem osadczym. Druga strona powiązana jest z trzymakiem żerdzi, w której znajduje się dodatkowe uszczelnienie typu WypeRing.

3.3. Uchwyt

Uchwyt przewidziany jest do posadowienia w nim mechanizmu obrotowo-udarowego i połączenia go z podpórką hydrauliczną. W dolnej części uchwytu znajduje się podwójne ucho, do którego za pomocą sworznia mocowany będzie cylinder podpórki.

3.4. Zawór uruchamiający

Do włączenia mechanizmu wiertarki zastosowano zawór uruchamiający. Operator za pomocą dźwigni zabudowanej w uchwycie mocującym, przesuwając suwak, który zapewnia doprowadzenie medium roboczego pod ciśnieniem do silnika hydraulicznego.

3.5. Podpórka hydrauliczna z mechanicznym przedłużeniem

Wiertarka przystosowana jest do pracy ręcznej z wykorzystaniem podpórki hydraulicznej. Podpórka

wykonana jest w formie cylindra hydraulicznego, przymocowanego do rury o przekroju prostokątnym $60 \times 40 \text{ mm}$ stanowiącej jego mechaniczne przedłużenie. Cylinder zasilany jest z magistrali emulsji olejowo-wodnej. Podstawowymi elementami podpórki są:

- rura cylindra,
- tłoczek wraz z tłokiem i ostrogą,
- dławnica,
- rozdzielacz sterujący,
- przyłącze,
- blokada wysuwu,
- rura wewnętrzna,
- rura zewnętrzna.

Konstrukcja podpórki jest połączeniem typowego rozwiązania jak dla cylindrów hydraulicznych z mechanizmem ręcznego przedłużenia. Podpórka ma za zadanie nie tylko zapewnienie ruchu posuwisto-zwrotnego z zabudowy stałej, ale także (przez docisk) ma zapewnić odpowiednią szybkość wiercenia otworu. Na rurze cylindra umocowany jest kolektor zasilający, na którym zabudowano rozdzielacz sterujący, umożliwiający operatorowi wiertarki odpowiedni dobór prędkości posuwu cylindra, po uprzednim jego podparciu na spągu. Medium hydrauliczne pod ciśnieniem doprowadzone jest do kolektora zasilającego. Z kolektora wyprowadzono dwa przewody hydrauliczne służące do bezpośredniego zasilania wiertarki obrotowo-udarowej. Przewód ciśnieniowy prowadzi do zaworu uruchamiającego, a spływowy bezpośrednio do kolektora.

Przedłużenie mechaniczne realizowane jest poprzez wysuw rury wewnętrznej i następnie jej zablokowanie względem rury zewnętrznej. Rura wewnętrzna zakończona jest ostrogą natomiast rura zewnętrzna połączona jest z cylindrem hydraulicznym za pomocą skręcanych obejm. Całkowity wysuw podpórki wynosi 1370 mm (640 mm mechanicznie, 730 mm hydraulicznie).

3.6. Trzymak żerdzi

Zadaniem trzymaka jest zabezpieczenie przed przypadkowym wysuwem żerdzi z gniazda łącznika. W celu wyciągnięcia żerdzi należy odchylić uchwyt ku górze. Wykorzystane w konstrukcji sprężyny mają za zadanie uniemożliwić samoistne otwarcie uchwytu. Trzymak żerdzi jest połączony śrubami z płuczka wodną.

4. Charakterystyka techniczna

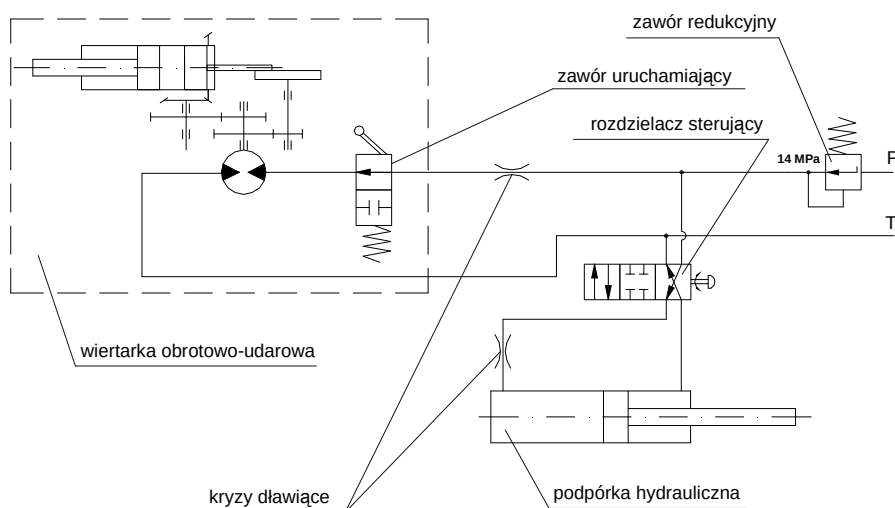
Po przeprowadzonej analizie stanu techniki, jak również podczas prac koncepcyjnych, przedstawiona na rysunku 1 pneumatyczno-hydrauliczna wiertarka obrotowo-udarowa z podpórką powinna cechować się następującymi parametrami:

Wyszczególnienie	Wymiar	Wielkość
Orientacyjna masa wiertarki z podpórką i uchwytem mocującym	kg	50
Orientacyjna masa wiertarki	kg	24
Orientacyjna masa podpórki	kg	22
Orientacyjna całkowita długość z podpórką	mm	1480
Orientacyjna długość z łącznikiem żerdzi bez podpórki	mm	640
Skok	mm	1370
Medium robocze	Ciecz typu HFA	
Ciśnienie zasilania (w zależności od zastosowanego silnika)	MPa	14-16
Wymagana filtracja	μm	25
Chłonność wiertarki	dm^3/min	max 20
Częstotliwość uderzeń	min^{-1}	max 3000
Energia uderu	J	max 28
Prędkość obrotowa żerdzi	min^{-1}	0÷300
Kąt wiercenia	stopnie	0÷90
Średnica wierconego otworu	mm	max 42
Ilość wody płuczkowej	dm^3/min	5

6. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza literaturowa pozwala na stwierdzenie, że przedstawiona w koncepcji wiertarko-kotwiarka obrotowo-udarowa (choć oparta na budowie podobnych tego typu urządzeń) będzie prototypem urządzenia zasilanego niskoprocentową emulsją olejowo-wodną. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że energia uderu powinna być porównywalna do energii uderu wiertarek WUP-22 firmy FASING-MÓJ [5].

Na podstawie obliczeń można również stwierdzić, że ruch powrotny bijaka będzie odbywał się na zasadzie podciśnienia powstającego w komorze roboczej podczas wycofywania się tłoka i wspomagany dodatkowo chwilową siłą pochodzącą od zderzenia bijaka z narzędziem, nadając bijakowi pewną prędkość zwrotną [3,4]. Dzięki zastosowaniu wyłącznika uderu, istnieje możliwość wykorzystania urządzenia jako zakrętaka lub typowej wiertarki obrotowej, co stwarza go urządzeniem wielofunkcyjnym.



Rys.4. Schemat hydrauliczny wiertarki obrotowo-udarowej z podpórką

5. Sterowanie

Schemat hydrauliczny wiertarki obrotowo-udarowej z podpórką przedstawiony jest na rysunku 4. Sterowanie odbywa się za pomocą:

- rozdzielacza sterującego, zabudowanego na cylindrze podpórki (ruchy posuwisto-zwrotne podpórki, umożliwiające podnoszenie i opuszczanie wiertarki oraz wywieranie nacisku ostrzy koronki wiertniczej na dno wierconego otworu),
- zaworu uruchamiającego (skierowanie strumienia medium roboczego do silnika hydraulicznego).

Literatura

1. Bęben A.: Technika wiertnicza w odkrywkowym górnictwie skalnym. Katowice 1992.
2. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn, Warszawa 1998.
3. Czystek Z.: Narzędzia z napędem pneumatycznym. Cz. 2 „Hydraulika i Pneumatyka” nr 6, 2002.
4. Czystek Z.: Narzędzia z napędem pneumatycznym. Cz. 3 „Hydraulika i Pneumatyka” nr 1, 2003.
5. www.moj.com.pl, Katalog wiertarek uderowych firmy Fasing-Mój.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Prof. dr hab. inż. Teodor WINKLER
Dr inż. Dariusz MICHALAK
Mgr inż. Łukasz JASZCZYK
Mgr inż. Joanna ROGALA
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Udostępnianie Dokumentacji Techniczno-Ruchowej nowej generacji przy użyciu technologii RFID

Streszczenie

W artykule przedstawiono możliwości połączenia technologii RFID (Radio Frequency Identification) oraz Interaktywnej Dokumentacji Techniczno-Ruchowej (IETM – Interactive Electronic Technical Manual). Dzięki zastosowaniu technologii RFID możliwa jest jednoznaczna identyfikacja obiektu oraz dostarczenie zasobów wiedzy skojarzonych z danym podzespołem maszyny. Celem prowadzonych prac jest poszerzenie oferty CMG KOMAG w zakresie wykorzystania technologii RFID o nowe rozwiązania wspomagające udostępnianie wiedzy w miejscu pracy.

Summary

The possibilities of combining RFID (Radio Frequency Identification) technology with IETM (Interactive Electronic Technical Manual) were presented in the paper. Due to the use of RFID technology, an unambiguous identification of an object and supply of knowledge resources associated with a given subsystem of machine are possible. Extension of KOMAG's offer as regards the use of RFID technology by the new solutions, which aid making the knowledge available at the workplace, is the objective of realized projects.

1. Wstęp

Dzięki zastosowaniu metod CAD w projektowaniu i technologii CAM w wytwarzaniu, procesy projektowania i wytwarzania maszyn górniczych są coraz to krótsze. Przez to coraz mniej czasu pozostaje na poznanie konstrukcji nowej maszyny przez jej przyszłych operatorów i ekipy odpowiedzialne za utrzymanie ruchu. Istniejące ośrodki szkoleniowe nie dysponują najnowszymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi maszyn, co powoduje, że oferowane przez nie programy szkoleniowe szybko ulegają starzeniu.

Pomimo postępu, jaki dokonał się w mechanizacji prac górniczych, w dalszym ciągu istnieje znaczna grupa prac manualnych, które wymagają koordynacji wzrokowo-ruchowej, spostrzegawczości oraz koncentracji i podzielności uwagi. W procesie szkolenia należy, zatem zwrócić uwagę na nabywanie umiejętności manualnych. Możliwe jest to poprzez bezpośredni kontakt z obiektami rzeczywistymi, na których wykonywane są czynności manualne w określonej kolejności. Mogą to być: montaż i demontaż elementów mechanicznych, elektrycznych, elektronicznych, hydraulicznych, pneumatycznych. Mogą to być również czynności obsługowe maszyn, takie jak: przeglądy, kontrola poprawności montażu, otwieranie i zamykanie zaworów, pokryw itd. Rozwój nowoczesnych technologii, jaki obserwujemy w ostatnich latach pozwala na wykorzystanie w procesie szkolenia metod, które znaczenie zwiększają efektywność i atrakcyjność szkoleń.

2. Udostępnianie wiedzy eksploatacyjnej z wykorzystaniem technologii RFID

2.1. Technologia RFID

RFID jest to metoda służąca do identyfikacji obiektów oznakowanych transponderami (znacznikami zawierającymi unikalny numer inwentarzowy) za pośrednictwem sygnału radiowego.

Transponder RFID zbudowany jest z elektronicznego chipu z pamięcią oraz miniaturowej anteny. Jeżeli identyfikator występuje w postaci tagu/transpondera, to elementy te są zatopione w odpowiednim podłożu, a sam tag ma postać prostopadłościanu, krążka czy też karty, wykonanych najczęściej z plastiku.

W przypadku etykiet, chip z anteną zatopiony jest na cienkiej folii, która z kolei łączona jest z wierzchnią warstwą etykiety. Pojemność pamięci identyfikatora to od kilkudziesięciu bitów do kilku tysięcy bitów. Z reguły kilkadziesiąt lub kilkaset bitów jest wystarczającą wielkością w większości aplikacji.

W chwili, gdy transponder znajdzie się w polu elektromagnetycznym generowanym przez czytnik, następuje odczyt i rejestracja numeru identyfikacyjnego. Etykiety RFID to w istocie funkcjonalny odpowiednik kodów paskowych, ale implementowany za pomocą niedrogich układów scalonych i anten radiowych.

Każdy system składa się z trzech podstawowych elementów (rys. 1):

- identyfikatorów – elementy zbudowane z elektronicznych chipów z pamięcią oraz miniaturowej anteny,
- czytników – urządzenia nadawczo-odbiorcze, wysyłające lub odbierające wiązkę promieniowania elektromagnetycznego odpowiednio zakodowaną, zapisując lub odczytując w ten sposób dane,
- oprogramowania: komunikacyjnego i użytkowego – oprogramowanie komunikacyjne odpowiada za transmisję oraz identyfikację tagów oraz oprogramowanie użytkowe, będące aplikacją o określonej funkcjonalności, odpowiadające za wymianę, gromadzenie i przetwarzanie danych.



Rys.1. Elementy systemu RFID [1]

Podstawową zaletą RFID, jest brak konieczności bezpośredniego kontaktu transpondera oraz czytnika, dzięki czemu tag może być schowany w opakowaniu produktu i tym samym być chroniony przed oddziaływaniem wilgoci, różnic temperatur, zabrudzenia lub uszkodzeń mechanicznych. Technologia RFID zapewnia tak zwaną „technikę antykolizyjną”, która umożliwia odczytywanie informacji z większej liczby transponderów jednocześnie (np. przy przejechaniu z wózkiem pełnym zakupów). Realizacja powyższej operacji jest możliwa, ponieważ każdy transponder spełniający normę ISO-15693 (Karty i etykiety inteligentne) posiada unikalny, jednorazowy numer (identyfikator). Cała operacja odczytu informacji ze znacznika trwa tylko ułamek sekundy, tym samym identyfikacja kilkunastu a nawet kilkudziesięciu transponderów jest szybka i bezproblemowa. Tylko w 2006 r. na całym świecie sprzedano ponad miliard etykiet RFID, a do 2016 r. liczba ta może zwiększyć się ponad 500 razy.

Przykładem wykorzystania technologii RFID w górnictwie może być system identyfikacji opracowany przez CMG KOMAG przy udziale ZUE ELSTA oraz Politechniki Śląskiej i Akademii Górniczo-Hutniczej [2]. Pojawienie się nowoczesnej technologii znakowania

elementów RFID (Radio Frequency Identification) umożliwiło stworzenie systemu identyfikacji elementów maszyn górniczych, który w znacznym stopniu automatyzuje pracę użytkownika systemu. Zbierane informacje są bezpiecznie przechowywane i aktualizowane, zaś skuteczność identyfikacji dużo jest większa niż w dotychczas stosowanych metodach.

2.2 Wykorzystanie technologii RFID w udostępnianiu wiedzy

Jednym z zastosowań technologii RFID może być jej wykorzystanie w procesie serwisowania maszyn i urządzeń oraz jako elementu wspomagania szkolenia pracowników.

Wykorzystanie RFID w połączeniu z interaktywną dokumentacją techniczno-ruchową pozwala na efektywne przeglądanie informacji w niej zawartych, bez konieczności jej ręcznego przeszukiwania. Serwisant zbliża czytnik RFID do elementu, a system kojarzy numer pobrany ze znacznika z informacjami zawartymi w interaktywnej dokumentacji techniczno-ruchowej [3]. Procedury serwisowe opisujące czynności montażu, demontażu, rysunki, a także zbiór informacji praktycznych zgromadzonych w wyniku wywiadów z serwisantami, to elementy systemu, które pozwalają na zwiększenie efektywności pracy serwisantów.

W Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii przeprowadzono prace badawcze mające na celu określenie możliwości stosowania technologii RFID w procesie udostępniania zasobów wiedzy eksploatacyjnej w miejscu pracy [4]. Próby stanowiskowe zastosowania technologii RFID przeprowadzono dla dwóch typów maszyn: kombajnu chodnikowego i ścianowego. Transpondery RFID zostały oznaczone tak, aby umożliwić ich prawidłowe zamocowanie na wybranych podzespołach maszyny. Każdy z transponderów RFID generuje własny, unikatowy identyfikator. Opracowano interfejs, który łączy dane odczytane z identyfikatorów ze środowiskiem elektronicznej DTR wybranych maszyn.

Przeprowadzone testy potwierdziły przydatność technologii RFID do wspomagania wyszukiwania informacji w elektronicznych dokumentacjach techniczno-ruchowych maszyn. Proponowana technologia to rozwiązanie przyszłościowe (w porównaniu do dotychczasowych metod identyfikacji obiektów – kody paskowe itd.), która może znaleźć zastosowanie w górnictwie. Opracowany system pozwala na kojarzenie identyfikatora z odpowiednią informacją w elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej (rys. 2).

2.3. Konfiguracja stanowiska szkoleniowego

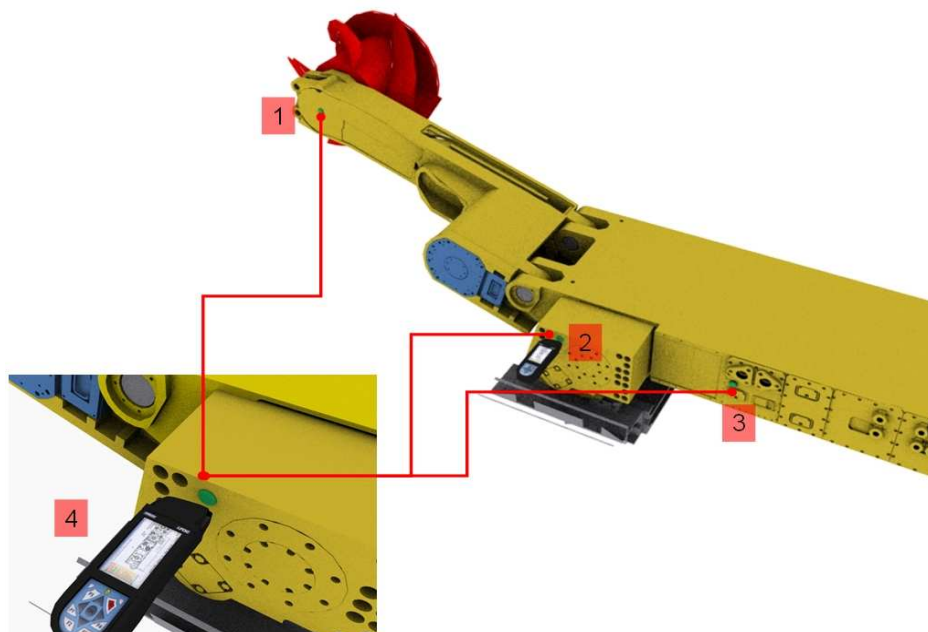
Poniżej przedstawiono przykładowe stanowisko szkoleniowe dla kombajnu ścianowego (rys. 3). Każdy

system składa się z trzech podstawowych elementów: identyfikatorów (1, 2, 3) czytnika (4) i oprogramowania.

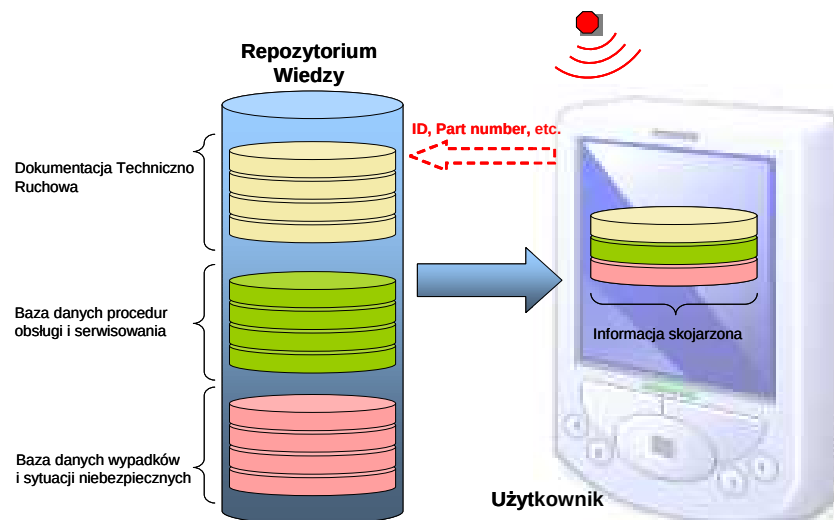
Na maszynie w charakterystycznych miejscach umieszcza się transpondery RFID.



Rys.2 Próby stanowiskowe zastosowania technologii RFID do wyświetlania informacji zawartej w IETM



Rys.3. Przykładowa konfiguracja stanowiska dla kombajnu ścianowego



Rys.4. Schemat idei udostępniania wiedzy eksploatacyjnej przy użyciu RFID

Pracownik podchodząc do wybranego transpondera z czytnikiem RFID zamontowanym na komputerze klasy PDA (Personal Digital Assistant), dokonuje odczytu identyfikatora. Poprzez identyfikator, następuje identyfikacja wybranej części maszyny z repozytorium wiedzy elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej (rys. 4). Na ekranie przenośnego komputera PDA wyświetla się zawartość dokumentacji dla wybranego elementu, obejmującą np.: katalog części, model 3D, rysunek lub treść instrukcji montażu/demontażu.

Innym zastosowaniem technologii RFID może być szkolenie nowych pracowników w zakresie obsługi i usuwania awarii bezpośrednio w miejscu pracy. Przeprowadzanie szkoleń bezpośrednio na obiekcie rzeczywistym wydatnie wspomaga proces uczenia i utrwalania zdobytej wiedzy. Dzięki zastosowaniu interaktywnej dokumentacji techniczno-ruchowej pracownik jest w stanie poznać budowę i zasadę działania poszczególnych podzespołów bez konieczności demontowania elementów maszyny.

3. Wnioski

Propozycja połączenia elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej z automatyczną identyfikacją zespołów maszyn pozwala na eliminację błędów spowodowanych ich niewłaściwym rozpoznaniem, a przez to może skrócić czas usuwania awarii. Technologia RFID może być zastosowana do:

- wspomagania procesu szkolenia – wyświetlanie informacji dotyczących zasady działania lub sposobu demontażu,
- określania zespołów uszkodzonych wraz z podaniem szczegółowych parametrów identyfikujących element – jest to szczególnie przydatne w przypadku, gdy każdy egzemplarz maszyny przygotowywany jest indywidualnie i może różnić się szczegółami budowy,
- jednoznacznej identyfikacji zespołów maszyn oraz połączonych z nimi informacji serwisowych (narzędzia pomocnicze, instrukcje demontażu itd.).

Wszystkie przedstawione propozycje zastosowania opierają się na jednoznacznej identyfikacji elementów maszyn. Dotychczas identyfikacja ta była utrudniona ze względu na dużą liczbę odmian konstrukcyjnych (nawet jeden model kombajnu może występować w kilku odmianach dostosowanych do wymagań konkretnej kopalni). Błędna identyfikacja elementu np. przeznaczonego do wymiany może wydłużyć czas

operacji, a w ekstremalnym przypadku spowodować niewłaściwe działanie maszyny – gdy element zostanie zastąpiony niewłaściwym.

Podczas prób stanowiskowych oprócz niewątpliwych zalet stosowania technologii RFID zidentyfikowano także szereg ograniczeń związanych z zastosowaniem w warunkach górniczych.

Bezpośrednie sąsiedztwo dużych elementów metalowych znacznie ogranicza zasięg pasywnych transponderów RFID – do odczytu konieczne jest zbliżenie na odległość około 1 cm. Rozwiązaniem tego problemu może być zastosowanie transponderów aktywnych (z własnym zasilaniem), które pozwalają na identyfikację i odczyt z odległości od kilku do kilkunastu metrów – w tym przypadku może pojawić się jednak problem jednoznacznej identyfikacji obiektu. W przypadku zastosowania transponderów aktywnych może dochodzić do jednoczesnego odczytu z kilku transponderów jednocześnie.

Wybór rodzaju zastosowanych transponderów oraz czytników w dużej mierze uwarunkowany – ograniczony jest wymaganiami związanymi z pracą w atmosferze wybuchowej.

Literatura

1. Control Engineering nr 10 (23), grudzień 2005, s.18-28.
2. Fitowski K., Jankowski H., Jaszcuk M., Jenczmyk D., Krzak Ł., Pieczora E., Stankiewicz J., Szczurowski M., Rogala J., Warzecha M., Worek C.: Nowoczesny sposób identyfikacji elementów sekcji obudowy ścianowej za pomocą technologii RFID. Materiały na konferencję: „Nowe trendy w budowie maszyn górniczych”, Konferencja Naukowo-Techniczna, Wysowa-Zdrój, 27-28 lutego 2006 s. 37-39.
3. IAMTECH (Increasing the Efficiency of Roadway Drivages through the application of Advanced Information, Automation and Maintenance Technologies). RFCS Coal RTD Programme, Contract No. RFC-CR-04001.
4. Praca badawcza E/BDM-5427: Badania możliwości zastosowania technologii RFID (Radio Frequency Identification) we wspomaganiu prac serwisowych. CMG KOMAG, Gliwice, marzec 2007 (Opracowanie wewnętrzne nie publikowane).

*Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2008 r.
Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora*

Dr inż. Andrzej FIGIEL
Dr inż. Marek DUDEK
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Inż. Bożena PUCHAŁA
REMAG S.A.

Wykorzystanie programu PRO-M do oceny zagrożenia zapłonem maszyn przeznaczonych do pracy w strefach zagrożonych wybuchem

Streszczenie

W artykule omówiono moduł programu komputerowego PRO-M wspierający prowadzenie i dokumentowanie oceny ryzyka przy projektowaniu maszyn przeznaczonych do pracy w strefach zagrożonych wybuchem. Przedstawiono założenia do modułu, omówiono jego strukturę, podano przykład praktyczny jego wykorzystania w odniesieniu do typowej maszyny górniczej pracującej w atmosferze wybuchowej, jaką jest kombajn chodnikowy.

Summary

The module of PRO-M software, which aids conducting and making documentation of risk assessment during designing of machines for operation in the areas of explosion hazard, was discussed in the paper. The assumptions for module were presented, its structure was discussed and practical example of its use as regards a typical mining machine operating in explosive atmosphere, which is a roadheader, was given.

1. Wstęp

Zgodnie z obowiązującym w Unii Europejskiej prawem, producenci maszyn, w fazie projektowania, muszą przeprowadzić ocenę ryzyka w celu wykazania zgodności rozwiązań technicznych oraz przyjętych środków ochronnych z wymaganiami bezpieczeństwa zawartymi w dyrektywach i zharmonizowanych z nimi normach. W związku z tym, bardzo ważną sprawą jest dostarczenie projektantom maszyn narzędzi komputerowych wspomagających prowadzenie i dokumentowanie oceny ryzyka. Takie narzędzie w postaci oprogramowania zostało opracowane w ramach projektu badawczego „Narzędzia metodyczne wspierające ocenę ryzyka w procesie projektowania maszyn” (PRO-M), koordynowanego przez CIOP-PIB.

CMG KOMAG, jako jeden z konsorcjantów projektu uczestniczył m.in. w opracowaniu modułu do oceny zagrożenia zapłonem maszyn pracujących w atmosferze potencjalnie wybuchowej, w odniesieniu do których ma zastosowanie dyrektywa 94/9/WE ATEX. Moduł wykonany na podstawie algorytmu przygotowanego przez CMG KOMAG został zweryfikowany przez partnera przemysłowego w projekcie – firmę REMAG S.A., producenta kombajnów chodnikowych. Moduł ten umożliwia przeprowadzenie oceny ryzyka dowolnej maszyny przeznaczonej do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem oraz dokumentowanie jej wyników.

Wykorzystanie programu PRO-M przyczynia się do udoskonalenia metodyki projektowania, przy jednoczesnym obniżeniu jego kosztów.

Jak już wcześniej wspomniano w odniesieniu do maszyn przeznaczonych do stosowania w strefach zagrożonych wybuchem gazów i/lub pyłów oraz mgieł, ma zastosowanie Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 23 marca 1994 r. nr 94/9/WE (ATEX) [1], wdrożona rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. (Dz.U. z 2005 r. nr 263, poz. 2203) [2].

Głównym celem dyrektywy 94/9/WE jest zagwarantowanie swobodnego przepływu wyrobów, które zapewniają wysoki stopień ochrony przeciwybuchowej. Jednym z elementów prowadzących do osiągnięcia tego celu jest konieczność dokonywania oceny ryzyka wyrobów w fazie ich projektowania. Ocena ryzyka to narzędzie umożliwiające określenie poziomu ryzyka w sposób jakościowy i ilościowy. Wyniki rzetelnie i kompetentnie przeprowadzonej oceny ryzyka stwarzają podstawę doskonalenia wyrobu oraz, poprzez dostarczenie dowodów zgodności z wymaganiami zasadniczymi dyrektyw, stanowią jeden z najważniejszych etapów projektowania, poprzedzający wystawienie deklaracji zgodności WE i oznaczenia wyrobu znakiem CE.

Ze względu na fakt, że zdecydowana większość maszyn górniczych jest przeznaczona do pracy w kopalniach węgla kamiennego, w których występuje zagrożenie wybuchem metanu i pyłu węglowego, w dalszej części artykułu omówiono założenia do modułu programu komputerowego wspomagającego ocenę zagrożenia zapłonem oraz przykład praktyczny takiej oceny kombajnu chodnikowego.

2. Ocena zagrożenia zapłonem

Wszystkie maszyny, urządzenia, ich zespoły i podzespoły a nawet części przeznaczone do stosowania w atmosferze potencjalnie wybuchowej, niezależnie od ich rodzaju i procedur oceny zgodności, jakie mają wobec nich zastosowanie, powinny być poddane formalnej, udokumentowanej analizie i oszacowaniu ryzyka.

Obowiązkiem producenta takiego wyrobu jest przeprowadzenie oceny ryzyka oraz zachowanie jej wyników w postaci dokumentu oceny zagrożenia zapłonem. Dokument taki, zgodnie z normą PN-EN 13463-1:2003 (pkt. 5.2.1), powinien zawierać co najmniej:

- informacje o przeznaczeniu wyrobu,
- opis techniczny wyrobu,
- ocenę zagrożenia zapłonem.

Dokument ten wraz z dokumentacją techniczną maszyny powinien być zdeponowany w wybranej jednostce notyfikowanej (wymóg obligatoryjny) w celu ewentualnego wykorzystania przez organ nadzoru rynku, np. podczas ustalania przyczyn wypadku. Jednostka notyfikowana nie weryfikuje sposobu oraz wyników analizy ryzyka.

Celem oceny zagrożenia zapłonem przeprowadzanej przez producenta jest zidentyfikowanie oraz określenie:

- wszystkich potencjalnych źródeł zapłonu,
- środków, które powinny być zastosowane w celu zapewnienia, że źródła zapłonu nie staną się efektywne,
- zastosowanej ochrony przed zapłonem.

Prawidłowe przeprowadzenie oceny zagrożenia zapłonem zależy przede wszystkim od wiedzy, doświadczenia i rzetelności służb technicznych producenta. W celu dostarczenia projektantom oraz osobom dokonującym walidacji wyrobów, narzędzi ułatwiających przeprowadzenie oceny i/lub weryfikacji zagrożenia zapłonem, przy współpracy CMG KOMAG i CIOP-BIP powstał jeden z modułów programu PRO-M – „Moduł zagrożenia wybuchem”.

3. Moduł oceny zagrożenia zapłonem – założenia

Wymagania zasadnicze ogólne dla wszystkich wyrobów przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem i uzupełniające dla poszczególnych grup i kategorii wyrobów objętych dyrektywą 94/9/WE ATEX są zawarte w Załączniku II do tej dyrektywy. Szczegółowe wymagania są natomiast określane w normach zharmonizowanych, przede wszystkim ze względu na możliwość łatwiejszej ich aktualizacji.

Prawie wszystkie zasadnicze wymagania bezpieczeństwa i ochrony zdrowia mają swoje odbicie w precyzyjnych normach zharmonizowanych, odnoszących się do etapów: projektowania, produkcji i kontroli wyrobu. Ich spełnienie daje możliwość przyjęcia założenia wypełnienia zasadniczych wymagań (domniemania zgodności).

Podczas opracowywania modułu oceny zagrożenia zapłonem wykorzystano wymagania norm zawierających wymagania dla urządzeń nieelektrycznych oraz dla kompletnych maszyn zawierających podzespoły mechaniczne, elektryczne, hydrauliczne, pneumatyczne, przewidzianych do stosowania w strefach zagrożonych wybuchem, przy czym budowa modułu pozwala na uwzględnienie wymagań innych norm, zastosowanych podczas projektowania i wytwarzania konkretnego wyrobu. Założono również, że urządzenia elektryczne wchodzące w skład maszyn są ocenione przez jednostki notyfikowane, posiadają odpowiednie certyfikaty badania typu WE oraz są oznakowane znakiem CE. Z tego powodu w module uwzględniono wymagania odnoszące się do wyposażenia elektrycznego maszyny (układu zasilania i sterowania), ale pominięto wymagania dotyczące pojedynczych urządzeń elektrycznych (zakładając, że urządzenia te, jako certyfikowane, spełniają wszystkie wymagania odnoszące się dla danego rodzaju budowy przeciwwybuchowej).

Podstawą oceny zagrożenia zapłonem kompletnej maszyny, zawierającej różne układy, oraz urządzeń nieelektrycznych są następujące normy zharmonizowane z dyrektywą nr 94/9/WE (ATEX) [1]:

- PN-EN 1127-1:2007 Atmosfery wybuchowe. Zapobieganie wybuchowi i ochrona przed wybuchem. Pojęcia podstawowe i metodologia (oryg.),
- PN-EN 1127-2:2004 Atmosfery wybuchowe. Zapobieganie wybuchowi i ochrona przed wybuchem. Część 2: Pojęcia podstawowe i metodologia dla górnictwa,
- PN-EN 1710:2007 Urządzenia i podzespoły przeznaczone do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych,
- PN-EN 13463 – 1:2003 Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 1: Podstawowe założenia i wymagania,
- PN-EN 13463 – 2:2005 Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 2: Ochrona za pomocą obudowy z ograniczonym przepływem „fr”,
- PN-EN 13463-3:2006 Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 3: Ochrona za pomocą osłony ognioszczelnej „d”,

- PN-EN 13463-5:2005. Urządzenia nielektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 5: Ochrona za pomocą bezpieczeństwa konstrukcyjnego „c”,
- PN-EN 13463-6:2006 Urządzenia nielektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 6: Ochrona przez kontrolę źródła zapłonu „b”,
- PN-EN 13463-8:2005 Urządzenia nielektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 8: Ochrona za pomocą osłony cieczowej „k”,
- PN-EN 50394-1:2007 Urządzenia elektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Systemy iskrobezpieczne. Część 1: Konstrukcja i badania,
- PN-EN 60079-25:2007 Urządzenia elektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem gazów. Część 25: Systemy iskrobezpieczne,
- PN-EN 50303:2004 Urządzenia grupy I kategorii M1 przeznaczone do pracy ciągłej w atmosferach zagrożonych metanem i/lub pyłem węglowym.

Moduł umożliwia dokonanie oceny zagrożenia zapłonem urządzeń zapewniających wysoki poziom bezpieczeństwa, które mogą być stosowane tam, gdzie występuje duże prawdopodobieństwo wystąpienia potencjalnie wybuchowej atmosfery (zaliczonych do grupy I kategorii M1 oraz grupa II kategorii 1) oraz urządzeń przeznaczonych do użytkowania w środowiskach, gdzie wystąpienie potencjalnie wybuchowej atmosfery jest mniej prawdopodobne (zaliczonych do grupy I kategorii M2 oraz grupy II kategorii 2 i 3).

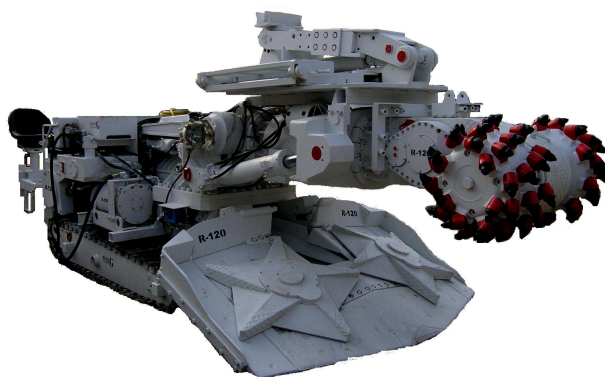
Zdecydowana większość maszyn przeznaczonych do pracy w podziemnych wyrobiskach kopalń to, w myśl dyrektyw 94/9/WE ATEX, urządzenia grupy I kategorii M2.

4. Moduł zagrożenia wybuchem – weryfikacja

Program komputerowy wspierający ocenę ryzyka w procesie projektowania maszyn został zweryfikowany przez partnera przemysłowego w projekcie firmę REMAG S.A., producenta kombajnów chodnikowych.

Weryfikacja miała na celu praktyczne sprawdzenie funkcjonowania prototypu programu komputerowego oraz zidentyfikowanie ewentualnych nieprawidłowości powstałych w procesie tworzenia algorytmów i opracowywania oprogramowania. Uwagi merytoryczne oraz wnioski i sugestie wynikające z praktycznego stosowania narzędzi zostały przekazane koordynatorowi projektu i stanowiły podstawę do wprowadzenia zmian i korekt w wersji instalacyjnej systemu opracowanego przez CIOP-PIB.

Obiektem badań podczas weryfikacji był kombajn chodnikowy typu R-120 produkcji REMAG S.A., przedstawiony na rysunku 1.

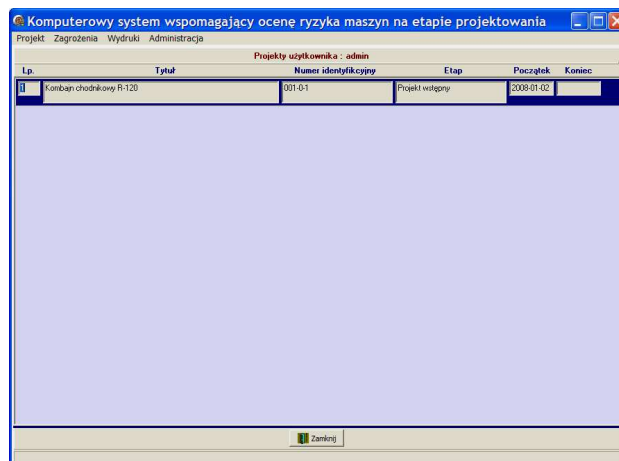


Rys.1. Kombajn chodnikowy typu R-120

5. Moduł zagrożenia wybuchem – obsługa

Moduł oceny zagrożenia zapłonem jest jednym z siedmiu szczegółowych modułów programu PRO-M odnoszących się do wybranych zagrożeń związanych z maszynami. Wszystkie moduły są nadzorowane z poziomu modułu głównego, od którego należy rozpocząć pracę. Moduł główny gromadzi dane ogólne o projekcie oraz nadzoruje tworzenie dokumentacji i przepływ informacji pomiędzy modułami szczegółowymi.

Uruchomienie modułu oceny zagrożenia zapłonem następuje po wybraniu w oknie głównym programu nazwy projektu (zidentyfikowanego nazwą i numerem), co pokazano na rysunku 2.

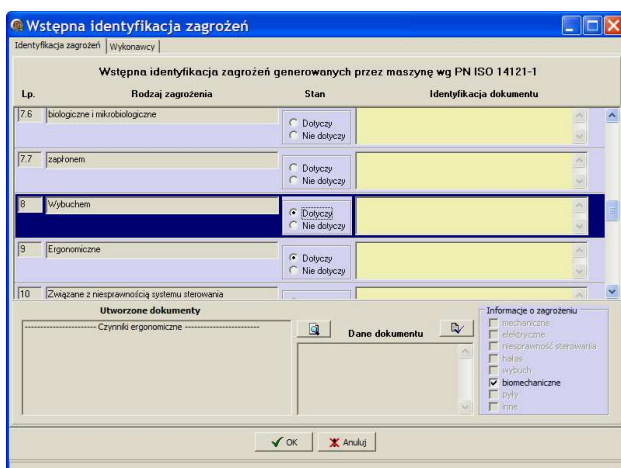


Rys.2. Okno główne programu PRO-M z zaznaczonym aktywnym projektem

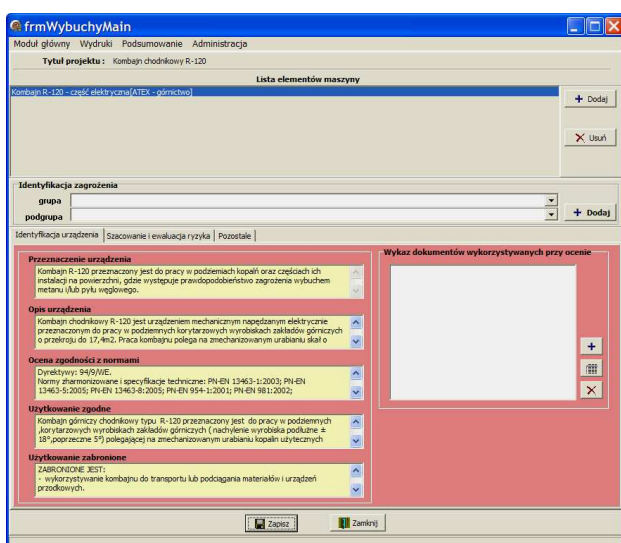
Warunkiem uruchomienia modułu oceny zagrożenia zapłonem jest wybranie odpowiedniego zagrożenia z listy zagrożeń według normy PN ISO 14121-1 (rys. 3).

Przeprowadzenie właściwej analizy zagrożeń jest poprzedzone wypełnieniem pól okna przedstawionego na rysunku 4.

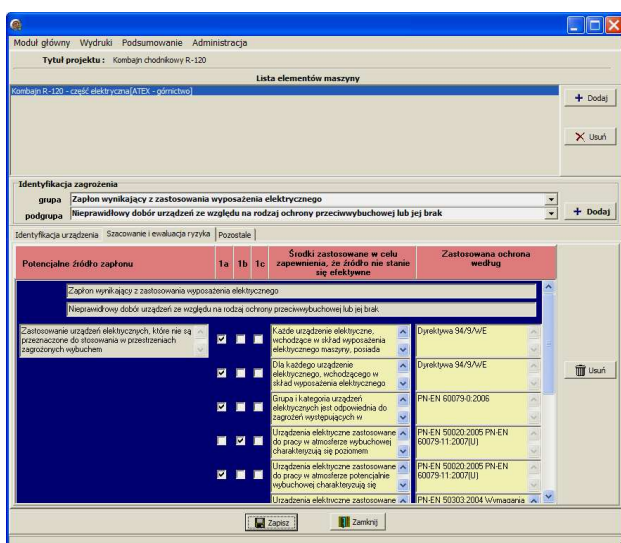
Głównym etapem oceny zagrożenia jest wygenerowanie tabeli oceny zapłonu na podstawie wyborów i edycji pól zakładki „Szacowanie i ewaluacja ryzyka” (rys. 5).



Rys.3. Okno wstępnej identyfikacji zagrożeń – wybór zagrożenia zapłonem/wybuchem



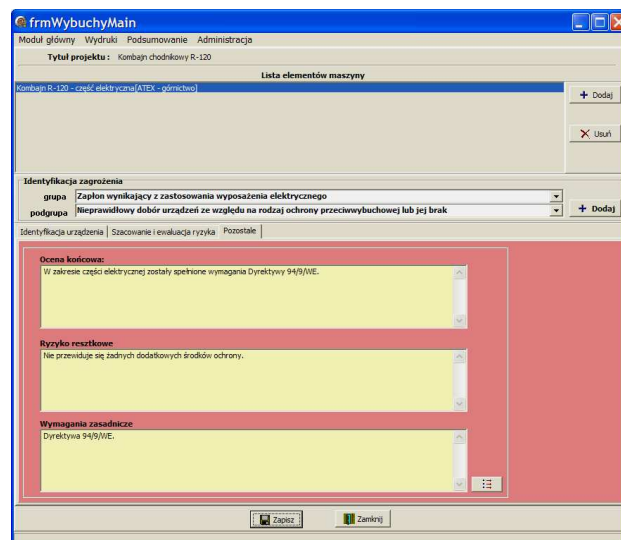
Rys.4. Okno główne modułu oceny zagrożenia zapłonem/wybuchem – zakładka „Identyfikacja urządzenia” – dane dla kombajnu chodnikowego



Rys.5. Okno główne modułu oceny zagrożenia zapłonem/wybuchem – zakładka „Szacowanie i ewaluacja ryzyka” – dane dla kombajnu chodnikowego

Użytkownik programu dokonując wcześniej wyboru grupy i podgrupy zagrożenia ma możliwość przeglądania listy wszystkich potencjalnych zagrożeń i przykładowych środków ochronnych. Przeglądając listę zagrożeń w poszczególnych grupach i podgrupach projektant decyduje, które z nich dotyczą rozpatrywanej maszyny. Wybrane przez projektanta zagrożenia oraz środki zastosowane w celu ich ograniczenia znajdują się w automatycznie generowanym raporcie.

Podsumowaniem oceny są zapisy w zakładce „Pozostałe”, co pokazano na rysunku 6.



Rys.6. Okno główne modułu oceny zagrożenia zapłonem/wybuchem – zakładka „Pozostałe” – dane dla kombajnu chodnikowego

Dokumentem końcowym, zawierającym wyniki oceny jest raport drukowany z poziomu modułu programu komputerowego, który następnie musi być podpisany przez projektanta i zatwierdzony przez upoważnioną osobę.

6. Podsumowanie

Weryfikacja programu komputerowego, wykorzystanego do oceny ryzyka typowej maszyny górniczej (kombajnu chodnikowego) potwierdziła przydatność modułu dotyczącego zagrożenia zapłonem/wybuchem w procesie projektowania maszyny.

Wyniki oceny ryzyka pomagają w określeniu środków, w pierwszej kolejności technicznych, dzięki którym zagrożenia związane ze stosowaniem danej maszyny w przewidywanych warunkach środowiskowych są ograniczane do poziomu odpowiadającemu aktualnemu stanowi techniki. W przypadku, kiedy dalsze ograniczanie ryzyka środkami technicznymi nie jest możliwe lub nieuzasadnione, dzięki programowi komputerowemu możemy w przystępny sposób określać informacje (instrukcje bezpieczeństwa), które należy następnie umieścić w instrukcji obsługi maszyny, przez

co ograniczamy ryzyko resztkowe. Ponadto konstruktor ma możliwość elektronicznego przeglądania wcześniej wypełnionych formularzy i przeglądu zagrożeń, które powinien rozważyć projektując daną maszynę lub jej podzespół.

Uważamy, że program komputerowy jest jak najbardziej przydatny i w zdecydowany sposób ułatwi konstruktorom uwzględnianie wymagań bezpieczeństwa podczas projektowania maszyn. Jego przydatność będzie rosła w miarę uzupełniania otwartych baz wiedzy w poszczególnych modułach (wypełnionych formularzy oceny zapłonem).

Należy pamiętać, że przeprowadzanie analizy a następnie oceny ryzyka maszyny oraz dokumentowanie ich wyników jest działaniem niezbędnym, poprzedzającym wystawienie przez producenta deklaracji zgodności oraz oznakowania maszyny znakiem CE.

Raport wygenerowany po przeprowadzeniu oceny zagrożenia zapłonem/wybuchem wraz z dokumen-

tacją wykorzystywaną podczas oceny stanowią dokumentację niezbędną dla potrzeb deklarowania zgodności oraz składnik dokumentacji przechowywanej w jednostce notyfikowanej.

Literatura

1. Dyrektywa 94/9/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 23 marca 1994 r. w sprawie ujednolicenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem.
2. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz.U. z 2005r. nr 263, poz. 2203).

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler