



MASZYNY GÓRNICZE

3/2014

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



MASZYNY GÓRNICZE

3(139)2014

Kwartalnik naukowo-techniczny
ROK XXXI, wrzesień 2014

Zespół Redakcyjny:

Redaktor Naczelny:

dr inż. Antoni Koziel

Z-ca Redaktora Naczelnego:

dr inż. Edward Pieczora

Sekretarz Redakcji:

mgr inż. Romana Zajac

Redaktor statystyczny:

dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor językowy:

mgr Anna Okulińska

Redaktorzy tematyczni:

prof. dr hab. inż. Marek Jaszczuk

prof. dr hab. inż. Adam Klich

prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek

prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński

prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

dr hab. inż. Stanisław Szweda,

prof. nadzw. w Pol. Śl.

prof. dr hab. inż. Teodor Winkler

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

tel. 32 2374 528

fax 32 2374 304

<http://www.komag.eu>

Redakcja nie zwraca nadsyłanych
artykułów i nie odpowiada za treść
ogłoszeń i reklam.

Wersję papierową wydawanego
kwartalnika należy traktować jako
wersję pierwotną.

Skład i druk:

KOMDRUK-KOMAG Sp. z o.o.

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

tel.: 32 2374 563

Nakład 180 egz.

PL ISSN 0209-3693

Szanowni Państwo

Sytuacja zaplecza górnictwa węgla kamiennego w Polsce, w obliczu pogarszającej się sytuacji spółek węglowych, jest coraz trudniejsza. Dotyczy to w szczególności dostawców usług i produktów jakimi są producenci maszyn i urządzeń dla górnictwa czy instytuty badawcze. Brak inwestycji i „ssania z rynku” przekłada się na potrzebę przetrwania w kryzysowej sytuacji, zwłaszcza, że obecnie nie można liczyć na znaczącą finansową pomoc ze strony Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Instytuty badawcze muszą pozyskiwać środki na utrzymanie i rozwój swojej infrastruktury badawczej oraz kadry specjalistów, a jednocześnie prowadzić wyprzedające prace naukowo-badawcze, których efekty mogą zostać osiągnięte za kilka lub kilkanaście lat.

Powstaje dylemat - prowadzić badania podstawowe czy stosowane. Powszechnie jest lansowana opinia, że instytuty badawcze powinny prowadzić badania stosowane, które mają na celu zdobycie nowej wiedzy oraz umiejętności celem opracowywania nowych produktów, procesów lub wprowadzenia znaczących ulepszeń do już istniejących. Nieliczni natomiast uważają, że należy preferować badania podstawowe, które stanowią sedno nauki, i bez których nie byłoby wielu nowych technologii, a modyfikowane byłyby tylko stosowane już produkty.

Uzyskanie efektów w postaci wdrożenia wyników badań podstawowych wymaga jednak długiego czasu i ponoszenia wysokich kosztów. Bez pomocy środków budżetowych czy funduszy europejskich lub strategicznych inwestorów jest to praktycznie niemożliwe. Ciągłe niedofinansowanie działalności naukowo-badawczej instytutów zmusza je do poszukiwania szybkich efektów prowadzonej działalności w postaci sprzedaży licencji czy uzyskiwania wartości dodanej ze sprzedaży produktów i usług, a jednocześnie pozwala zaspokoić potrzeby producentów oraz użytkowników i mieści się w szerokim zakresie działań innowacyjnych.

W niniejszym numerze Maszyn Górniczych przedstawiamy kolejne przykłady badań stosowanych. Mamy nadzieję, że spotkają się one z Państwa zainteresowaniem i będą wkrótce wdrożone w praktyce gospodarczej.

Życząc Państwu przyjemnej lektury zapraszamy do współpracy z redakcją naszego kwartalnika.

Redaktor Naczelny
dr inż. Antoni Koziel

Spis treści	Contents
PROJEKTOWANIE I BADANIA	DESIGNING AND TESTING
Szewerda K.: Metoda analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczłonowych do identyfikacji sił w modułowych zestawach nośnych 3	Szewerda K.: Method for analysis of kinematics and dynamics of multi-body systems for identification of forces in modular beam trolleys 3
Tomas A.: Indukcyjny przemiennik momentu - koncepcja i badania symulacyjne 11	Tomas A.: Inductive torque converter - concept and simulation tests 11
TRANSPORT I Odstawa	TRANSPORT AND CONVEYING SYSTEM
Rogała-Rojek J., Latos M.: iCON – program do doboru parametrów technologicznych ścianowego i podścianowego przenośnika zgrzeblowego 19	Rogała-Rojek J., Latos M.: iCON - software programme for selection of technological parameters of AFC and BSL 19
URZĄDZENIA WIERTNICZE	DRILLING MACHINES
Nieśpiałowski K., Rojek P., Jasiulek T.: Głowica zaciskowa z hydraulicznym zaciskiem szczęk 30	Nieśpiałowski K., Rojek P., Jasiulek T.: Clamping unit with hydraulic clamp of jaws 30
PRZERÓBKA MECHANICZNA	MECHANICAL MINERAL PROCESSING
Kowol D., Łagódka M., Matusiak P.: Wpływ charakterystyki pulsacji wody na skuteczność osadzarkowego procesu wzbogacania 37	Kowol D., Łagódka M., Matusiak P.: Impact of water pulsation characteristics on effectiveness of jig's beneficiation process 37
HYDRAULIKA I PNEUMATYKA	HYDRAULICS AND PNEUMATICS
Rawicki N., Nieśpiałowski K., Rojek P.: Innowacyjne rozwiązania filtrów szczelinowych opracowanych w ITG KOMAG 44	Rawicki N., Nieśpiałowski K., Rojek P.: Innovative solutions of slotted screens developed in KOMAG 44
BEZPIECZEŃSTWO I ERGONOMIA	SAFETY AND ERGONOMICS
Michalak D., Jaszczyk Ł.: Narzędzia wspomagające bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn – część 1. Interaktywne instrukcje obsługi 53	Michalak D., Jaszczyk Ł.: Tools aiding safe maintenance of machines - part 1. Interactive technical manuals 53
WARTO PRZECZYTAĆ	WORTH TO READ
Opis monografii 59	Monograph description 59
Informacje dla autorów 61	Information for authors 61

Metoda analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczołonowych do identyfikacji sił w modułowych zestawach nośnych

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę identyfikacji obciążeń dynamicznych zawiesi modułowego zestawu nośnego oraz zawiesi trasy kolejki podwieszanej. W celu wyznaczenia rozkładu sił w zestawie transportowym podczas transportu materiałów wielkogabarytowych wykorzystano metody numeryczne, w tym metodę analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczołonowych (ang. MultiBody System).

Słowa kluczowe: kolejki podwieszane, zespół transportowy, model geometryczny, model obliczeniowy, identyfikacja przeciążeń

Keywords: suspended monorails, transportation unit, geometric model, calculation model, identification of overloads

Summary

Method for identification of dynamic loads of suspensions of modular beam trolleys and suspensions of suspended monorail routes are presented. Numerical methods, including the method for analysis of kinematics and dynamics of Multi-Body systems, were used to determine distribution of forces in a transportation unit during transportation of big-size materials.

1. Wprowadzenie

Jednym z decydujących czynników, mających wpływ na proces wydobywania węgla kamiennego jest sprawny i niezawodny transport materiałów. Najbardziej dynamicznie rozwijającym się obecnie środkiem transportu w kopalniach węgla kamiennego są kolejki podwieszane z napędem własnym. Ten typ kolejek, ze względu na swoje zalety, takie jak brak konieczności utrzymywania torowiska na spągu czy bezpieczeństwo transportu, stopniowo zastępuje inne środki transportu, takie jak kolejki spągowe czy kolejki podwieszane z napędem linowym. Świadczy o tym rosnąca długość tras kolejek podwieszanych w kopalniach węgla kamiennego, jak również zainteresowanie działów przygotowania produkcji kopalń systemem wspomagającym konfigurację składu i obliczeń trakcyjnych kolejek podwieszanych, STD (Safe Trans Design) [4]. Kolejnym obserwowanym trendem prac transportu kopalnianego jest rosnąca masa transportowanych ładunków. Wiąże się to z wielkością stosowanych maszyn w przodkach górniczych, takich jak: sekcje obudowy zmechanizowanej czy kombajny ścianowe. Transport wielkogabarytowych ładunków niesie za sobą zagrożenie wystąpienia dynamicznych przeciążeń zawiesi i złączy trasy, po której porusza się zespół transportowy. W celu rozłożenia obciążeń na szynach trasy, stosuje się wysokoobciążalne modułowe zestawy nośne. Metody obliczeniowe stosowane w Laboratorium Metod Wirtualnego Prototypowania w ITG KOMAG pozwalają na identyfikację obciążeń poszczególnych zawiesi oraz

w modułowym zestawie nośnym. Do szczegółowej analizy rozkładu sił i przeciążeń dynamicznych stosowana jest metoda MBS (ang. *MultiBody System*). Przeprowadzenie symulacji z jej udziałem wymaga wcześniejszego przygotowania odpowiedniego modelu geometrycznego analizowanego obiektu, a następnie zbudowania modelu obliczeniowego, co przedstawiono w niniejszym artykule na przykładzie transportu sekcji obudowy zmechanizowanej za pomocą wysokoobciążalnego zestawu nośnego.

2. Model geometryczny

Przeprowadzenie analizy numerycznej i identyfikacja sił w zawiesiach modułowego zestawu nośnego wymagała zbudowania przestrzennego modelu geometrycznego. Model geometryczny składał się z czterech części:

- modułowego zestawu nośnego,
- wózków napędowych oraz hamulcowych,
- trasy kolejki podwieszanej,
- transportowanego ładunku.

Model zbudowano w programie klasy CAD na podstawie kart katalogowych firmy FAMA [2], modułowego zestawu nośnego typu MZN 240-230 kN. Wózki napędowe oraz hamulcowe stanowiły uproszczony model przestrzenny wózków elektrycznego ciągnika typu GAD-1 opracowanego w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG [1]. Model geometryczny trasy stanowiło 15 szyn o standardowym profilu I 155,

z listwą zębatą na górnej płaszczyźnie, przystosowaną do współpracy z napędem zębatym ciągnika typu GAD-1. Jako model transportowanego ładunku wykorzystano sekcję obudowy zmechanizowanej o masie 18 ton. Widok opracowanego modelu geometrycznego przedstawiono na rysunku 1.

3. Model obliczeniowy

Model geometryczny stanowił bazę do budowy modelu obliczeniowego. Model obliczeniowy zbudowano w środowisku programowym klasy MBS. Składał się on z 351 brył sztywnych. Każdej bryle przypisano materiał, masę oraz momenty bezwładności. Ponadto w modelu obliczeniowym zdefiniowano: więzy geometryczne łączące poszczególne bryły, modele kontaktu pomiędzy wybranymi bryłami oraz wektory sił i momentów sił niezbędne do przeprowadzenia symulacji.

3.1. Więzy geometryczne

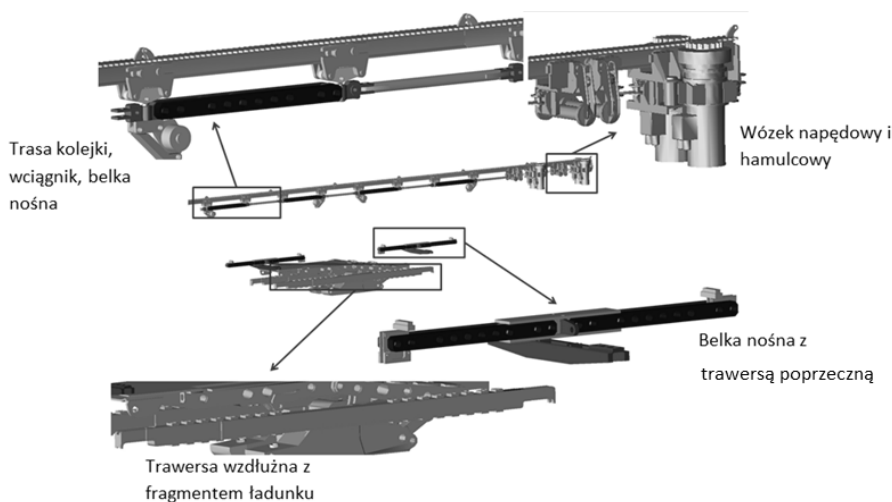
W modelu obliczeniowym zdefiniowano następujące więzy geometryczne:

- 199 więzów obrotowych,
- 20 więzów cylindrycznych,
- 38 więzów sferycznych,
- 48 więzów przesuwanych,
- 73 więzów utwierdzających.

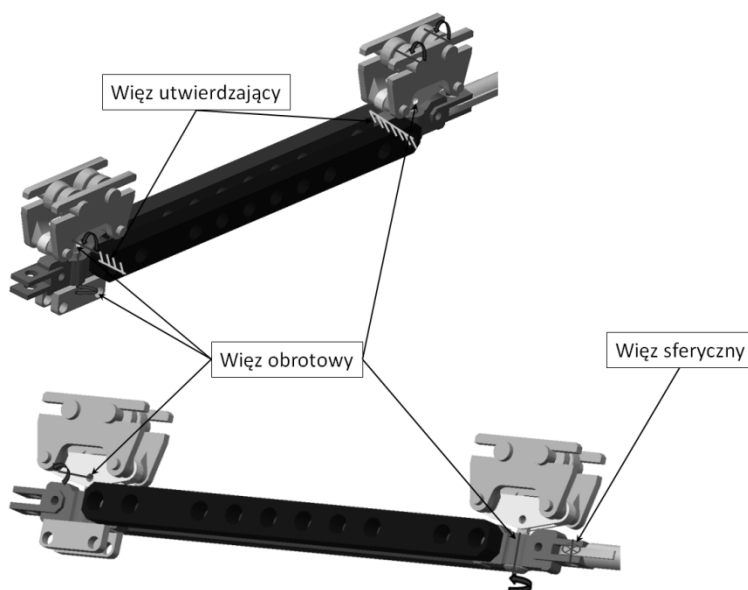
Na rysunkach 2 - 4 przedstawiono poszczególne więzy geometryczne modelu obliczeniowego.

3.2. Modele kontaktów

W modelu obliczeniowym zdefiniowano 675 modeli kontaktów, pomiędzy następującymi parami brył:



Rys.1. Model geometryczny zespołu transportowego [3]



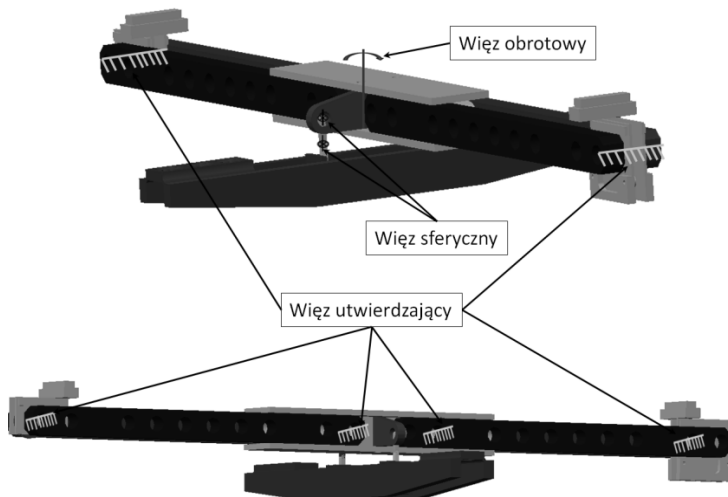
Rys.2. Więzy geometryczne w modułowym zestawie nośnym - poziom 1 [3]

Więzy obrotowe zastosowano do połączenia sworznia nośnego z łącznikami belek oraz z wózkiem jezdnym.

Więzy obrotowe stanowią również połączenie pomiędzy rolkami jezdnyymi a wózkiem jezdnym.

Więzy sferyczne zastosowano do połączenia cięgieł z łącznikami.

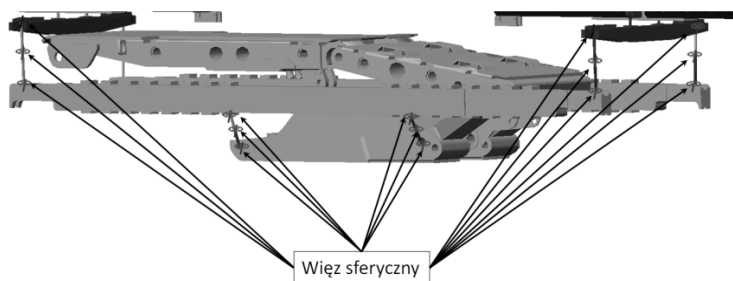
Poszczególne belki połączone są z łącznikami za pomocą więzów utwierdzających.



Rys.3. Więzy geometryczne w modułowym zestawie nośnym - poziom 2 [3]

Więź obrotowy zastosowano do połączenia uch belki nośnej z zespołem łącznika belek.

Więzy utwierdzające zastosowano do połączenia belek z zespołem łącznika belek oraz z elementem prowadzenia łańcucha.



Rys.4. Więzy geometryczne trawersy – ładunek [3]

Więzy sferyczne zastosowano w połączeniach brył tworzących modele łańcuchów zawiesi pomiędzy sobą oraz pomiędzy uchami oraz trawersami zarówno poprzecznymi, jak i wzdłużnymi.

- rolki jezdne z poszczególnymi szynami trasy,
- zębaki napędu ciągnika GAD-1 z poszczególnymi szynami,
- trawersy wzdłużne z modelem sekcji obudowy zmechanizowanej,
- model sekcji obudowy zmechanizowanej z powierzchnią bryły odwzorowującej spąg,
- klocki hamulcowe z poszczególnymi szynami.

Model kontaktu zastosowano dodatkowo w interakcji pomiędzy modelem łańcucha wciągników, a poszczególnymi kołami łańcuchowymi.

Modele kontaktów zgodne z teorią Hertza, składały się z wirtualnej sprężyny oraz tłumika, które determinują zachowanie brył będących w kontakcie. Wartość siły kontaktu pomiędzy dwoma bryłami w uproszczeniu opisano formułą (1) [5]:

$$F = \begin{cases} 0 & \text{dla } x > x_1 \\ \max(k(x_1 - x)^e - c\dot{x}, 0) & \text{dla } x \leq x_1 \end{cases} \quad (1)$$

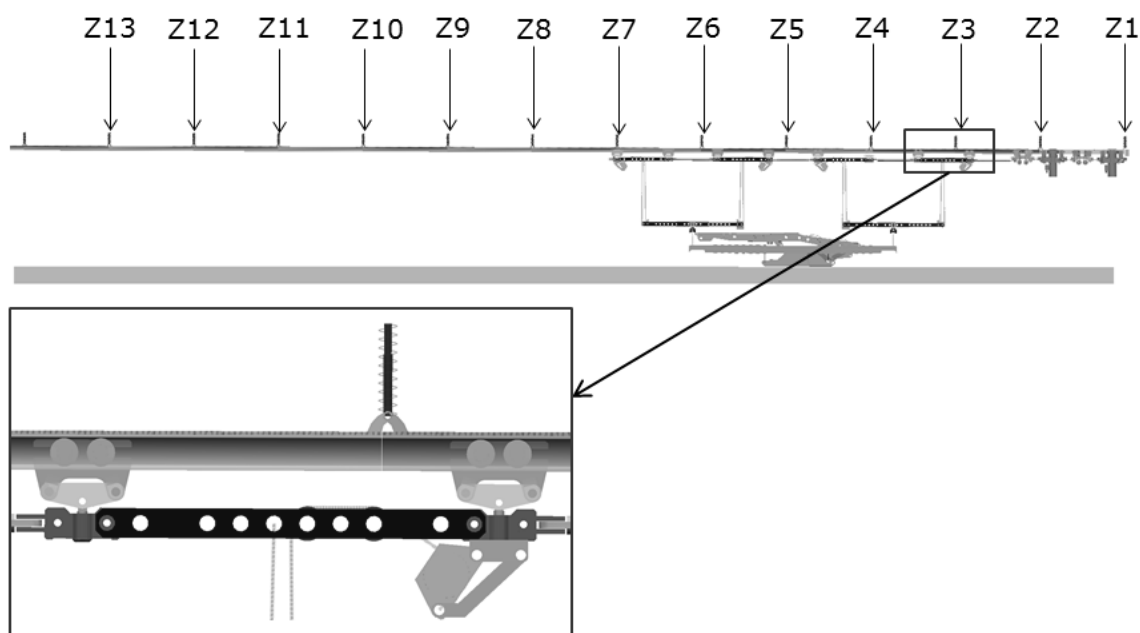
gdzie:

- x_1 – początkowa odległość wybranych punktów należących do brył w kontakcie,
- x – aktualna (chwilowa) odległość dwóch wybranych punktów należących do brył w kontakcie,

- k – współczynnik sztywności wirtualnej sprężyny opisującej kontakt pomiędzy dwoma bryłami,
- c – współczynnik tłumienia wirtualnej sprężyny zależny od głębokości penetracji ciał w kontakcie,
- \dot{x} – prędkość względna pomiędzy bryłami w kontakcie,
- e – dla sprężyn liniowych przyjęto wartość 1, dla innych wartości sprężyna jest nieliniowa.

3.3. Zawiesia szyn

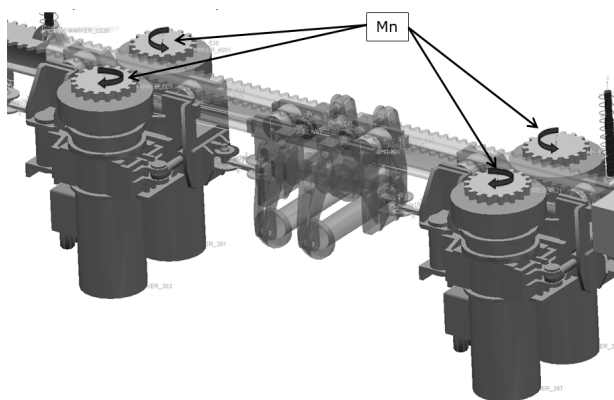
Trasa, po której poruszała się kolejka podwieszona była za pomocą systemu zawiesi do elementów obudowy chodnikowej. W przedstawianym modelu obliczeniowym zdecydowano o zastosowaniu uproszczonego sposobu zawieszenia trasy, uwzględniając jedynie zawiesia pionowe, które zastąpiono elementami sprężysto – tłumiącymi (rys. 5). Trasa zawieszona w ten sposób posiadała możliwość ruchu wynikającego z oddziaływania na nią sił związanych z generowanym przez silniki momentem napędowym lub ewentualnymi siłami hamowania i siłami bezwładności zespołu transportowego. Zastosowanie elementów sprężysto – tłumiących umożliwiło identyfikację sił dynamicznych działających na poszczególne zawiesia trasy.



Rys.5. Zawiesia trasy kolejki podwieszonej [3]

3.4. Momenty sił

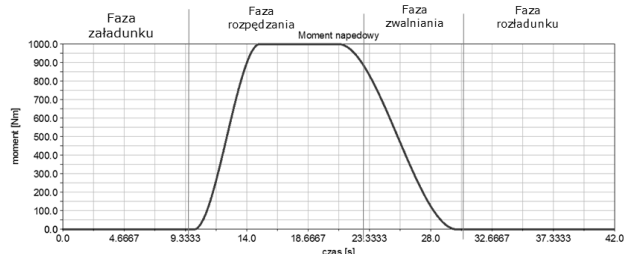
Wózki napędowe elektrycznej kolejki podwieszonej typu GAD-1 wyposażone były w silniki elektryczne o mocy znamionowej 10,8 kW. Każdy z silników współpracował z dwustopniową przekładnią planetarną o przełożeniu $i = 18,46$. Moment generowany przez silnik przekładany był na zintegrowany zespół koła ciernego i koła zębatego. W analizowanym przypadku zastosowano jedynie kształtowy sposób przeniesienia napędu. W celu wprowadzenia zespołu transportowego w ruch zdefiniowano cztery wektory momentu napędowego (M_n). Punktem przyłożenia tych wektorów były napędowe koła zębate. Wektory momentów napędowych, przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Wektory momentów napędowych zespołu transportowego [3]

Przebieg wartości wektora momentu napędowego w dziedzinie czasu przedstawiono na rysunku 7.

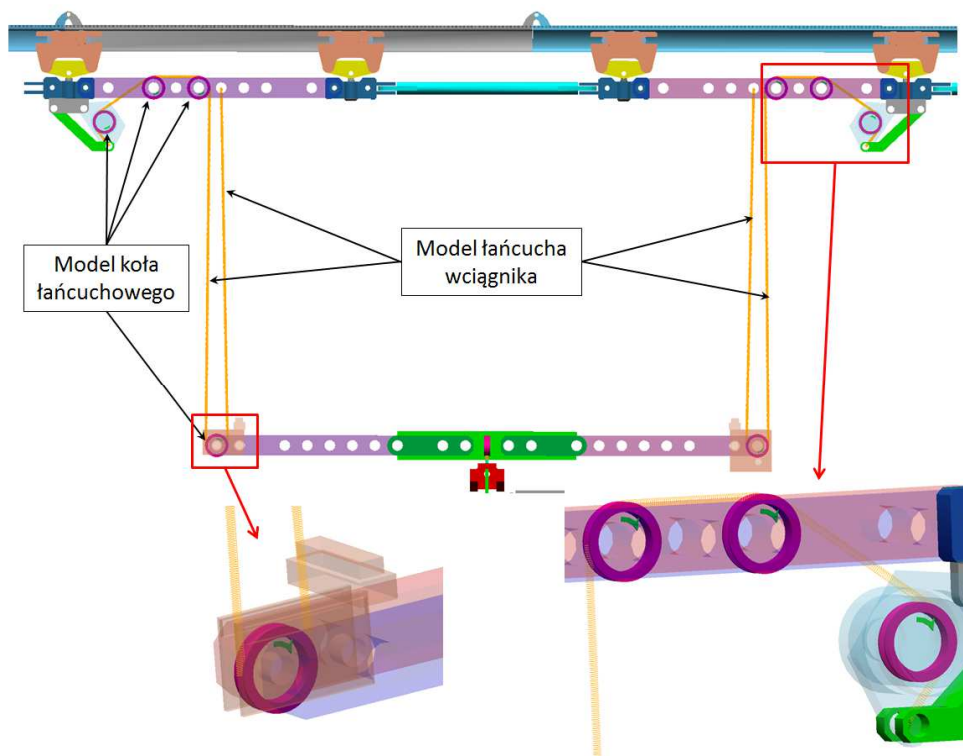
Wartość momentu napędowego narastała przez 5 s od wartości równej 0 do wartości 1000 Nm. Następnie wartość ta utrzymywała się na stałym poziomie przez 6 s, by następnie stopniowo maleć do wartości równej 0, w czasie kolejnych 9 s.



Rys.7. Przebieg wartości wektora momentu napędowego [3]

3.5. Wciągniki

Wysokoobciążalny modułowy zestaw nośny typu MZN 240 – 230 kN wyposażony był w cztery wciągniki umożliwiające proces załadunku i rozładunku materiałów podwieszonych do trawers zestawu. Do przeprowadzenia symulacji procesu załadunku i rozładunku sekcji obudowy zmechanizowanej wykorzystano oprogramowanie klasy MBS, wspomagające modelowanie elementów mechanicznych maszyn i urządzeń. Każdy z czterech wciągników składał się z zestawu bloczków zastępujących koła łańcuchowe przewodników łańcucha oraz modelu łańcucha. Na rysunku 8 przedstawiono widok fragmentu modułowego zestawu nośnego z dwoma wciągnikami oraz widok poszczególnych bloczków prowadzących łańcuchy wciągnika.



Rys.8. Model wciągników modułowego zestawu nośnego [3]

Zdefiniowane funkcje determinowały chwile rozpoczęcia procesu załadunku/rozładunku sekcji obudowy zmechanizowanej, a także czas trwania tego procesu i wysokość na jaką podnoszono sekcję. W wyniku działania wciągników sekcja obudowy zmechanizowanej w przeprowadzonej symulacji została podniesiona o ok. 1,9 m.

4. Symulacje

Symulacje oraz analizy numeryczne miały na celu określenie możliwości identyfikacji przeciążeń dynamicznych oraz rozkładu sił, zarówno w zawieszach i elementach zestawu transportowego, jak i w zawieszach tras kolejki podwieszanej. Symulację podzielono na następujące fazy:

- Załadunek – za pomocą wciągników, spoczywająca na spągu sekcja obudowy zmechanizowanej była podnoszona na wysokość ok. 1,9 m. Sekcja pozostawała na tej wysokości w czasie prowadzenia transportu.
- Rozpędzanie – wartość wektora momentu napędzającego, generowanego przez silniki elektryczne wzrastała (rys. 7), wynikiem czego był wzrost prędkości zespołu transportowego wraz z transportowanym ładunkiem. Wzrost prędkości zespołu transportowego następował, gdy suma momentów napędowych przewyższała wartości oporów ruchu i nieustannie wzrastała dopóki wartość wektora momentu nie zmalała poniżej wartości oporów. Podczas symulacji zespół transportowy wraz z transportowaną sekcją

obudowy zmechanizowanej rozpędzono do prędkości ok. 1,9 m/s.

- Zwalnianie – gdy wartość wektora momentu napędowego uległa zmniejszeniu poniżej wartości oporów ruchu, prędkość jazdy zespołu transportowego zaczęła się systematycznie zmniejszać. W przeprowadzonej symulacji nie wykorzystano możliwości stosowania hamulców i po zaprzestaniu generowania przez silniki momentu napędowego zespół transportowy stopniowo zmniejszał prędkość, aż do całkowitego zatrzymania.
- Rozładunek – po zatrzymaniu zespołu transportowego nastąpił rozładunek transportowanej sekcji obudowy zmechanizowanej poprzez opuszczenie jej za pomocą wciągników do poziomu spągu.

Przeprowadzona analiza dotyczyła roboczych stanów kryterialnych i stanowiła przygotowanie do podjęcia analiz dotyczących awaryjnych stanów kryterialnych, w tym m.in. identyfikacji przeciążeń dynamicznych występujących podczas awaryjnego hamowania, w czasie prowadzenia transportu materiałów wielkogabarytowych.

4.1. Wyniki symulacji

Przeprowadzenie symulacji numerycznych pozwoliło na otrzymanie wyników, które podzielono na trzy grupy:

- związane z kinematyką transportowanego ładunku (położenie, prędkość, przyspieszenia środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej, w trzech osiach układu współrzędnych),

- związane z kinematyką i dynamiką trasy kolejki podwieszanej (przesunięcie poszczególnych szyn trasy, siły dynamiczne w zawiesiach trasy),
- związane z dynamiką zawiesi występujących w modułowym zestawie nośnym (siły występujące w łańcuchach łączących trawersy poprzeczne, podłużne oraz transportowany materiał).

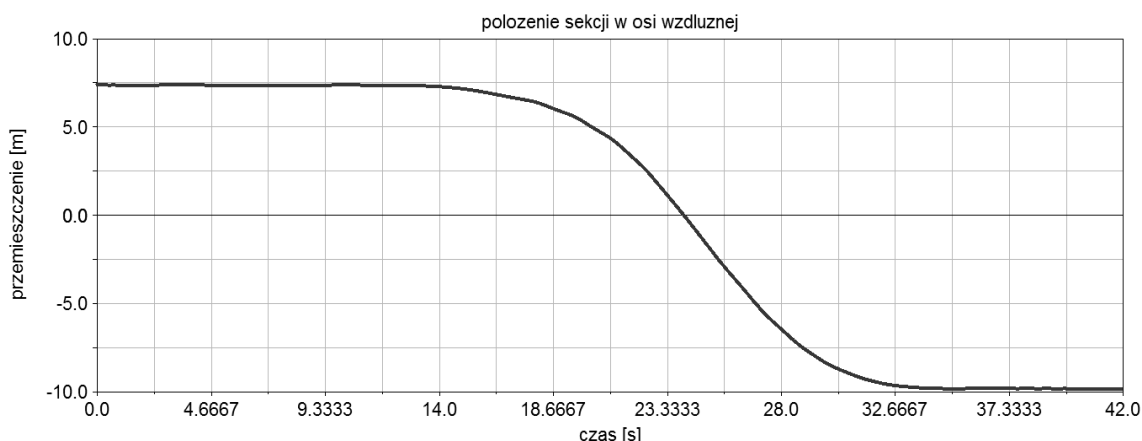
Wyniki symulacji przedstawiono w postaci wykresów zmienności poszczególnych wielkości w dziedzinie czasu. W niniejszym artykule przedstawiono przykładowe wyniki dla każdej z wymienionych grup wyników.

Na rysunku 9 przedstawiono wykres położenia środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej w osi wzdłużnej (zgodnej z kierunkiem jazdy zespołu transportowego). Wykres prędkości z jaką następowało przemieszczanie się środka ciężkości sekcji pokazano na rysunku 10.

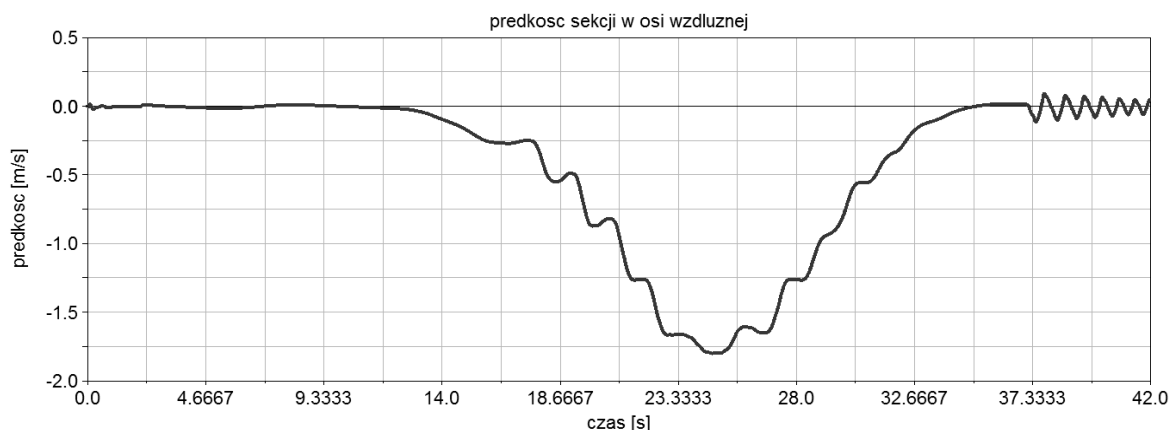
Przeprowadzenie symulacji przewozu sekcji obudowy zmechanizowanej po zdefiniowanej prostej trasie pozwoliło na wyznaczenie dynamicznych sił występujących w zawiesiach trasy. Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono przebieg zmienności sił wypadkowych działających na zawiesia trasy, oznaczone symbolem Z4 oraz Z9 na rysunku 5.

Na rysunku 11 widoczna jest zmiana poziomu obciążenia zawiesia Z4 wynikająca z procesu załadunku sekcji obudowy zmechanizowanej na modułowy zestaw nośny. W punkcie oznaczonym numerem 1 rozpoczynał się proces załadunku sekcji obudowy zmechanizowanej za pomocą wciągników. W punkcie oznaczonym numerem 2 następowało zakończenie procesu załadunku. W miejscu oznaczonym numerem 3 wartość siły w zawiesiu spadła do wartości minimalnej, co oznaczało, że ostatni wózek jezdny zespołu transportowego opuścił 4 szynę trasy (zawiesie Z4 znajduje się po przedniej stronie szyny 4).

Na wykresie sił działających na zawiesie Z9 (rys. 12) zaobserwowano moment najazdu pierwszego wózka jezdny zespołu transportowego na szynę 8, na końcu której znajdowało się zawiesie Z9. Siła w zawiesiu wzrastała wraz ze zbliżaniem się środka ciężkości transportowanego ładunku do zawiesia. Gdy środek ciężkości ładunku przejeżdżał pod zawiesiem następowało stopniowe zmniejszanie sił w zawiesiu. W punkcie oznaczonym na rysunku 12 numerem 5, zespół transportowy zatrzymał się. Przy nieruchomym zespole nośnym nastąpił proces rozładunku sekcji obudowy zmechanizowanej. Proces ten trwał przez okres oznaczony numerem 8. Na wykresie



Rys.9. Położenie środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej w osi wzdłużnej [3]



Rys.10. Prędkość środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej w osi wzdłużnej [3]

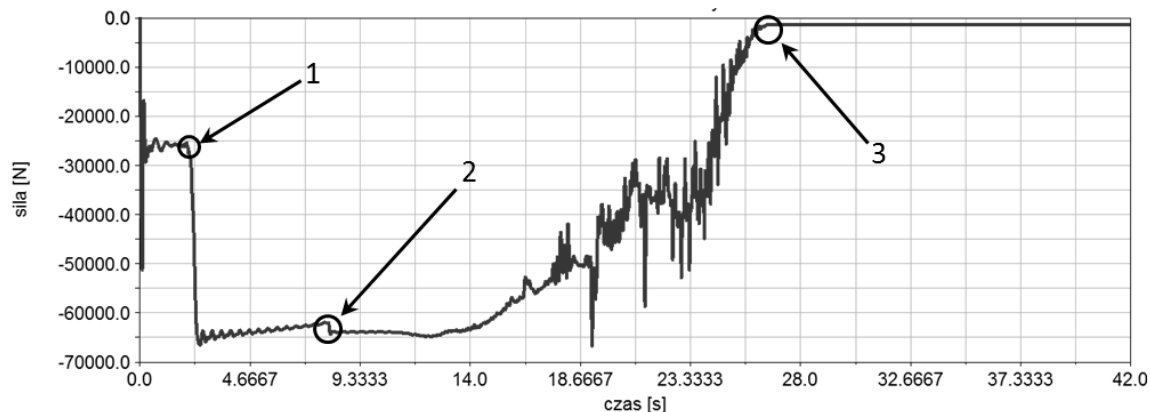
zidentyfikowano moment pierwszego kontaktu opuszczanej sekcji obudowy zmechanizowanej ze spągami (numer 6) oraz całkowite rozładowanie ładunku, przy którym występowało zluźnienie łańcuchów, na których był on podwieszony do trawersy wzdłużnych (numer 7).

Ostatnia wymieniona grupa wyników dotyczyła dynamiki zawiesi stosowanych w modułowych zestawach nośnych do podwieszenia trawers oraz ładunku. Na rysunku 13 przedstawiono przebieg obciążenia łańcucha służącego do podwieszenia

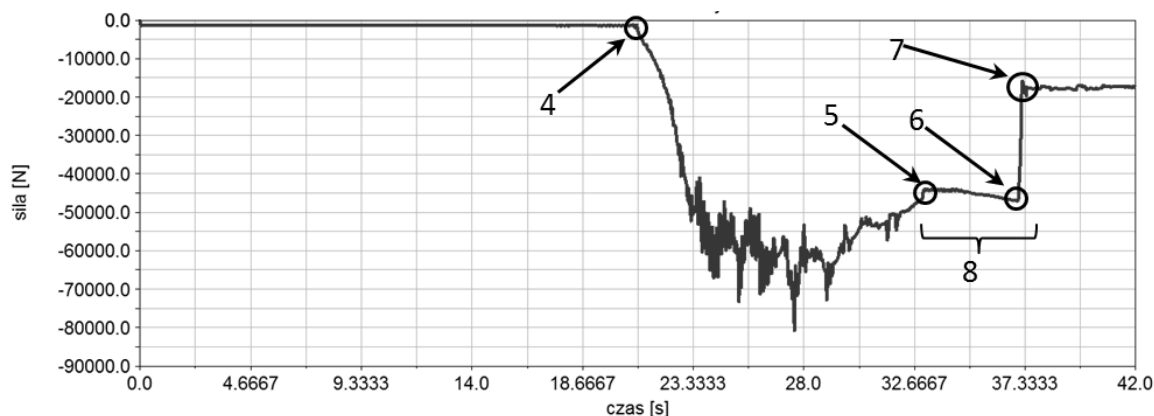
przedniej części sekcji obudowy zmechanizowanej do trawersy wzdłużnej modułowego zestawu transportowego.

5. Podsumowanie

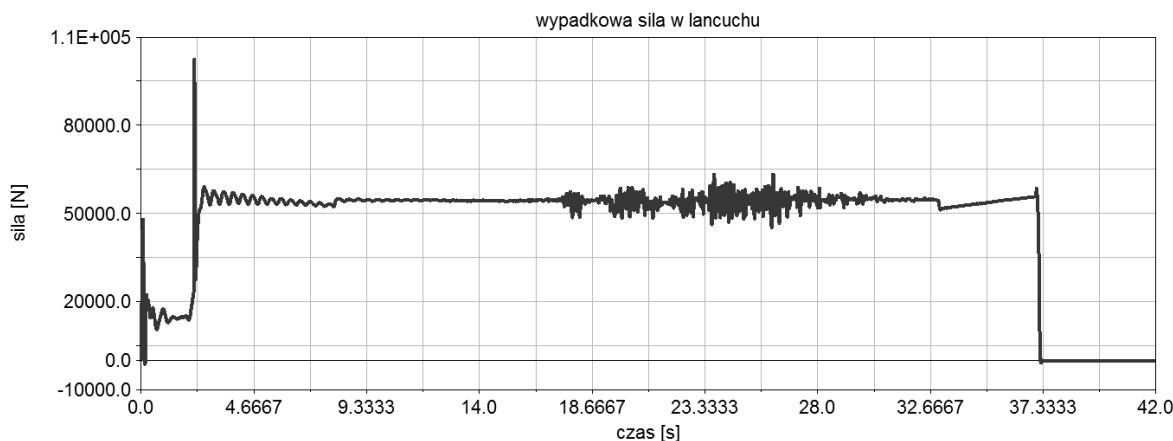
W artykule przedstawiono możliwości identyfikacji oraz wyznaczenia przeciążeń dynamicznych, a także rozkładu sił w zestawach kolejek podwieszonych służących do transportu materiałów, w tym wielkogabarytowych w podziemnych zakładach górniczych węgla kamiennego. W tym celu



Rys.11. Wypadkowa siła w zawiesiu Z4 trasy kolejki [Źródło: opracowanie własne]



Rys.12. Wypadkowa siła w zawiesiu Z9 trasy kolejki [Źródło: opracowanie własne]



Rys.13. Siła wypadkowa działająca na łańcuch łączący przednią część sekcji obudowy zmechanizowanej z trawersą wzdłużną [3]

zaproponowano wykorzystanie metody analizy kinematyki i dynamiki układów wielocłonowych z wykorzystaniem nowoczesnych modułów oprogramowania klasy MBS, stosowanego w Instytucie Techniki Górniczej. Przedstawione analizy są istotne w świetle ciągle rosnących mas transportowanych w kopalniach węgla kamiennego, za pomocą kolejek podwieszonych z napędem własnym.

Przeprowadzona analiza otrzymanych wyników pozwoliła na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- dla założonego w symulacji sposobu podwieszenia trasy kolejki podwieszanej, podczas przejazdu zespołu transportowego wraz z ładunkiem następowało okresowe przeciążanie zawiesi trasy. Wartość przeciążeń dynamicznych osiągała wtedy ponad 70 kN na jedno zawiesie. Jest to wynik przyjętej długości szyn równej 3 m, co skutkuje możliwością występowania dwóch wózków jezdnych na jednej szynie, w tej samej chwili czasowej. W celu uzyskania niższych wartości przeciążeń zawiesi, długości szyn powinny zostać skrócone;
- podczas transportu materiałów wielkogabarytowych, z wykorzystaniem wysokoobciążalnego zestawu nośnego, zawiesia trasy były obciążane nierównomiernie. Największe obciążenie obserwowano na zawiesiach znajdujących się bezpośrednio nad transportowanym ładunkiem (nad jego środkiem ciężkości);
- podczas analizy kinematyki transportowanego ładunku można było zauważyć wpływ sił bezwładności na ruch ładunku w fazie rozpędzania się zespołu transportowego.

W artykule przedstawiono analizę przejazdu zespołu transportowego wraz z ładunkiem po prostej

trasie, podczas bezawaryjnego przebiegającego procesu transportowego. Planowane jest rozszerzenie analiz o awaryjne stany kryterialne, takie jak awaryjne hamowanie składu podczas transportu sekcji obudowy zmechanizowanej.

Literatura

1. Drwięga A., Budzyński Z., Polnik B., Czerniak D., Skupień K.: Akumulatorowy ciągnik podwieszany GAD-1 jako alternatywa rozwiązań z napędem spalinowym. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność KOMTECH 2011, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011 s. 77-84.
2. Katalog Wyrobów firmy FAMA, Gniew 2011.
3. Szewerda K., Turewicz A., Tokarczyk J.: Metoda wyznaczania sił dynamicznych w wysokoobciążalnych modułowych zestawach transportowych za pomocą analiz MBS. ITG KOMAG. Gliwice, 2014 (praca nie publikowana).
4. Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Stan i kierunki rozwoju systemu wspomagania prac inżynierskich dla pomocniczego transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD). Maszyny. Górnicze nr 2. 2014.
5. Wojtyra M., Frączek J.: Metoda układów wielocłonowych w dynamice mechanizmów. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.

Indukcyjny przemiennik momentu - koncepcja i badania symulacyjne

Streszczenie

W artykule scharakteryzowano materiał magnetyczny nowej generacji - neodym, dzięki któremu możliwe jest budowanie nowatorskich przekładni magnetycznych. Zaproponowano klasyfikację przekładni magnetycznych i elektromagnetycznych. Pokazano koncepcję indukcyjnego przemiennika momentu. Zaprezentowano wynik badań symulacyjnych potwierdzających poprawność koncepcji. Omówiono dalsze kierunki badań.

Summary

Magnetic material of new generation - neodym, making building the innovative magnetic gears possible, is characterized. Classification of magnetic and electromagnetic gears is suggested. The concept of inductive torque transducer is presented. The result of simulation tests confirming the correctness of the concept is given. Further trends of testing are discussed.

Słowa kluczowe: przekładnie magnetyczne, przekładnie elektromagnetyczne, indukcyjny przemiennik momentu, badania symulacyjne

Keywords: magnetic gears, electromagnetic gears, inductive torque transducer, simulation tests

1. Wstęp

Przekładnie magnetyczne są mechanizmami, w których za transmisję momentu obrotowego odpowiadają siły oddziaływań magnetycznych. Pierwsze koncepcje przekładni magnetycznych opracowano na początku ubiegłego wieku [19]. Stosowane w nich magnesy ferrytowe mają jednak ograniczenia, w porównaniu z innymi rodzajami przekładni, np. zębatymi, przenoszą niewielkie momenty obrotowe. W celu zwiększenia zakresu przenoszonych momentów zastosowane zostały magnesy neodymowe, do wytwarzania których wykorzystywany jest związek międzymetaliczny $Nd_2Fe_{14}B$, mający szeroką pętlę histerezy magnetycznej [16].

W tabeli 1 porównano własności magnesu wykonanego z neodymu N38 oraz ferrytu F30. Charakterystyczna dla spieku neodymu jest większa gęstość energii magnetycznej $(BH)_{max}$, od której zależy siła oddziaływania magnesu [14].

2. Ogólna charakterystyka przekładni magnetycznych

We współczesnej technice do przenoszenia momentu obrotowego stosowane są przekładnie mechaniczne, pneumatyczne, hydrauliczne, hydrostatyczne, hydrokinetyczne. W układach z przekładniami mechanicznymi zazwyczaj mają zastosowanie sprzęgła, pełniące funkcję zabezpieczenia przeciążeniowego oraz przejmującego ewentualne udary. Przekładnie mechaniczne wymagają smarowania środkami wymagającymi następnie utylizacji. Przekładnie hydrostatyczne i hydrokinetyczne, mają zazwyczaj skomplikowaną budowę i mniejszą sprawność [11, 12]. Stwarzają również problemy z utylizacją zużytego medium – oleju hydraulicznego. Problemem charakterystycznym dla wyżej wymienionych przekładni jest również konieczność zapewnienia wystarczającego chłodzenia (odpowiednia konstrukcja obudowy lub w sposób wymuszony – wentylatory, chłodnice oleju) i generowany hałas.

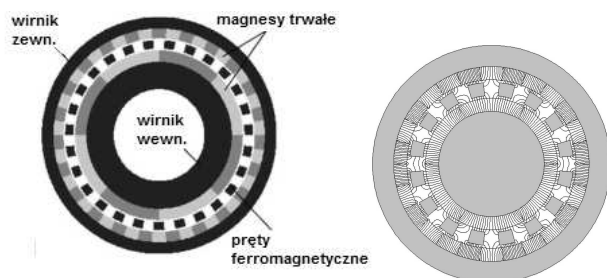
Porównanie własności magnesu ferrytowego z neodymowym [10]

Tabela 1

Własności magnetyczne materiału	ferryt F30	neodym N38
Gęstość energii magnetycznej $(BH)_{max}$	min. 26 [kJ/m ³]	286-302 [kJ/m ³]
Temperatura pracy*	<250°C]	<80°C]
Temperatura Curie**	~450°C]	~310°C]
Współczynnik temperaturowy remanencji $TK(B_r)$	-0,19 %/°C]	-0,12 %/°C]
Współczynnik temperaturowy koercji $TK(H_{cJ})$	-0,40 %/°C]	-0,6 %/°C]

* powyżej materiał stopniowo traci właściwości magnetyczne

** temperatura gwałtownej utraty właściwości magnetycznych



Rys. 1. Przykładowa przekładnia magnetyczna z ferromagnetycznymi prętami [1, 6]

Stosowanie przekładni elektromagnetycznych i magnetycznych eliminuje powyższe problemy [1, 6, 3, 4, 5, 8, 13]. Oddziaływania magnetyczne są stosowane na szeroką skalę do transmisji momentu obrotowego głównie w sprzęgłach magnetycznych i elektromagnetycznych oraz w hamulcach. Prowadzone prace badawcze nad stosowaniem oddziaływań magnetycznych do transmisji momentu obrotowego, skupiają się głównie na możliwościach szerokiego zastosowania oddziaływań pomiędzy magnesami trwałymi [1, 6, 3, 4, 5, 8, 13]. Na rysunku 1 pokazano przykład przekładni magnetycznej wraz z rozkładem występujących w niej pól magnetycznych. Przekładnie i hamulce elektromagnetyczne wymagają zasilania, lub są sprzężone z przekładniami mechanicznymi. Prace dotyczące przekładni wykorzystujących zjawisko indukcji są jednak nieliczne. W Polsce przeprowadzono badania nad przemiennikiem według patentu GB2287585A. W pracy określono sprawność oraz rozkład strat [17].

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że przekładnie magnetyczne i elektromagnetyczne charakteryzują się następującymi zaletami:

- brak fizycznego kontaktu pomiędzy współpracującymi elementami, a co za tym idzie brak tarcia i wytwarzania ciepła,
- zdolność do samoczynnego rozłączenia w przypadku przeciążenia przekładni magnetycznej,
- brak ściernego zużycia elementów,
- zdolność do tłumienia drgań,
- cicha praca.

Wady przekładni magnetycznych i elektromagnetycznych to:

- sinusoidalna charakterystyka transmitowanego momentu obrotowego [6, 4], powodującą nierównomierną pracę, szczególnie przy niskich prędkościach obrotowych,
- konieczność dodatkowego zasilania dla przekładni elektromagnetycznych,
- wykorzystanie do przenoszenia momentu tylko części zastosowanych magnesów [6, 4, 8],
- występowanie zjawiska martwego pola i kąta przesunięcia fazowego [14].

W związku z innowacyjnym charakterem tematyki, w ITG KOMAG podjęto prace badawcze nad istniejącymi rozwiązaniami przekładni magnetycznych i elektromagnetycznych, z uwzględnieniem ich porównania do znanych sposobów transmisji momentu obrotowego, w szczególności hydraulicznych przemienników momentu obrotowego.

2.1. Podział przekładni magnetycznych

Analizując znane rozwiązania, można dokonać podziału przekładni magnetycznych, ze względu na następujące kryteria:

1. Sposób przeniesienia momentu obrotowego:
 - elektromagnetyczne:
 - zasilane elektrycznie,
 - bez zasilania,
 - z magnesami trwałymi (nazywane magnetycznymi, ang. *magnetic gear*):
 - z elementem pośrednim,
 - bezpośrednio.
2. Wzajemne ułożenie osi koła napędzającego i napędzanego:
 - współosiowe:
 - cykloidalne,
 - planetarne:
 - z kołami satelitarnymi,
 - z wirującym polem,
 - harmoniczne,
 - niewspółosiowe:
 - o osiach równoległych:
 - promieniowe,
 - czołowe,
 - koncentryczne,
 - o osiach nierównoległych:
 - ślimakowe,
 - kątowe.
3. Własności kinematyczne:
 - stałe przełożenie,
 - zmienne przełożenie.

W literaturze opisuje się również przekładnie koncentryczne [3], jako przekładnie z wieńcem, z magnesami skierowanymi do wewnątrz oraz kołem poruszającym się po wieńcu.

Z kolei przekładnia czołowa (ang. *magnetic spur gear*) jest odpowiednikiem przekładni zębatej czołowej, z odstępami pomiędzy magnesami, natomiast przekładnia promieniowa (ang. *magnetic radial gear*) zbliżona jest do przekładni ciernej, (założono, że czynna jest cała powierzchnia na obwodach kół) [3].

Przekładnie ślimakowa i promieniowa są jak dotąd analizowane tylko teoretycznie, ze względu na brak możliwości wymaganego ułożenia biegunów magnetycznych.

2.2. Gęstość momentu obrotowego przekładni magnetycznych

Jako kryterium porównawcze dla przekładni magnetycznych, stosuje się gęstość momentu obrotowego (*torque density*) [3], definiowaną jako stosunek maksymalnego przenoszonego momentu przekładni, do jej objętości [20]. Kryterium nie definiuje jednak, czy przyjmowana jest całkowita objętość przekładni, czy opisującej ją bryły. W pracy (14) stwierdzono, że ze zmianą objętości nie rośnie proporcjonalnie moment. Gęstość momentu obrotowego może być brana pod uwagę jako odniesienie, konieczne jest jednak wprowadzenie nowej wielkości, dokładniej opisującej zależność transmitowanego momentu w zależności od objętości i masy przekładni.

Przykładowo gęstość momentu obrotowego magnetycznej przekładni ślimakowej wynosi ok. 2 Nm/dm³, natomiast dla magnetycznej przekładni cykloidalnej ok. 140 ÷ 180 Nm/dm³. W tabeli 2 podano porównanie gęstości momentu obrotowego dla różnych przekładni magnetycznych, wraz z wartościami uzyskiwanej dla nich gęstości momentu obrotowego [3].

3. Koncepcja indukcyjnego przemiennika momentu

Koncepcję indukcyjnego przemiennika momentu opracowano w ITG KOMAG na podstawie analizy znanych rozwiązań przekładni magnetycznych i elektromagnetycznych, a także charakterystyk nowoczesnych silników indukcyjnych, zaowocowała

koncepcją indukcyjnego przemiennika momentu obrotowego. Celem pracy było przygotowanie rozwiązania umożliwiającego eliminację wad przekładni magnetycznych, mogącego zastąpić w niektórych zastosowaniach przekładnie magnetyczne i hydrauliczne przemienniki momentu.

Indukcyjny przemiennik momentu jest urządzeniem, mającym za zadanie przekazanie momentu obrotowego ze źródła (napędu) do odbiornika, z jednoczesną zmianą parametrów ruchu, takich jak: prędkość obrotowa i moment obrotowy. Urządzenie ma zmienne przełożenie kinematyczne i dynamiczne.

Wzajemne oddziaływanie wejścia i wyjścia przemiennika momentu obrotowego, oparte na siłach magnetycznych i zjawisku indukcji elektromagnetycznej, skutkuje przeniesieniem momentu obrotowego, z możliwością dostosowania prędkości obrotowej wyjściowej względem wejściowej, pod wpływem zmiany obciążenia.

Koncepcję indukcyjnego przemiennika momentu, w jednym z możliwych wykonania, pokazano schematycznie na rysunku 3. Przemiennik składa się z następujących elementów: wirnika zewnętrznego (1) z magnesami trwałymi (bm), wirnika pośredniego (2) z klatką indukcyjną (kp), wirnika wewnętrznego (3) z magnesami trwałymi (bm). Na rysunku 2 zaznaczono struktury: S₁ i S₂, złożone z magnesów rozmieszczonych na poszczególnych wirnikach i współpracującej z nimi klatki indukcyjnej oraz momenty: wejściowy M₁ i wyjściowy M₂. Wirnik pośredni obraca się swobodnie wokół własnej osi. Wirnik wejściowy połączony jest ze źródłem napędu. Wirnik wyjściowy jest połączony z odbiornikiem.

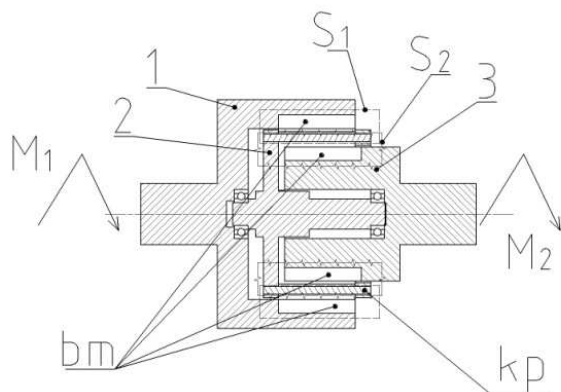
Podczas ruchu obrotowego wirnika wejściowego zmienne pole magnetyczne wytwarzane przez magnesy przecina elementy przewodzące wirnika

Porównanie gęstości momentu obrotowego dla różnych przekładni magnetycznych [3]

Tabela 2

Lp.	Typ przekładni magnetycznej	Gęstość momentu obrotowego [Nm/dm ³]
1	ślimakowa	2
2	kątowa	5
3	promieniowa	7
4	czołowa	10-20
5	cykloidalna 2-stopniowa (wysokie przełożenie)	75
6	planetarna	45-90
7	koncentryczna 1-stopniowa (niskie przełożenie)	70-100
8	harmoniczna 1-stopniowa (niskie przełożenie)	110
9	cykloidalna 1-stopniowa (niskie przełożenie)	140-180

pośredniego, tworząc strukturę S_1 . W elementach przewodzących indukowany jest prąd i generowana jest siła elektrodynamiczna - powstaje pole magnetyczne. Oddziaływanie pola klatki indukcyjnej i wirnika pośredniego skutkuje powstaniem momentu elektromagnetycznego i ruchem obrotowym wirnika pośredniego.



Rys.2. Ułożenie wirników w jednym z wariantów proponowanego przemiennika momentu [7]

Jednocześnie pole magnetyczne wytworzone w wirniku pośrednim oddziałuje z magnesami ułożonymi na wirniku wyjściowym, tworząc strukturę S_2 . Oddziaływanie pola wirnika pośredniego na wirnik wyjściowy skutkuje powstaniem momentu obrotowego i ruchem obrotowym wirnika wyjściowego.

Wirnik pośredni obraca się względem wejściowego z poślizgiem s_1 :

$$s_1 = (n_1 - n) / n_1 \quad (1)$$

gdzie:

- n – prędkość obrotowa wirnika pośredniego,
- n_1 – prędkość obrotowa wirnika wejściowego.

Wirnik wyjściowy obraca się względem pośredniego z poślizgiem s_2 :

$$s_2 = (n - n_2) / n \quad (2)$$

gdzie:

- n_2 – prędkość obrotowa wirnika wyjściowego.

Całkowity poślizg s wynosi:

$$s = s_1 \cdot s_2 \quad (3)$$

prędkość wyjściowa n_2 :

$$n_2 = n_1 \cdot s \quad (4)$$

a przełożenie i :

$$i = n_1 / n_2 = 1 / s \quad (5)$$

Analizowano różne warianty rozwiązań przemiennika:

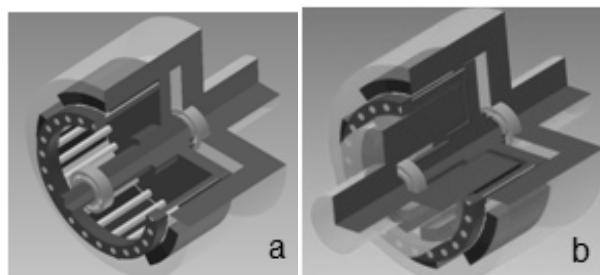
- wirniki wejściowy i wyjściowy posiadają obwody z magnesów trwałych, ułożonych naprzemiennie

biegunami, zaś wirnik pośredni jest klatką indukcyjną,

- wirnik pośredni ma dwa obwody z magnesów trwałych, ułożonych naprzemiennie biegunami; w tej konfiguracji możliwe jest uzyskanie większych wartości przełożenia,
- przemiennik składa się z wirnika wejściowego i wyjściowego, gdzie wirnik wejściowy ma postać klatki indukcyjnej, zaś wirnik wyjściowy ma magnesy trwałe ułożone naprzemiennie biegunami na jego obwodzie; postać tę cechuje najprostsza budowa,
- wirnik wejściowy ma ułożone naprzemiennie biegunami na obwodzie magnesy trwałe, zaś wirnik wyjściowy jest klatką indukcyjną.

Ruch obrotowy wirnika pośredniego może być sterowany przez zewnętrzny układ regulacyjny, umożliwiającą zmianę parametrów przemiennika, takich jak przenoszony moment i przełożenie.

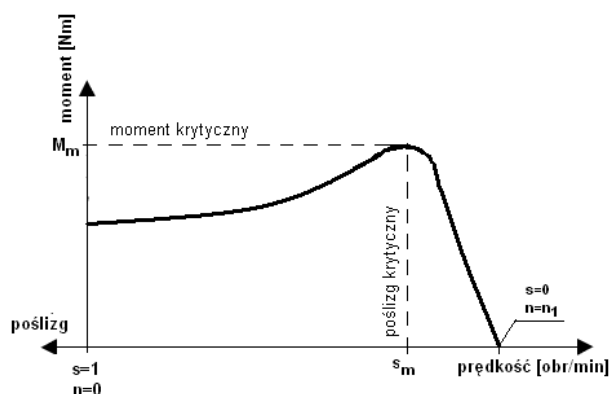
Ruch obrotowy wirnika pośredniego może być zablokowany. W rozwiązaniu konstrukcyjnym z wirnikiem pośrednim, w postaci obwodu magnesów trwałych, możliwe jest zatrzymanie przekładni bez konieczności odłączania napędu. W realizacji z wirnikiem pośrednim, w postaci klatki indukcyjnej, możliwa jest zmiana parametrów przekładni, takich jak: przenoszony moment obrotowy i przełożenie. Na rysunku 3 pokazano trójwymiarowy model przemiennika w dwóch możliwych wariantach: a) wirnik magnetyczny/klatka indukcyjna, b) wirnik magnetyczny, klatka indukcyjna, wirnik magnetyczny.



Rys.3. Trójwymiarowy model przemiennika w dwóch wariantach, a) wirnik magnetyczny/klatka indukcyjna, b) wirnik magnetyczny, klatka indukcyjna, wirnik magnetyczny [15]

Charakterystyka zależności momentu obrotowego silnika klatkowego od prędkości obrotowej wskazuje, że układ zbliżony do znanego z silnika indukcyjnego, w którym wirujące pole magnetyczne zastąpione jest wirującymi magnesami trwałymi, może służyć do przeniesienia momentu obrotowego, z jednoczesną zmianą prędkości obrotowej (jak ma to miejsce w przekładniach mechanicznych). W przypadku charakterystyki silnika klatkowego stabilna praca przekładni jest możliwa od wartości poślizgu krytycznego (charakterystycznej dla danego układu klatki indukcyjnej i magnesów), do $s = 0$. Natomiast w przypadku, gdy moment obciążenia zwiększy się

powyżej wartości momentu krytycznego, (zależnej od budowy danego układu klatki indukcyjnej i magnesów), praca przejdzie do zakresu niestabilnego i połączenie zostanie zerwane. Istnieje wówczas niebezpieczeństwo przegrzania przekładni.



Rys.4. Ogólny kształt charakterystyki silnika klatkowego [2, 9, 21]

Charakterystyki pracy indukcyjnego przemiennika momentu mogą być modyfikowane poprzez zmianę obwodu magnetycznego elementu pośredniego, lub poprzez zastosowanie wirnika z magnesów jako elementu pośredniego pomiędzy dwoma kłatkami. Na rysunku 4 pokazano przykładowy kształt charakterystyki silnika klatkowego, z zaznaczonymi charakterystycznymi punktami pracy [2, 9, 21]. Zakłada się uzyskanie zbliżonej charakterystyki dla przemiennika, z zachowaniem punktów charakterystycznych dla silnika, przyjmując, że praca przekładni, w stanie stabilnym, odbywać się będzie w zakresie od poślizgu krytycznego, do poślizgu $s = 0$. Celem pracy jest kształtowanie tego fragmentu charakterystyki, dla uzyskania stabilnej pracy w szerszym zakresie niż ma to miejsce dla silnika indukcyjnego.

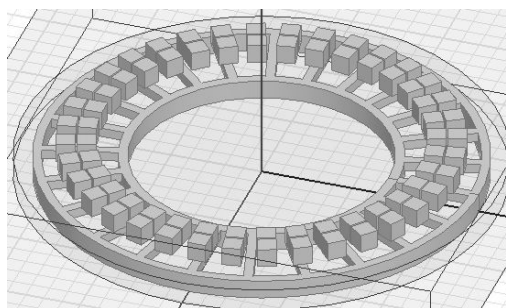
Prezentowane rozwiązanie jest przedmiotem zgłoszenia patentowego [18].

4. Badania symulacyjne

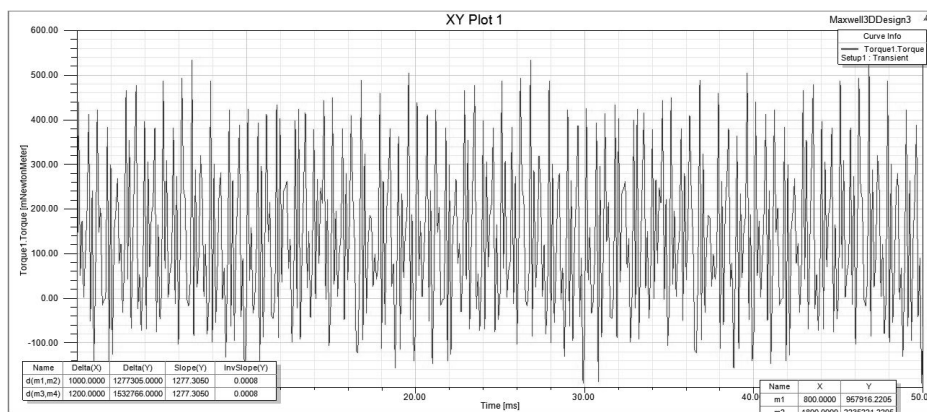
Głównym celem poznawczym badań jest określenie wpływu cech układów magnetycznych i magnetowodów, takich jak np.: ułożenie magnesów, wzajemne ułożenie biegunów, rodzaj i kształt elementu pośredniczącego, na wartość przenieszonego momentu obrotowego, przełożenie przekładni i jej sprawność. Osiągnięcie tego celu wymaga przeprowadzenia analizy właściwości magnesów trwałych, rodzaju i kształtu elementu pośredniczącego oraz wykonania badań stanowiskowych fizycznych modeli układów magnetycznych, celem wyznaczenia wartości przenieszonego momentu obrotowego i przełożenia prędkości obrotowej, zależnej od przenieszonego momentu obrotowego, oraz sprawności przekładni.

Celem użytecznym badań jest wybór układu magnetycznego i magnetowodu przeznaczonych do budowy modelu fizycznego przekładni magnetycznej, przeznaczonych do stosowania w układach mechanicznych, w aspekcie przenieszonej mocy układu mechanicznego.

W ramach dotychczasowych prac badawczych, wykonano badania symulacyjne układu klatki indukcyjnej i magnesów. Zbudowano wirtualny model, składający się z promieniowej klatki indukcyjnej, posiadającej 24 pręty, oraz układu magnesów w 36 promieniowych rzędach, po dwa magnesy (rys. 5).



Rys.5. Model przemiennika z kłatką indukcyjną, z 24 prętami i układem 72 magnesów, w 36 promieniowych rzędach [15]

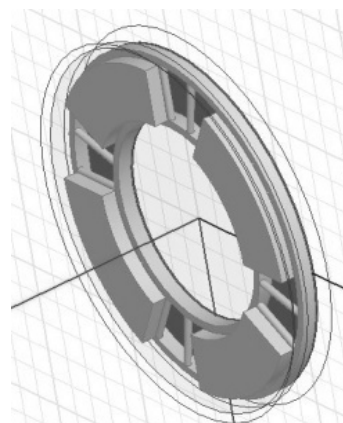


Rys.6. Przebieg momentu obrotowego w funkcji czasu – 3000 obr/min w modelu z 36 rzędami po 2 magnesy. Oś pionowa - czas [ms], oś pozioma - moment obrotowy [mNm] [15]

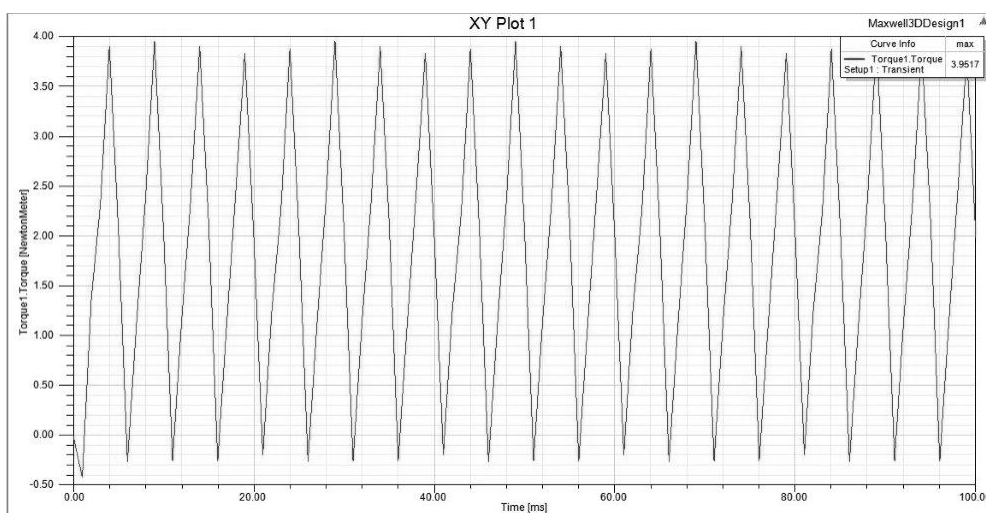
W trakcie badań symulacyjnych przyjęto założenie, że klatka jest nieruchoma, a wirują magnesy. W takim układzie symulowano zmiany prędkości pomiędzy klatką indukcyjną, a magnesami. Na rysunku 6 pokazano przykładowy przebieg generowanego na klatce indukcyjnej momentu, w funkcji czasu, dla magnesów wirujących z prędkością 3000 obr/min. Przy różnych prędkościach wirowania magnesów uzyskiwano nierównomierne przebiegi momentu obrotowego, o wartościach dochodzących do 0,550 Nm, jednocześnie minimalne wartości momentu obrotowego sięgają -180 Nm, (moment hamujący), co zmniejsza moment wypadkowy. Uzyskany przebieg jest nierównomierny.

Również zastosowanie blachy zamykającej linie pola magnetycznego wokół prętów klatki, nie spowodowało wzrostu ani wartości uzyskiwanego momentu ani większej regularności przebiegu.

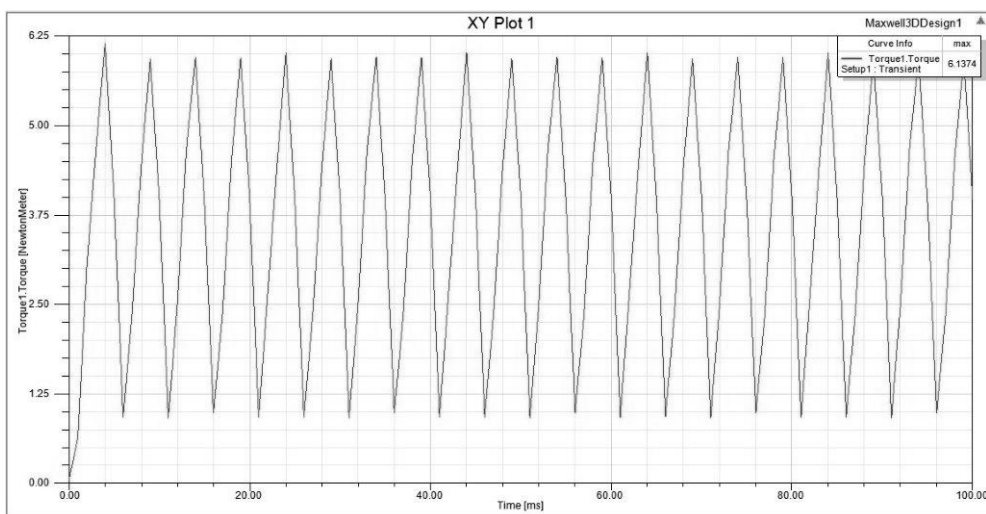
W związku z tym zmieniono pręty klatki na okrągłe i zastosowano cztery duże magnesy (rys. 7) oraz blachę zamykającą linie pola magnetycznego.



Rys.7. Model przemiennika z klatką indukcyjną z 24 prętami okrągłymi i układem 4 magnesów [15]



Rys.8. Przebieg momentu obrotowego w funkcji czasu – 3000 obr/min w modelu z 4 magnesami. Oś pionowa - czas [ms], oś pozioma - moment obrotowy [Nm] [15]



Rys.9. Przebieg momentu obrotowego w funkcji czasu -3000 obr/min w modelu z 4 magnesami i blachą 1mm. Oś pionowa - czas [ms], oś pozioma - moment obrotowy [Nm] [15]

Wartości momentu obrotowego dla różnych prędkości wirowania magnesów [15]

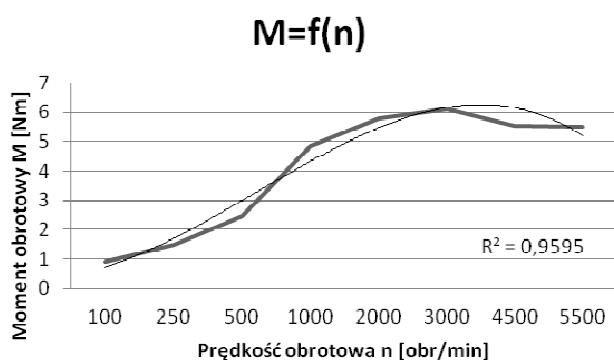
Tabela 3

Prędkość obrotowa magnesów n [obr/min]	Moment obrotowy M [Nm]
100	0,93
250	1,50
500	2,45
1000	4,87
2000	5,8
3000	6,14
4500	5,53
5500	5,51

Przeprowadzono symulacje bez blachy zamykającej linii pola oraz z blachą. Uzyskano regularne przebiegi momentu obrotowego, zastosowanie blachy zwiększyło uzyskiwany maksymalny moment z 3,95 Nm do 6,14 Nm. Na wykresach (rys. 8 i 9) widoczny jest przebieg momentu obrotowego w funkcji czasu.

Z kolei dla układu z 4 magnesami i blachą o grubości 1mm wykonano symulacje dla różnych prędkości obrotowych wirowania magnesów. Wyniki pokazano w tabeli 3.

Dla powyższych wartości utworzono wykres momentu obrotowego w funkcji prędkości wirowania magnesów (rys. 10).



Rys.10. Przebieg momentu obrotowego w funkcji prędkości wirowania magnesów w modelu z 4 magnesami i blachą 1 mm [15]

Wartość momentu obrotowego rośnie wraz ze wzrostem prędkości wirowania magnesów (przy nieruchomej klatce, co jest analogiczne do zjawiska poślizgu s w silniku indukcyjnym (rys. 4)), do maksimum, co odpowiada momentowi krytycznemu na charakterystyce silnika indukcyjnego (rys. 4), po czym spada, jak to ma również miejsce dla charakterystyki silnika (rys. 4). Uzyskana charakterystyka zbliżona jest do charakterystyki silnika indukcyjnego, co pozwala pozytywnie ocenić koncepcję rozwiązania przemiennika.

W ramach dalszych prac przeprowadzone zostaną badania symulacyjne układów z klatką indukcyjną wzorowanych na silniku indukcyjnym. Dla stałych gabarytów indukcyjnego przemiennika zmieniane będą

ilości i kształt magnesów oraz kształt i przekroje prętów klatki. Na podstawie symulacji zostanie wytypowany układ do badań stanowiskowych, opisywanych w pracy [14]. W ramach badań stanowiskowych wyznaczona zostanie charakterystyka $M = f(n)$ oraz zależności momentu wejściowego i wyjściowego: M_1 i M_2 oraz prędkości obrotowych wejściowej i wyjściowej: n_1 i n_2 . Odniesieniem będą hydrauliczne przemienniki momentu i charakterystyczna dla nich zależność $M_1 n_1 \sim M_2 n_2$. Wyznaczona będzie również sprawność przemiennika.

5. Podsumowanie

Przeprowadzona klasyfikacja znanych rozwiązań przekładni magnetycznych i elektromagnetycznych oraz scharakteryzowanie ich cech, wraz z analizą charakterystyki pracy silnika indukcyjnego, pozwoliły na utworzenie koncepcji indukcyjnego przemiennika momentu obrotowego. Dla modelu komputerowego wariantu przemiennika, przeprowadzono badania symulacyjne zależności przebiegu momentu obrotowego od prędkości wirowania magnesów, w funkcji czasu. Uzyskano krzywą zależności uzyskiwanego momentu obrotowego od prędkości wirowania magnesów w funkcji czasu, która wykazuje podobieństwo do charakterystyki silników indukcyjnych. Wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych pozwoliły pozytywnie ocenić koncepcję rozwiązania przemiennika.

W dalszych pracach badawczych zostaną wykonane symulacje układów z klatką indukcyjną, mające na celu wybór układu do badań stanowiskowych. Badany będzie wpływ kształtu i ilości magnesów oraz kształtu, przekroju i ilości prętów klatki na uzyskiwane charakterystyki zależności przenoszonego przez przemiennik momentu od prędkości obrotowej wirników i obciążenia przemiennika, w funkcji czasu. Wyznaczona zostanie charakterystyka $M = f(n)$ oraz zależności momentu wejściowego i wyjściowego: M_1 i M_2 oraz prędkości obrotowych wejściowej i wyjściowej: n_1 i n_2 . Uzyskana charakterystyka będzie porównana z charakterystyką pracy hydraulicznego przemiennika momentu.

Literatura:

1. Atallah K., Calverley S.D., Howe D.: Design, analysis and realization of a high-performance magnetic gear IEE Proceedings-Electric Power Application, Vol. 151, No. 2, March 2004.
2. Glinka T.: Maszyny elektryczne wzbudzone magnesami trwałymi. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
3. Hatch G. P.: Recent Developments In Permanent Magnet Gear Systems & Machines. W: Magnetics 2010 Conference, Lake Buena Vista, Florida USA, Luty 2010 via terramagnetica.com.
4. Huang C., Tsai M., Dorrell D., Lin B.: Development of a Magnetic Planetary Gearbox, IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, VOL. 44, NO. 3, MARCH 2008.
5. Huang J., Wang D., Zhang D.: The Torque Characteristic Analysis and Simulation on Electromagnetic Gear, Energy Procedia 17, 2012. via www.sciencedirect.com
6. Lubin T., Mezani S., Rezzoug A.: Analytical computation of the magnetic field distribution in a magnetic gear, IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, VOL. 46, NO. 7, JULY 2010.
7. Mężyk A., Tomas A.: Przekładnie magnetyczne - nowa jakość w transmisji momentu obrotowego. Prz. Mech. 2013 nr 10, s. 40-44.
8. Percebon L. A., Ferraz R., Ferreira da Luz M.V.: Modeling of a Magnetic Gear Considering Rotor Eccentricity. W: 2011 IEEE International Electric Machines & Drives Conference.
9. Plamitzer A.M.: Maszyny elektryczne. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1982.
10. Soiński M.: Materiały magnetyczne w technice. Biblioteka COSIW SEP. Warszawa 2001.
11. Szydelski Z.: Pojazdy samochodowe. Napęd i sterowanie hydrauliczne, WKiŁ Warszawa 1999.
12. Szydelski Z.: Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne: teoria, konstrukcja i eksploatacja Wydawnictwo Naukowo-Techniczne. Warszawa, 1973.
13. Surtmann R., Welss H.: Electromagnetic step able variation gear with clutch function. W: 7th INTERNATIONAL CONFERENCE APEIE-2004.
14. Tomas A., Matusiak P., Bal M.: Nowe rozwiązanie sprzęgła magnetycznego przeciążeniowego zmienno-obrotowego. ITG KOMAG, Gliwice 2011 (materiały nie publikowane).
15. Tomas A.: Przeniesienie napędu z wykorzystaniem oddziaływań magnetycznych, ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały nie publikowane).
16. Trout S. R.: Permanent magnets based on the lanthanides Raw Materials, Processing and Properties via www.spontaneousmaterials.com/Papers/Koreapaper.pdf
17. Walecki K.: Analiza elektromechanicznego przetwornika momentu i prędkości obrotowej. Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej, Nr 66, Studia i Materiały nr 32. Zagadnienia maszyn, napędów i pomiarów elektrycznych, Wrocław 2012.
18. Biuletyn Urzędu Patentowego RP nr 7/2014, str.35, Urząd Patentowy RP, Warszawa 2014.
19. US Patent No 687,292.
20. http://en.wikipedia.org/wiki/Torque_density
21. <http://silnikielektryczne.prv.pl/html/asynchroniczne.html>

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.

iCON – program do doboru parametrów technologicznych ścianowego i podścianowego przenośnika zgrzeblowego

Streszczenie

Podstawowym systemem eksploatacji węgla kamiennego w polskich kopalniach jest system ścianowy. Wydajność tego procesu uzależniona jest m.in. od odpowiedniego doboru parametrów pracy maszyn wchodzących w skład systemu: przenośnika zgrzeblowego, kombajnu ścianowego i sekcji obudowy zmechanizowanej. Opracowany w ITG KOMAG komputerowy program doboru parametrów przenośników zgrzeblowych iCON umożliwia określenie ich wielkości charakterystycznych i odpowiedni dobór do planowanej wydajności. W artykule zaprezentowano kolejną wersję programu do obliczeń parametrów przenośników zgrzeblowych, z uwzględnieniem uwag ich producentów i użytkowników.

Słowa kluczowe: przenośnik zgrzeblowy, parametry technologiczne, dobór przenośnika, program komputerowy
Keywords: flight-bar conveyor, technological parameters, selection of conveyor, software programme

Summary

Longwall system is the basic system for hard coal mining in Polish mines. The output depends, among others, on proper selection of operational parameters of the following machines included in the system: AFC, longwall shearer and powered roof supports. iCON software programme developed at KOMAG enables determination of characteristic parameters of flight-bar conveyors and their proper selection for planned output. The next version of software programme for calculation of parameters of flight-bar conveyors, including remarks of their manufacturers and users, is presented.

1. Wstęp

Przenośniki zgrzeblowe stanowią istotny element mechanicznego systemu wyposażenia ścian i razem z maszynami urabiającymi (kombajnami lub strugami) oraz obudowami zmechanizowanymi tworzą tzw. ścianowe kompleksy zmechanizowane [1, 6, 8, 9, 10].

Przenośniki zgrzeblowe są przystosowane do współpracy z maszynami urabiającymi. Zastosowanie ich w danych warunkach górnictwo-geologicznych powinno odpowiadać warunkom lokalizacji. Dobór przenośników zgrzeblowych jest zagadnieniem istotnym z punktu widzenia wzajemnej współpracy maszyn i stanowi podstawę uzyskiwania dobrej efektywności pracy kompleksów ścianowych [1, 6, 8, 9, 10].

W oparciu o zgromadzoną wiedzę i wieloletnie doświadczenie specjalistów w ITG KOMAG opracowano algorytm, a następnie program komputerowy doboru parametrów przenośników zgrzeblowych [1, 6, 7, 8].

Zasady ich doboru do danych warunków pracy oraz niezbędne obliczenia przedstawiono w licznych publikacjach [1, 3, 6, 7, 8, 9, 10].

Zgodnie z przyjętymi założeniami program umożliwia wyznaczenie istotnych parametrów przenośników zgrzeblowych ścianowych, podścianowych

oraz chodnikowych (zastępujących przenośniki taśmowe w głównych ciągach odstawy przy dużym wzniosie) i zapewnia bezpieczeństwo pracy, w zależności od zadanych danych wejściowych.

2. Aplikacja programowa do doboru parametrów technologicznych ścianowych i podścianowych przenośników zgrzeblowych – iCON

Prace nad programem inżynierskim umożliwiającym określenie wybranych charakterystycznych parametrów przenośników zgrzeblowych i ich odpowiedni dobór do planowanej wydajności rozpoczęto w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w 2010 roku [3, 4, 5]. „Program doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego iCON” został dotychczas wdrożony w kopalni Zofiówka oraz jest użytkowany przez producentów przenośników zgrzeblowych – firmę Kopex Machinery S.A. i Patentus S.A.

Warunki pracy przenośnika zgrzeblowego ścianowego mają wpływ na opory ruchu gałęzi górnej i dolnej. W zależności od wartości tych oporów dobierane są moce napędów i ich rozdział na napęd wysypowy i zwrotny. Opory ruchu przenośnika zgrzeblowego i wynikające z nich moce oraz

roz rozmieszczenie jednostek napędowych zależą od wielu czynników, do których należy zaliczyć [1, 7, 8, 9, 10]:

- długość przenośnika L , w tym długość załadowania L_z [m],
- współczynnik oporów ruchu gałęzi górnej f_g (zależny od rodzaju transportowanego materiału i od jego przekroju poprzecznego),
- współczynnik oporów ruchu gałęzi dolnej f_d (zależny od rodzaju transportowanego materiału i stopnia zanieczyszczenia tej gałęzi),
- współczynnik ψ_g , określający opory ruchu w gałęzi górnej (opory dodatkowe), na zakrzywieniach trasy ciągła łańcuchowego, w kadłubie napędu wysypowego i na trasie przenośnika,
- współczynnik ψ_d , określający opory ruchu gałęzi dolnej (opory dodatkowe), na zakrzywieniach trasy ciągła łańcuchowego, w kadłubie napędu zwrotnego i na trasie przenośnika,
- współczynnik określający wpływ nachylenia poprzecznego ϕ na opory ruchu gałęzi górnej f_g ,
- obciążenie jednostkowe przenośnika urobkiem q_u [kg/m],
- masa jednostkowa ciągu q_c [kg/m],
- sprawność całkowita napędu η_c ,
- stosunek oporów ruchu gałęzi górnej W_g do oporów ruchu gałęzi dolnej W_d .

W obliczeniach ścianowych przenośników zgrzebłowych przyjęto cztery różne warianty obliczeń, których wybór uzależniony jest od stosunku $\frac{W_g}{W_d}$ [1, 7, 8, 9, 10].

W wariancie I ($W_g \geq 0$ i $W_d > 0$), który występuje najczęściej i dotyczy przenośników zwanych przenośnikami przesuwającymi, moc potrzebną do pokonania oporów ruchu gałęzi górnej W_g (moc napędu wysypowego) określa się z zależności [7]:

$$N_w = \frac{W_g \cdot v_t}{1000 \cdot \eta_{c \min}} \text{ [kW]} \quad (1)$$

zaś moc do pokonania oporów ruchu gałęzi dolnej W_d (moc napędu zwrotnego) [7]:

$$N_z = \frac{W_d \cdot v_t}{1000 \cdot \eta_{c \min}} \text{ [kW]} \quad (2)$$

Całkowita niezbędna moc przenośnika wynosi [7]:

$$N_c = N_w + N_z \text{ [kW]} \quad (3)$$

W wariantach II i III ($W_g < 0$) moc silników przenośnika zgrzebłowego jest liczona dwukrotnie, czyli dla obciążonego i nieobciążonego urobkiem.

W wariancie II ($\left| \frac{W_g}{W_d} \right| \leq 1$) moc przenośnika załadowanego określa się z zależności [7]:

$$N_{cz} = \frac{(W_d - |W_g|) \cdot v_t}{1000 \cdot \eta_{c \min}} \text{ [kW]} \quad (4)$$

natomiast moc przenośnika niezaładowanego [7]:

$$N_{cn} = \frac{L \cdot q_c \cdot g \cdot f_i \cdot \cos \alpha \left(\psi_g + \frac{\psi_d}{\eta_{zs}} \right)}{1000 \cdot \eta_{c \min}} \text{ [kW]} \quad (5)$$

W wariancie III ($\left| \frac{W_g}{W_d} \right| > 1$) moc przenośnika obciążonego urobkiem określa zależność [7]:

$$N_{cz} = \frac{(|W_d| - |W_g|) \cdot v_t \cdot \eta_{\max}}{1000} \text{ [kW]} \quad (6)$$

zaś moc przenośnika niezaładowanego [7]:

$$N_{cn} = \frac{L \cdot q_c \cdot g \cdot f_i \cdot \cos \alpha \left(\psi_g + \frac{\psi_d}{\eta_{zs}} \right) \cdot v_t \cdot \eta_{c \max}}{1000} \text{ [kW]} \quad (7)$$

Do dalszych obliczeń przyjmuje się większą z wyliczonych wartości [7].

W wariancie IV ($W_g > 0$ i $W_d < 0$, czyli dla $\frac{W_g}{W_d} < 0$)

mamy do czynienia z przypadkiem transportu urobku po dużym wzniosie. Taki wariant obliczeniowy może mieć miejsce, gdy kąt nachylenia podłużnego przenośnika $\alpha > \arctg f_d$. Przykładowo dla $f_d = 0,3$ $\alpha \approx 16,7^\circ$, zaś dla $f_d = 0,6$ $\alpha \approx 31^\circ$. Są to więc warunki pracy, które nie występują w ścianach węglowych, ale mogą sporadycznie wystąpić w przenośnikach chodnikowych. W tym wariancie pracy przenośnik powinien być wyposażony w jeden napęd usytuowany na wysypie (czyli u góry), którego moc oblicza się z zależności [4, 7]:

$$N_c = N_w = \frac{(W_d - |W_g|) \cdot v_t}{1000 \cdot \eta_{c \min}} \text{ [kW]} \quad (8)$$

Przenośnik ścianowy współpracuje z przenośnikiem podścianowym, który jest drugim środkiem odstawy urobku ze ściany. Ze względu na fakt, że w przenośnikach tych silniki (1 lub 2) znajdują się zawsze w napędzie wysypowym, dobór podstawowych parametrów, przenośnika podścianowego jest mniej skomplikowany niż w przenośnikach ścianowych [1, 7, 8, 9, 10].

Program iCON, bazujący na powyższych zależnościach, umożliwia wykonanie następujących obliczeń dotyczących przenośników zgrzeblowych [3, 4, 5, 6, 7, 8]:

- mocy napędów ścianowego przenośnika zgrzeblowego,
- mocy napędów podścianowego przenośnika zgrzeblowego,
- maksymalnych długości przenośników ścianowych ze względu na zainstalowaną moc,
- maksymalnej dopuszczalnej mocy napędów dla określonego rodzaju i wielkości cięgna,
- sił zabezpieczających przenośnik zgrzeblowy ścianowy przed przesunięciem wzdłużnym i poderwaniem napędu zwrotnego przenośnika,

– sił zabezpieczających przenośnik zgrzeblowy podścianowy przed przesunięciem wzdłużnym i poderwaniem napędu zwrotnego przenośnika.

Zdobyte doświadczenia podczas wdrażania programu oraz uwagi producentów i użytkowników przenośników zgrzeblowych pozwoliły na udoskonalenie i rozwój funkcjonalności oferowanego oprogramowania. Opracowano moduł programu uwzględniający szczególne zastosowanie przenośników zgrzeblowych jako przenośników stacjonarnych w głównych ciągach odstawy, przy dużym wzniosie, w tym umożliwiającą:

- obliczenia mocy dla przenośników zgrzeblowych chodnikowych, zastępujących przenośniki taśmowe (przy nadmiernym nachyleniu podłużnym) (rys. 1, rys. 2).

The screenshot shows a software window titled "System doboru parametrów przenośnika ścianowego i podścianowego". It contains a table of input parameters for conveyor power calculations. The parameters and their values are as follows:

Symbol	Opis	Wartość
Q_{max}	Wydajność maksymalna [t/h]	1500,00
L	Długość przenośnika [m]	300,00
L_z	Długość załadunku [m]	250,00
α	Kąt nachylenia podłużnego [st.]	0,00
γ	Gęstość usypowa urobku [t/m ³]	1
d	Średnica pręta ogniwa [mm]	38,00
t_{sr}	Podziałka ogniwa łańcucha [mm]	137
q_c	Masa jednostkowa cięgna łańcuchowego [kg/m]	91,04
	Usytuowanie łańcuchów w cięgnię	2 skrajnie
v_l	Prędkość cięgna łańcucha [m/s]	1,43
i	Przełożenie przekładni	33,00
z	Liczba zębów gwiazdy	7
P_{zrt}	Obciążenie zrywające łańcuch [kN]	2227
η_z	Sprawność przeniesienia siły w cięgnię na bębnie zwrotnym	0,95
η_{cmin}	Minimalna sprawność całkowita napędu	0,72
η_{cmax}	Maksymalna sprawność całkowita napędu	0,88
	Konstrukcja rynny	otwarta

Rys.1. Okno programu – obliczenia mocy dla przenośników zgrzeblowych chodnikowych, zastępujących przenośniki taśmowe (źródło: na podstawie [1, 5, 7])

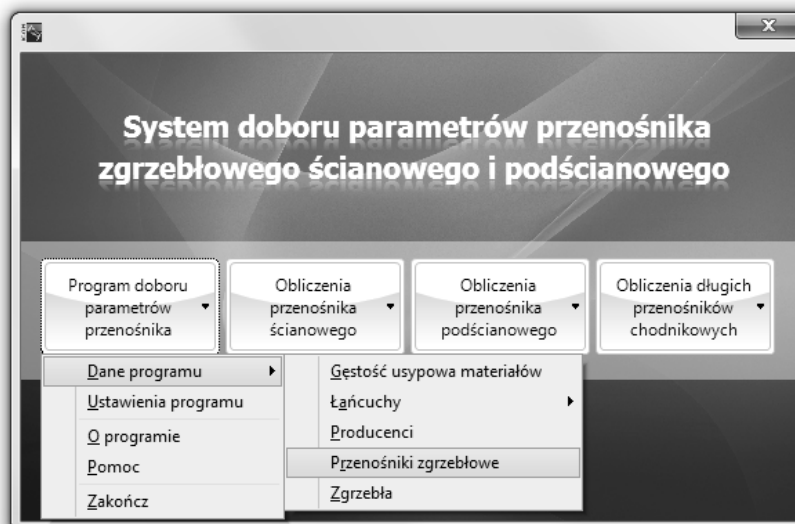
The screenshot shows the same software window as Rys.1, but with the "Wartości współczynników" tab selected. It displays a table of coefficient parameters:

Symbol	Opis	Wartość
Ψ_w	Współczynnik wzrostu oporów ruchu w kadłubie napędu wysypowego	1,0
Ψ_z	Współczynnik wzrostu oporów ruchu w kadłubie napędu zwrotnego	1,03
Ψ_t	Współczynnik uwzględniający stopień nieprostoliniowości trasy przenośnika	1,1
f_g	Współczynnik oporu ruchu cięgna wraz z urobkiem w gałęzi górnej	0,40
f_l	Współczynnik oporów ruchu cięgna nieobciążonego urobkiem w gałęzi górnej	0,30
f_d	Współczynnik oporów cięgna łańcuchowego w gałęzi dolnej	0,6
φ	Współczynnik wpływu nachylenia poprzecznego rynny na opory ruchu w gałęzi górnej	1,0

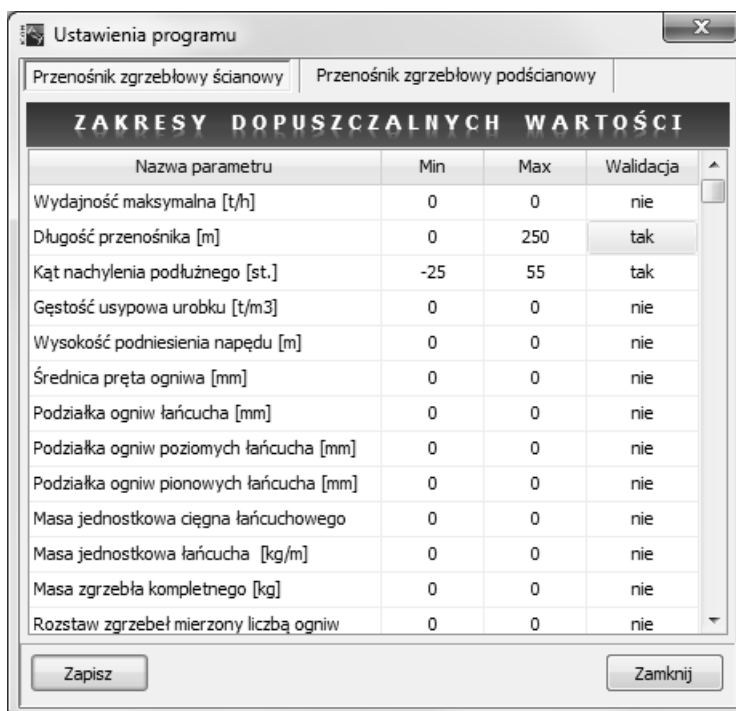
Rys.2. Okno programu – obliczenia mocy dla przenośników zgrzeblowych chodnikowych, zastępujących przenośniki taśmowe (wartości współczynników) (źródło: na podstawie [1, 5, 7])

Program iCON rozszerzono ponadto o dodatkowe moduły umożliwiające tworzenie i edycję danych, m.in.: listy producentów, łańcuchów, zgrzebeł i dostępnych szerokości przenośników (rys. 3) oraz określenie dopuszczalnych wartości dla zidentyfikowanych danych wejściowych (rys. 4, rys. 5) [4].

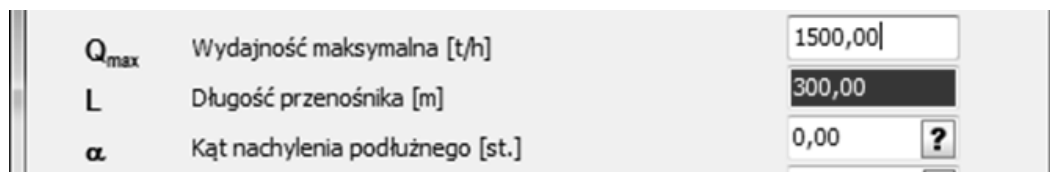
W celu gromadzenia informacji związanych z wykonywanymi obliczeniami opracowano model relacyjnej bazy danych. Przyjęto, że wszystkie dane identyfikujące proces doboru parametrów pracy maszyny (parametry przenośnika i określające rodzaj i warunki pracy, itp.) będą gromadzone w lokalnej bazie danych.



Rys.3. Okno programu – dostępne moduły edycji danych programu (źródło: na podstawie [1, 3, 4, 5, 7])



Rys.4. Okno programu – wprowadzanie zakresów dopuszczalnych wartości (źródło: na podstawie [3, 5])



Rys.5. Fragment okna programu – weryfikacja poprawności wprowadzonej wartości zgodnie ze zdefiniowanym zakresem (źródło: na podstawie [5])

Są to:

- charakterystyczne parametry konstrukcyjne przenośnika zgrzeblowego,
 - dane techniczne przenośnika zgrzeblowego,
 - dane charakteryzujące warunki górnictwo-geologiczne,
 - dane charakteryzujące proces technologiczny.
- W celu wspomagania użytkownika programu, na każdym etapie pracy, program iCON uzupełniono o tabele, listy wyboru oraz wykresy m.in. [3, 4, 5, 6, 7, 8]:
- masy i głównych wymiarów łańcuchów (rys. 6, rys. 7),
 - prędkości łańcucha, w funkcji podziałki łańcucha, liczby zębów gwiazdy, przełożenia przekładni, przy połączeniu silnika z przekładnią sprzęgłem elastycznym lub sztywnym (rys. 8),
 - szerokości zewnętrznych rynien ścianowych i podścianowych przenośników zgrzeblowych (rys. 9),
 - wartości obciążeń zrywających łańcuch (rys. 10),
 - wartości współczynnika f_d w funkcji zanieczyszczenia urobkiem i konstrukcji rynny (rys. 11).
- W programie iCON dokonano także modyfikacji prezentacji nomogramów i wykresów:
- do określenia współczynników wzrostu oporów ruchu na podwójnym, poziomym przegięciu za kombajnem Ψ_{1g} i Ψ_{1d} (rys. 12),
 - do określenia współczynników wzrostu oporów ruchu na podwójnym, pionowym przegięciu spowodowanym przez uskok Ψ_{2g} i Ψ_{2d} (rys. 13),
 - do określenia współczynników wzrostu oporów ruchu na przegięciu spowodowanym zmianą nachylenia pokładu Ψ_{3g} i Ψ_{3d} (rys. 14),
 - do określenia współczynników wzrostu oporów ruchu wynikających z łukowego prowadzenia ściany Ψ_{4g} i Ψ_{4d} (rys. 15),
 - zależności współczynnika φ , w funkcji kąta poprzecznego nachylenia przenośnika (rys. 16).
- Zaimplementowano także szereg procedur i funkcji umożliwiających automatyczne wyznaczenie wartości poszczególnych współczynników na podstawie zmiennych danych (rys. 17, rys. 18).
- Przeprowadzone testy programu potwierdziły poprawność działania programu oraz zgodność z opracowanym algorytmem. Zmodyfikowany program umożliwia określenie wybranych wielkości charakteryzujących parametry przenośników ścianowych i podścianowych w szerszym niż dotychczas zakresie. Struktura programu umożliwia jego dalszą rozbudowę i zwiększenie funkcjonalności poprzez dobór parametrów kombajnu ścianowego, przy uwzględnieniu czynników wpływających na dobór urządzeń systemu ścianowego do warunków eksploatacyjnych.

Wymiary łańcuchów

wg normy PN-G-46701

Lp.	Wielkość łańcucha d x t	Średnica pręta ogniwa d [mm]		Podziałka łańcucha t [mm]	
1	14 x 50	14	± 0,4	50	± 0,5
2	18 x 64	18	± 0,5	64	± 0,6
3	19 x 64,5	19	± 0,5	64,5	± 0,6
4	22 x 86	22	± 0,7	86	± 0,9
5	24 x 86	24	± 0,8	86	± 0,9
6	24 x 87,5	24	± 0,8	87,5	± 0,9
7	26 x 92	26	± 0,8	92	± 0,9
8	30 x 108	30	± 0,9	108	± 1,1
9	34 x 126	34	± 1,0	126	± 1,3
10	38 x 137	38	± 1,1	137	± 1,4
11	42 x 152	42	± 1,3	152	± 1,5

Rys.6. Wymiary łańcuchów (źródło: na podstawie [2, 4, 5])

Wymiary łańcuchów						
wg normy PN-G-46701		dane użytkownika				
Lp.	Wielkość łańcucha d x t	Średnica pręta ogniwa d [mm]		Podziałka łańcucha t [mm]		Masa jednostkowa łańcucha [kg/m]
1	14 x 50	14	± 0,4	50	± 0,5	4
2	18 x 64	18	± 0,5	64	± 0,6	6,6
3	19 x 64,5	19	± 0,5	64,5	± 0,6	7,6
4	22 x 86	22	± 0,7	86	± 0,9	9,5
5	24 x 86	24	± 0,8	86	± 0,9	11,6
6	24 x 87,5	24	± 0,8	87,5	± 0,9	11,5
7	26 x 92	26	± 0,8	92	± 0,9	13,7
8	30 x 108	30	± 0,9	108	± 1,1	18
9	34 x 126	34	± 1,0	126	± 1,3	22
10	38 x 137	38	± 1,1	137	± 1,4	29
11	42 x 152	42	± 1,3	152	± 1,5	35,3

Rys.7. Wymiary i masy łańcuchów (źródło: na podstawie [2, 4, 5])

Prędkość łańcuchowa v_f					
Łańcuch dxt	Liczba zębów gwiazdy z	Przełożenie przekładni i			
		21	28	33	39
38x137	6	1,94	1,44	1,22	1,03
	7	2,26	1,68	1,42	1,20
38x146 42x146	6	2,06	1,56	1,30	1,10
	7	2,41	1,79	1,51	1,28
42x152 42x144/160	6	2,15	1,60	1,35	1,14
	7	2,51	1,87	1,57	1,33
48x152	7	2,51	1,87	1,57	1,33
48x144/158	6	2,13	1,59	1,34	1,14

Rys.8. Prędkości łańcucha (źródło: na podstawie [2, 4, 5])

Szerokości zewnętrzne rynien ścianowych przenośników zgrzebłowych			
Lp.	Producent	Nazwa	Szerokość [mm]
1	RYFAMA S. A.	Ryfama S-1250	1250
2	RYFAMA S. A.	Rybnik 1100	1100
3	RYFAMA S. A.	Rybnik 950	950
4	RYFAMA S. A.	Rybnik 850	850
5	RYFAMA S. A.	Rybnik 750	750

Rys.9. Zewnętrzne szerokości rynien ścianowych przenośników zgrzebłowych (źródło: na podstawie [3, 4, 5])

Obciążenie zrywające łańcuch P_{zrl} [kN]

wg normy PN-G-46701 dane użytkownika

Obciążenie zrywające, min. [kN]

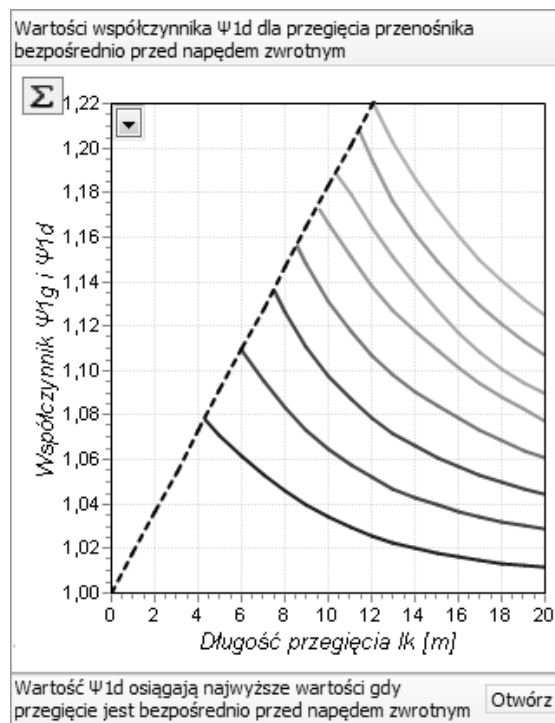
Lp.	Wielkość łańcucha d x t [mm x mm]	Klasa jakości łańcucha		
		B	C	D
1	14x50	190	250	310
2	18x64	320	410	510
3	19x64,5	360	450	565
4	22x86	490	610	760
5	24x86	570	720	900
6	24x87,5	570	720	900
7	26x92	670	850	1060
8	30x108	890	1130	1400
9	34x126	1140	1450	1800
10	38x137	1420	1810	2270
11	42x152	1800	2220	2770

Rys.10. Wartości obciążeń zrywających łańcuch (źródło: na podstawie [2, 4, 5])

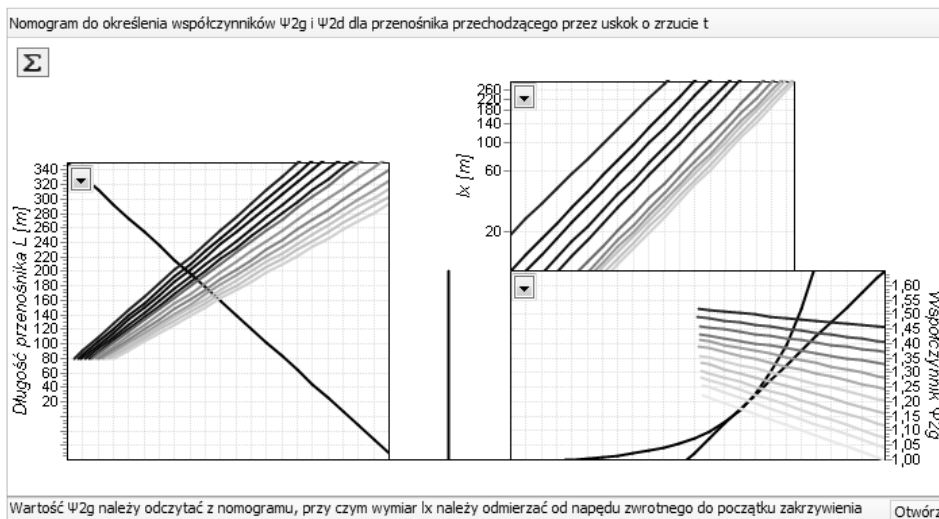
Wartości współczynnika oporów ruchu ciągnia w dolnej przestrzeni rynien f_d w funkcji jej zanieczyszczenia urobkiem i konstrukcji rynny

Masa urobku przed zgrzeblem m_u [kg]	Rynny otwarte	Rynny zamknięte
Brak zanieczyszczeń $\mu=0$	0,3	0,3
Małe zanieczyszczenia $\mu = 1/4 q_c$	0,5	0,4
Średnie zanieczyszczenia $\mu = 1/2 q_c$	0,7	0,5
Duże zanieczyszczenia $\mu = q_c$	1,1	0,8

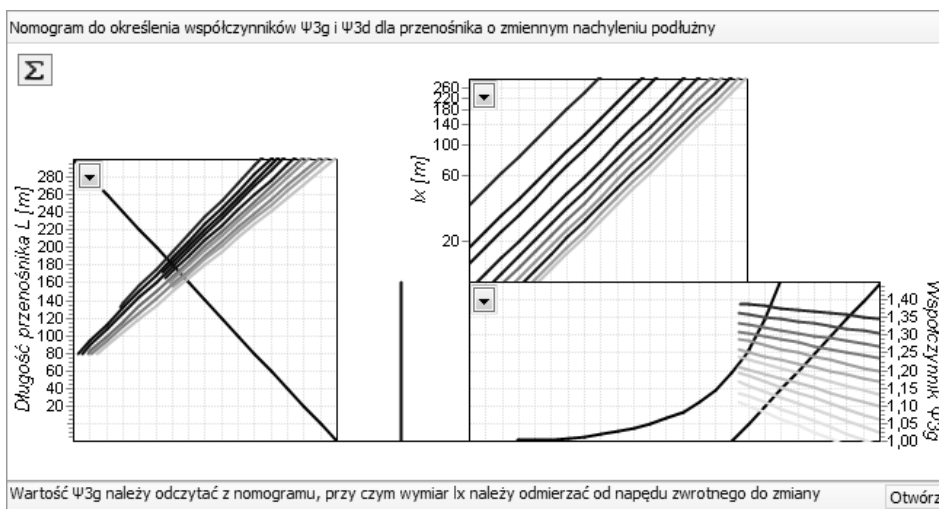
Rys.11. Wartości współczynnika f_d (źródło: na podstawie [3, 4, 5])



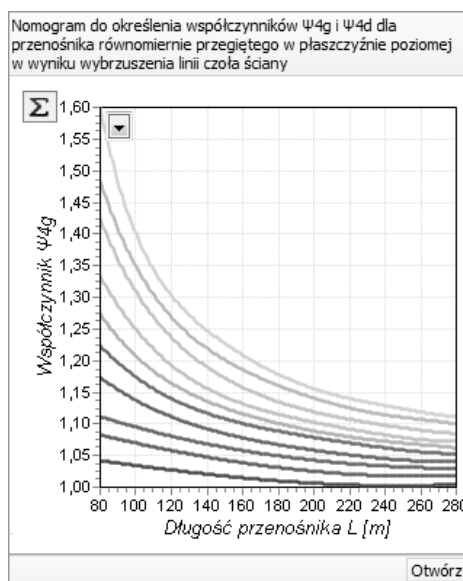
Rys.12. Nomogram do określania wartości współczynnika Ψ_{1d} (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])



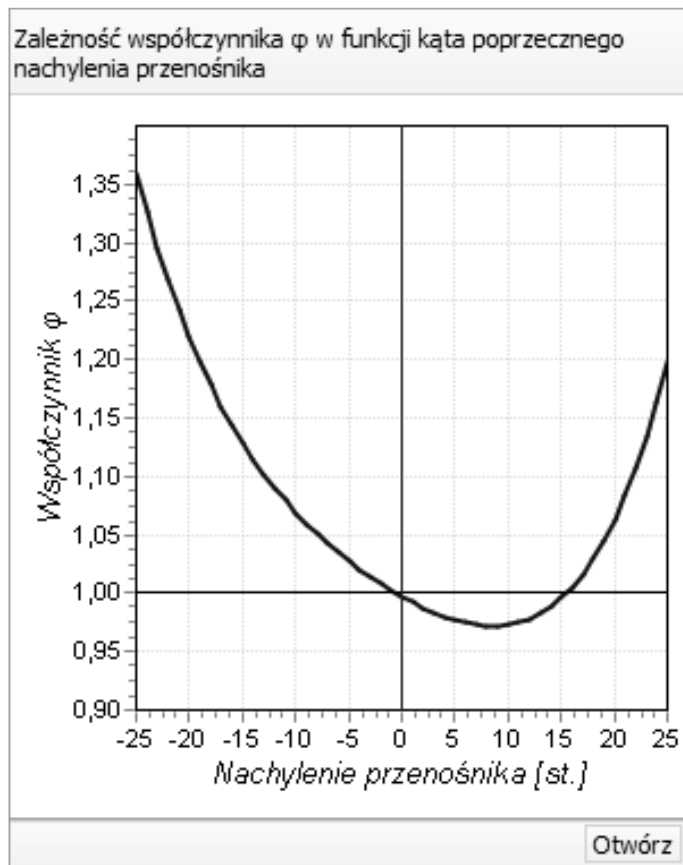
Rys.13. Nomogram do określenia współczynników Ψ_{2g} i Ψ_{2d} dla przenośnika przechodzącego przez uskoki o zrzucie t (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])



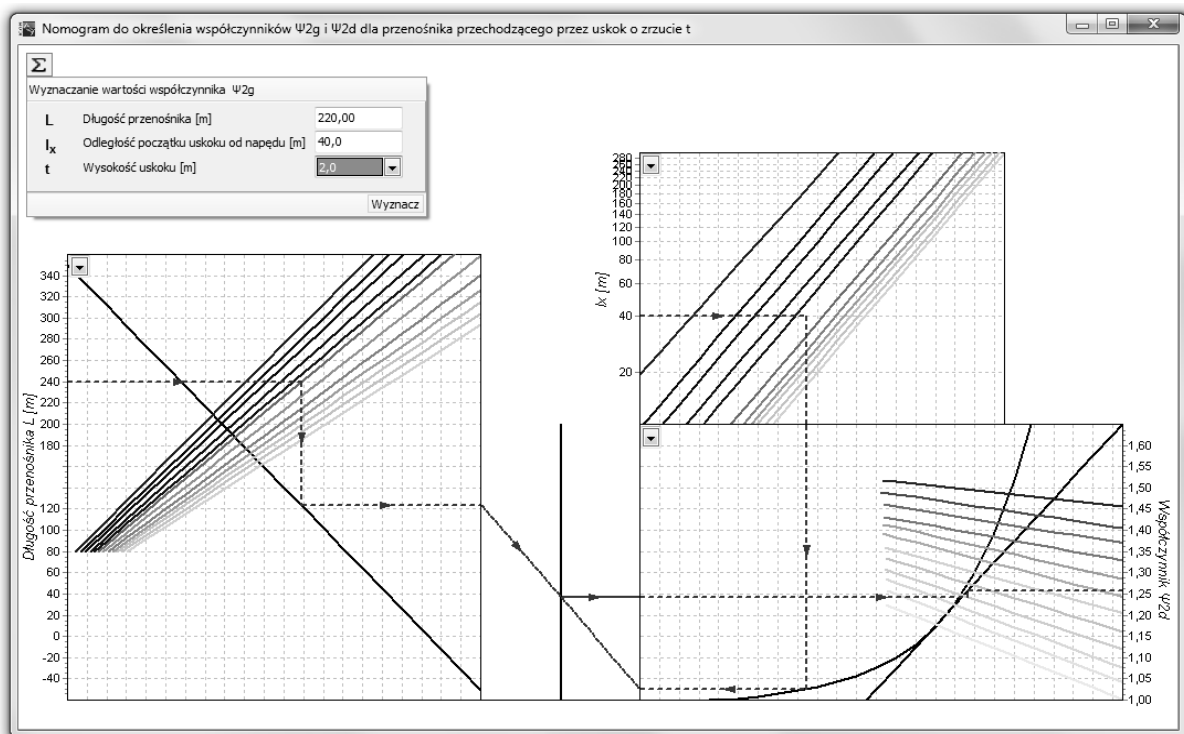
Rys.14. Nomogram do określenia współczynników Ψ_{3g} i Ψ_{3d} dla przenośnika o zmiennym nachyleniu podłużnym (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])



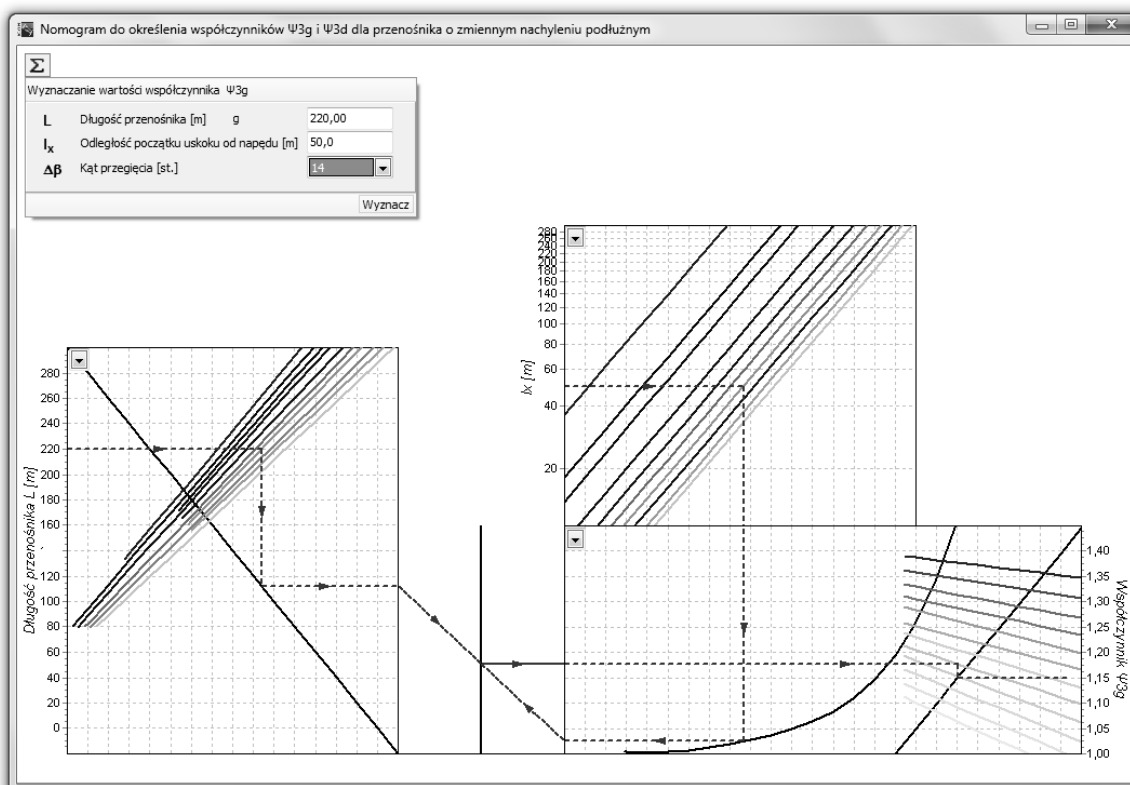
Rys.15. Nomogram do określenia współczynników Ψ_{4g} i Ψ_{4d} dla przenośnika równomiernie przegiętego w płaszczyźnie poziomej w wyniku wybrzuszenia linii czoła ściany (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])



Rys.16. Zależność współczynnika φ w funkcji kąta poprzecznego nachylenia przenośnika (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])



Rys.17. Okno programu – wyznaczenie wartości współczynnika Ψ_{2g} z nomogramu (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])



Rys.18. Okno programu – wyznaczenie wartości współczynnika Ψ_{3d} z nomogramu (źródło: na podstawie [1, 3, 5, 7])

3. Podsumowanie

W trakcie wdrażania „Programu doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego” zgromadzono szereg uwag i sugestii dotyczących jego rozwoju, przedstawianych przez producentów i użytkowników. W wyniku realizacji prac programowych opracowano szereg procedur i funkcji w zakresie zmodyfikowanej funkcjonalności programu oraz mechanizmów podpowiedzi, w postaci uwag, nomogramów, wykresów oraz list wyboru z możliwością dodawania i zapisania nowych wartości (m.in. mas i głównych wymiarów łańcuchów, prędkości łańcucha, szerokości zewnętrznych rynien ścianowych i podścianowych przenośników zgrzeblowych, wartości obciążeń zrywających łańcuch oraz wartości wybranych współczynników) umożliwiającą wykonywanie obliczeń zarówno konstruktorom, jak i użytkownikom przenośników zgrzeblowych. Zaimplementowano także moduł programu uwzględniający szczególne zastosowanie przenośników zgrzeblowych jako przenośników stacjonarnych w głównych ciągach odstawy, przy dużym wzniosie.

Opracowany w ITG KOMAG komputerowy program doboru parametrów przenośników zgrzeblowych umożliwia określenie ich wybranych wielkości, charakteryzujących parametry tj.: wydajność masowa i objętościowa przenośnika, szerokość przenośnika,

opory ruchu przenośnika, moce jednostek napędowych i ich rozmieszczenie, moc całkowita, maksymalne obciążenie ciągną oraz współczynnik bezpieczeństwa ciągną łańcuchowego na zerwanie.

Literatura

1. Antoniak J., Suchoń J.: Górnice przenośniki zgrzeblowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1983.
2. PN-G-46701:1997 Łańcuchy ogniwowe górnicze.
3. Rogala-Rojek J. i in.: Aplikacja programowa do doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego. Przygotowanie algorytmów doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego. ITG KOMAG, Gliwice 2010 (materiały nie publikowane).
4. Rogala-Rojek J. i in.: Aplikacja programowa do doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego. Doskonalenie i rozwój funkcjonalności „Programu doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego”. Opracowanie specjalizowanego modułu programu. ITG KOMAG, Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
5. Rogala-Rojek J. i in.: Aplikacja programowa do doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego. Doskonalenie

-
- i rozwój funkcjonalności „Programu doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego”. Opracowanie mechanizmów wsparcia obsługi programu i systemu pomocy kontekstowej. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały nie publikowane).
6. Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie. ITG KOMAG, Gliwice 2012.
 7. Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja. ITG KOMAG, Gliwice 2012.
 8. Suchoń J., Szkudlarek Z., Rogala-Rojek J.: Komputerowy dobór górniczych przenośników zgrzebłowych zintegrowanego systemu ścianowego. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2011. ITG KOMAG, Gliwice 2011, s. 67-76.
 9. Suchoń J., Szkudlarek Z., Rogala-Rojek J.: Komputerowe wspomaganie obliczeń parametrów technologicznych górniczych przenośników zgrzebłowych. Maszyny Górnicze 2013 nr 3, Gliwice 2013, s. 34-40,
 10. Suchoń J., Szkudlarek Z., Rogala-Rojek J.: Komputerowe obliczenia górniczych przenośników zgrzebłowych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2013. ITG KOMAG, Gliwice 2013, s. 289-307.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.

Głowica zaciskowa z hydraulicznym zaciskiem szczęk

Streszczenie

Dokonano przeglądu istniejących rozwiązań oraz omówiono budowę i zasadę działania nowego rozwiązania głowicy zaciskowej, opracowanej w ITG KOMAG. Głowica zaciskowa z hydraulicznym zaciskiem szczęk jest przeznaczona do wiertnic, w których stosowana jest automatyzacja czynności wiertniczych. Głowica służy do przenoszenia momentu obrotowego z silnika na żerdź wiertniczą oraz wywierania docisku żerdzi podczas wiercenia. W konstrukcji zastosowano trzy cylindry hydrauliczne, z których każdy odpowiada za ruch pojedynczej szczęki zaciskowej.

Słowa kluczowe: głowica wiertnicza, głowica zaciskowa, rozwiązania patentowe

Keywords: drilling head, clamping unit, patent solutions

Summary

Present solutions are reviewed as well as design and principle of operation of clamping unit developed at KOMAG are discussed. Clamping unit with hydraulic clamp of jaws is designed for drilling rigs with automated drilling operations. The unit is used for torque transmission from motor to drilling rod and to press the rod during drilling. Three hydraulic cylinders, each of them responsible for the movement of a single clamping jaw, were used in the unit.

1. Wprowadzenie

Dążenie do automatyzacji procesu wiercenia zarówno na powierzchni jak i w podziemiach kopalń wymaga doskonalenia rozwiązań wiertnic, w tym ich głowic zaciskowych. Głowica zaciskowa żerdzi wiertniczej odpowiada za przenoszenie momentu obrotowego silnika na żerdź wiertniczą oraz wywieranie docisku żerdzi. Obecnie na rynku polskim dostępne są głowice z zaciskiem ręcznym, pneumatycznym i hydraulicznym z zastosowaniem przekładni klinowej. Rosnące wymagania odnośnie zwiększenia siły docisku i postępu wiercenia były przyczyną podjęcia w ITG KOMAG prac nad opracowaniem nowej konstrukcji głowicy zaciskowej, w której wyeliminowano przekładnię klinową i zastosowano trzy, niezależne, hydrauliczne cylindry zaciskowe. W głowicy tej każdy cylinder odpowiada za zacisk pojedynczej szczęki. Wstępna analiza wykazała, że rozwiązanie to powinno korzystnie wpłynąć zarówno na obniżenie masy oraz gabarytów głowicy, co jest szczególnie istotnie podczas prac transportowych i montażu wiertnicy w miejscu jej eksploatacji.

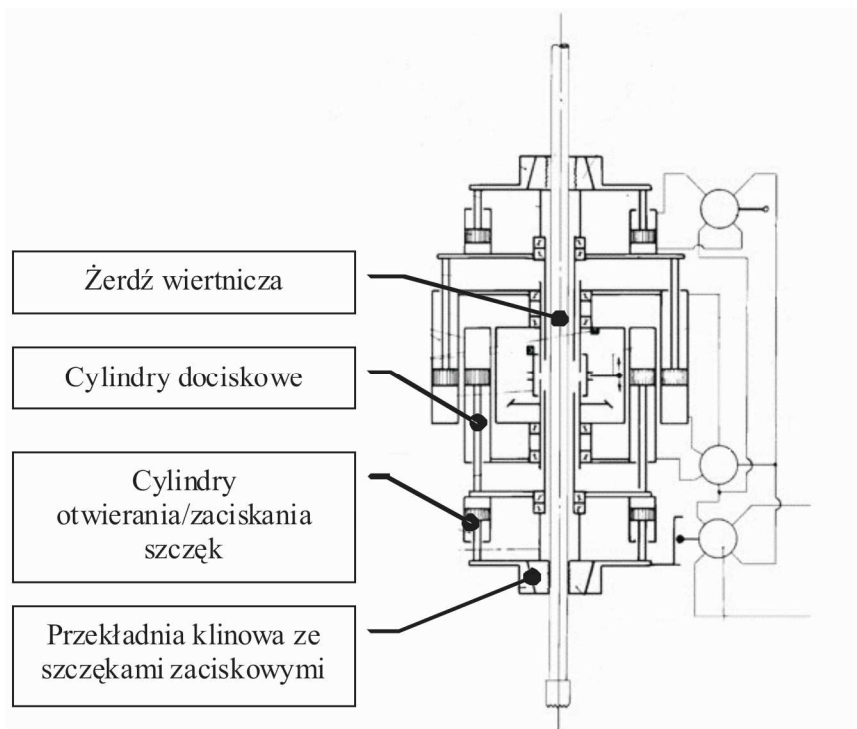
Głowica z hydraulicznym zaciskiem szczęk przeznaczona jest do zastosowania w wiertnicach wykonujących prace w kopalniach węgla, rud i soli. Zainstalowana na wiertnicy głowica pozwala na: wiercenia geologiczno-poszukiwawcze, wykonywanie otworów odwadniających, odgazujących i wyprzedzających w skałach o różnej twardości.

2. Przegląd rozwiązań głowic wiertniczych

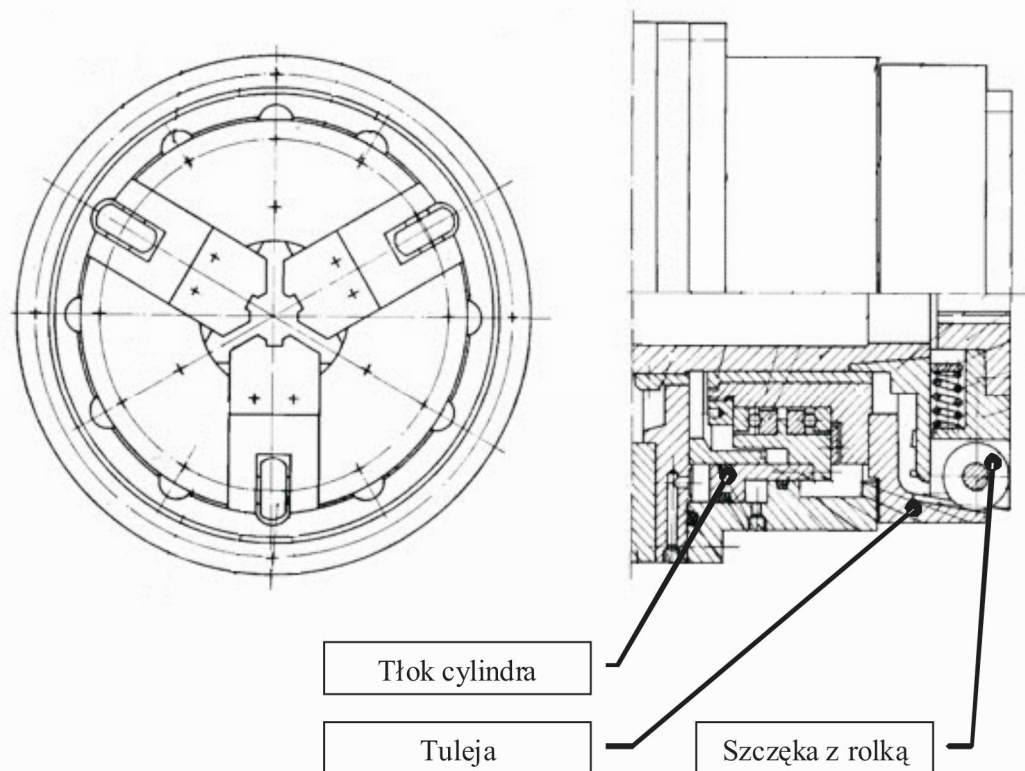
Z przeprowadzonej analizy rozwiązań głowic wiertniczych wynika, że na rynku polskim istnieje szereg rozwiązań konstrukcyjnych objętych zastrzeżeniami patentowymi. Opis patentowy nr PL 136928 [4], przedstawia głowicę zaciskową (rys. 1), w której otwieranie i zaciskanie szczęk odbywa się przy pomocy pary cylindrów ustawionych równoległe do osi wiercenia. Zacisk szczęk jest pośrednio realizowany poprzez przełożenie oparte na zasadzie klina.

Innym rozwiązaniem, znanym z opisu patentowego nr PL 111893 [3], jest głowica pneumatyczna (rys. 2), gdzie do zacisku szczęk wykorzystano jeden cylinder, którego tłok umieszczono w osi wiercenia. Ruch tłoka powoduje przesunięcie tulei, po której przemieszcza się szczęka, z osadzoną na niej rolką. Powierzchnia, po której toczy się rolka jest pochylona o dany kąt, co powoduje przesuwanie się szczęki w kierunku osi wiercenia, powodując jej zaciskanie na żerdzi wiertniczej – zasada klina z wykorzystaniem rolki.

Rozwiązanie z kolejnego opisu patentowego nr PL 150998 [2] (rys. 3) charakteryzuje się tym, że zacisk szczęk jest realizowany silnikiem hydraulicznym, który przekazuje napęd poprzez sprzęgło i przekładnię zębatą, której jedno koło przemieszcza się po gwincie wrzeczona. Koło przesuwne połączone jest ze sworzniami, które poprzez klin przesuwają szczęki zaciskowe.



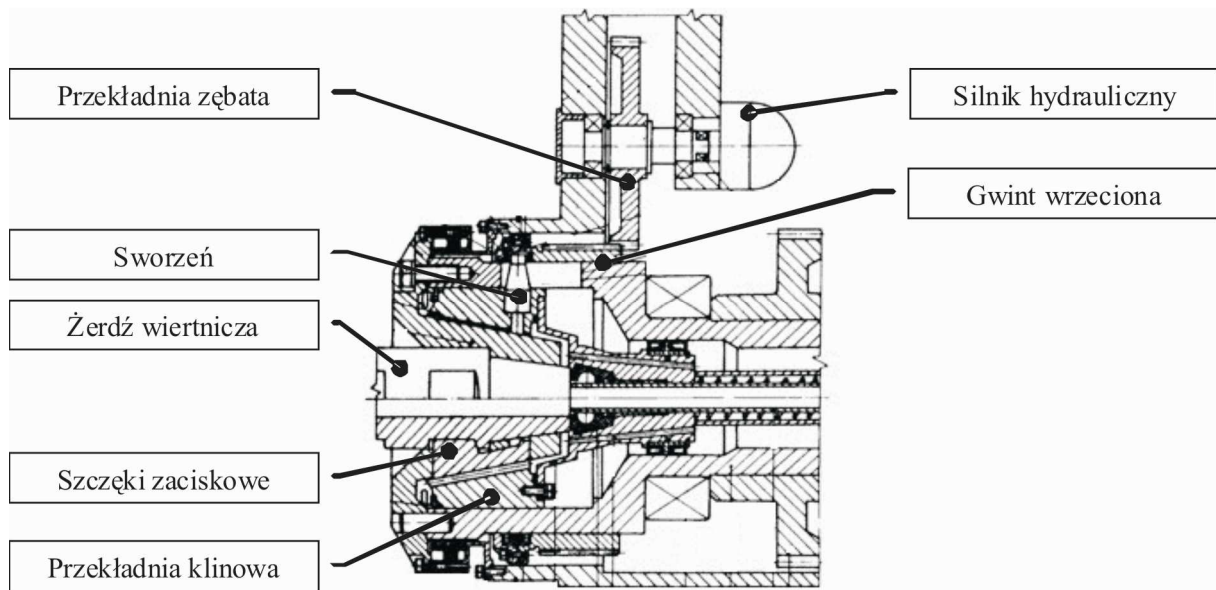
Rys.1. Głowica zaciskowa [4]



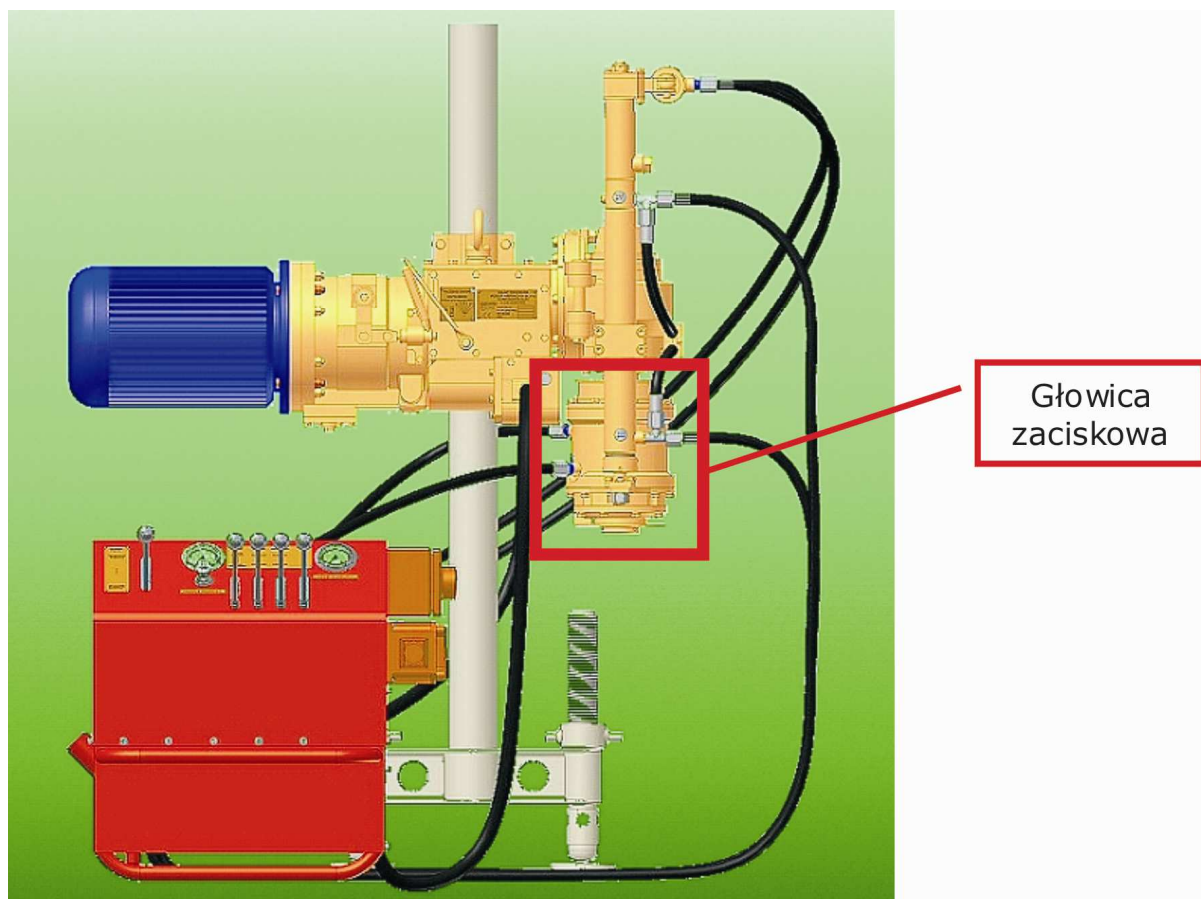
Rys.2. Głowica pneumatyczna [3]

Jedną z firm produkujących głowice zaciskowe jest ZMUW Engineering z Sosnowca. W jej ofercie są dostępne głowice zaciskowe do wiertnic typu MDR-03, MDR-06, WMD-150 (rys. 4). W konstrukcji każdej z ww. głowic stosowany jest cylinder hydrauliczny

z powierzchnią czynną w kształcie pierścienia, wewnątrz którego umieszczono wrzeciono. Tłok cylindra, przesuwając się równoległe do osi wiercenia, powoduje ruch przekładni klinowej połączonej ze szczękami zaciskowymi.



Rys.3. Głowica zaciskowo-napędowa [2]



Rys.4. Głowica zaciskowa zabudowana na wiertnicy WMD-150 firmy ZMUW Engineering [5]

3. Rozwiązanie głowicy zaciskowej z hydraulicznym zaciskiem szczęk

W trakcie prac koncepcyjnych, mających na celu zaprojektowanie nowego rozwiązania głowicy zaciskowej, uwzględniono szereg założeń dotyczących ogólnej budowy głowicy, zastosowanych komponentów oraz medium zasilającego (olej mineralny). Nowa

konstrukcja będzie dostosowana do pracy z żerdziami wiertniczymi o średnicy od 42 mm do 78 mm. Umożliwi ona szybki dostęp do szczęk zaciskowych podczas ich wymiany. Głowica będzie miała możliwie małą wysokość, ze względu na warunki zabudowy w kopalni. Parametry techniczne nowej konstrukcji głowicy przedstawiono w tabeli 1.

Parametry techniczne nowej głowicy zaciskowej

Tabela 1

Masa	120 kg,
Wymiary gabaryt. (wysokość bez wrzeciona. / szerokość / głębokość)	340 / 500 / 425 mm,
Moment obrotowy	1300 Nm,
Prędkość obrotowa	1200 min ⁻¹ ,
Siła docisku przy wierceniu	45 kN,
Siła przy wyciąganiu żerdzi z otworu	60 kN,
Medium zasilające	olej mineralny,
Ciśnienie zasilania	20 MPa,
Liczba szczęk zaciskowych	3.

4. Budowa i zasada działania głowicy

Na rysunkach od 5 do 7 przedstawiono budowę głowicy zaciskowej i wyszczególniono jej główne elementy, w tym:

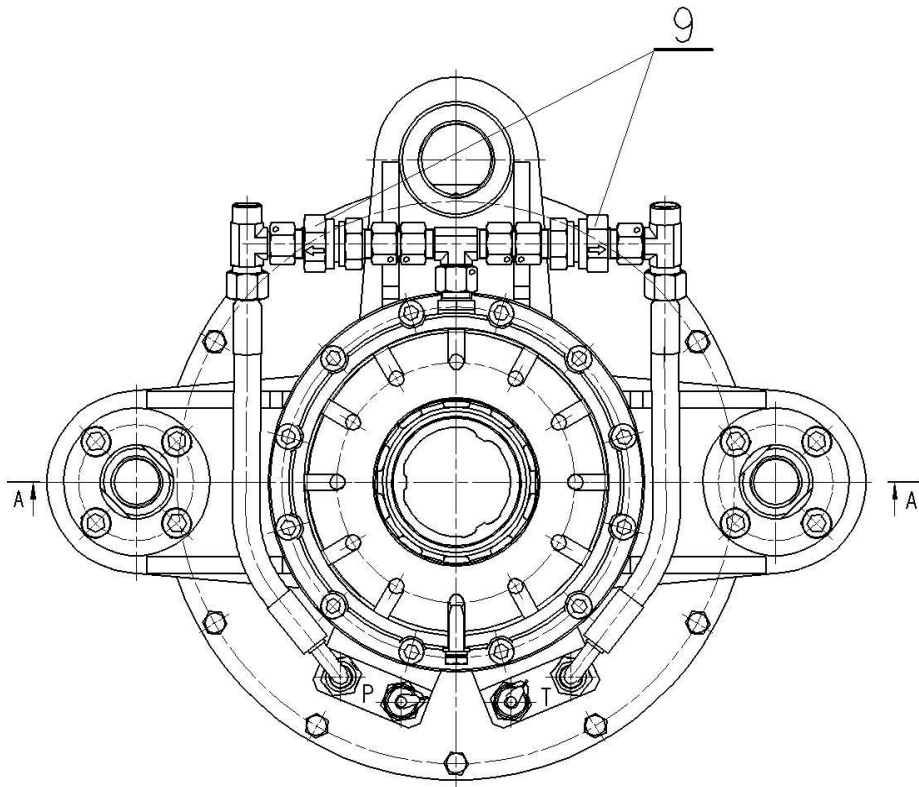
1. Szczęki zaciskowe.
2. Cylindry hydrauliczne.
3. Wrzeciono.
4. Tuleja.
5. Pierścień ślizgowy.
6. Korpus.
7. Zawór zwrotny sterowany.
8. Łożyska baryłkowe.
9. Zawory zwrotne.
10. Uszczelnienia statyczne.
11. Uszczelnienia obrotowe.
12. Odrzutnik.
13. Tuleja centrująca.
14. Mechanizm centrowania szczęk.

Mechanizm centrowania szczęk przedstawiono na rysunku 8. Składa się on z następujących elementów:

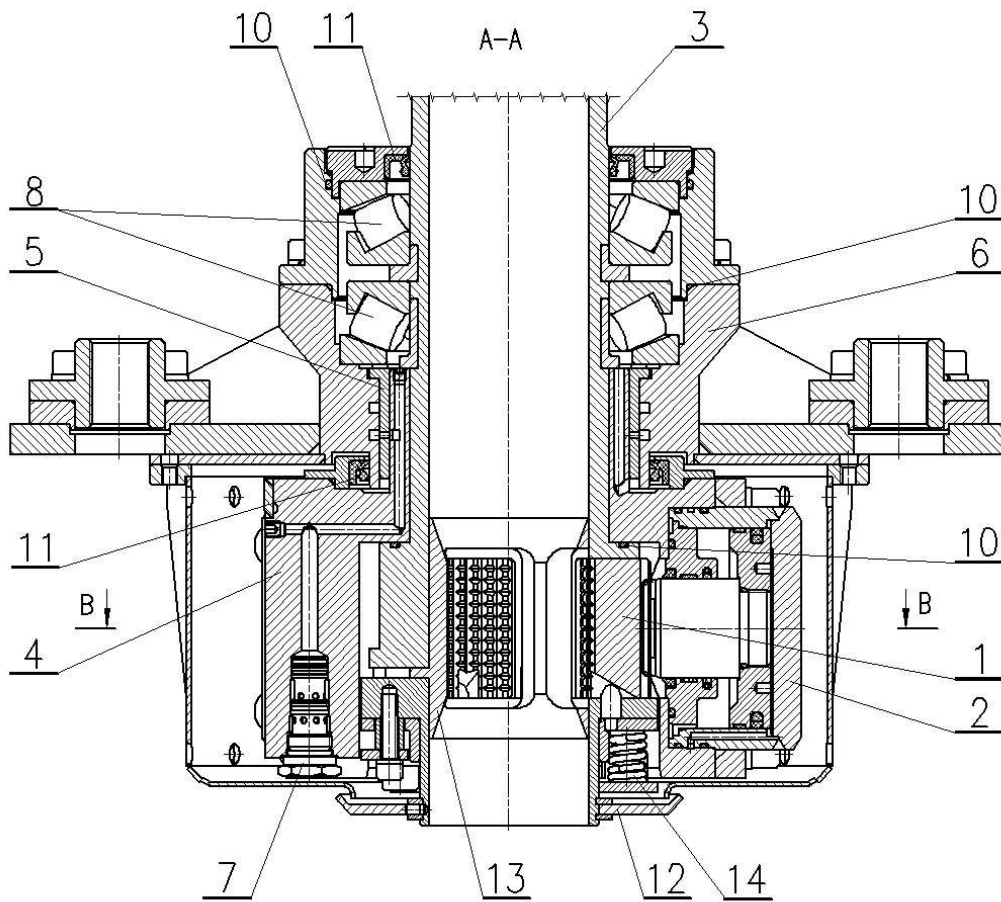
1. Tuleja prowadząca.
2. Śruby mocujące.
3. Dystans.
4. Pierścień.
5. Tuleja ślizgowa.
6. Sprężyna naciskowa.

Głowica umożliwia przeniesienie (poprzez wrzeciono) momentu obrotowego z silnika na żerdź wiertniczą i wywieranie docisku wiercenia. Żerdź trzymana jest za pomocą trzech szczęk z zaciskiem wywołanym za pomocą trzech cylindrów hydraulicznych. Obroty wrzeciona przekazywane są na

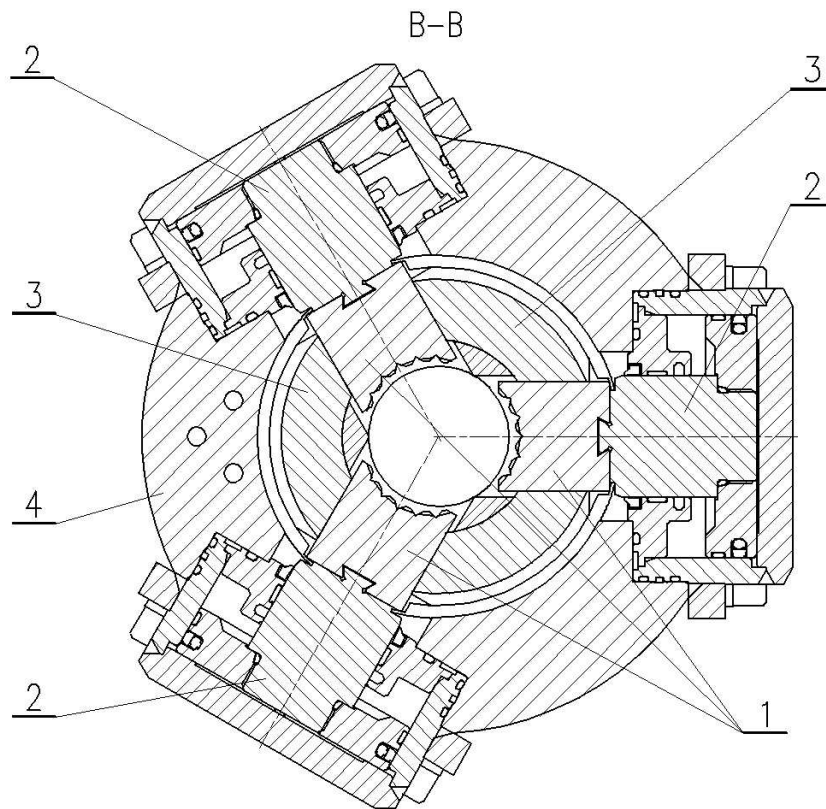
szczęki, które dzięki zastosowaniu cylindrów hydraulicznych, umożliwiają wysuwanie się i chowanie szczęk we wrzeciono. Cylindry zabezpieczone są przed spadkiem siły docisku szczęk poprzez zawór zwrotny sterowany. Przepływ medium (oleju) występujący pomiędzy tuleją i pierścieniem ślizgowym odprowadzany jest do komory, w której smarowane są łożyska baryłkowe, wzdlużne, a następnie poprzez zespół zaworów zwrotnych olej kierowany jest do kanału spływowego. Łożyska odpowiadają za przeniesienie siły docisku podczas wiercenia i wyciągania żerdzi wiertniczej. W celu ograniczenia przedostawania się płuczki wiertniczej do wnętrza głowicy oraz wycieku oleju hydraulicznego zastosowano szereg uszczelnień statycznych, obrotowych oraz odrzutnik. Centryczne ustawienie szczęk podczas zacisku żerdzi zapewnia tuleja centrująca oraz mechanizm centrowania szczęk. Tuleja, odpowiednio dobrana do zastosowanej średnicy żerdzi, ma za zadanie ustawienie żerdzi w głowicy. Mechanizm centrowania szczęk zapewnia symetryczny zacisk szczęk na żerdzi. Składa się on z tulei prowadzącej, do której przykręcony jest pierścień za pomocą śrub i dystansów. Pomiędzy tuleją i pierścieniem umieszczona jest tuleja ślizgowa podparta sprężynami naciskowymi. Do tulei ślizgowej przytwierdzone są trzy prowadniki szczęk, które po przykręceniu całego mechanizmu do głowicy, osadzone zostają w skośnych rowkach prowadzących, wykonanych w każdej ze szczęk. Podczas ruchu zmierzającego do zacisku szczęki na żerdzi, szczęki wywierają nacisk na prowadniki, a co za tym idzie na sprężyny mechanizmu centrowania. W przypadku gdy jedna szczeka wysunie się zbyt mocno, cała siła pochodząca od sprężyn jest skierowana na nią, co powoduje odciążenie pozostałych szczęk i pozwala na dosunięcie i wycentrowanie względem żerdzi.



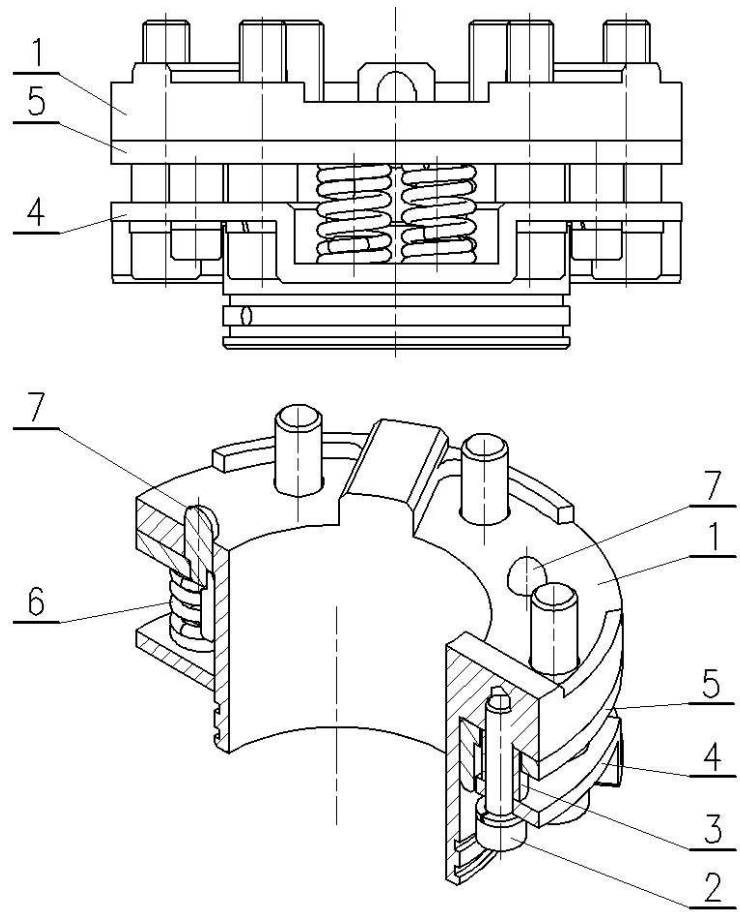
Rys.5. Budowa głowicy zaciskowej – rzut [1]



Rys.6. Budowa głowicy zaciskowej – przekrój A-A [1]



Rys.7. Budowa głowicy zaciskowej – przekrój B-B [1]



Rys.8. Budowa mechanizmu centrowania szczęk [1]

5. Podsumowanie

W stosunku do rozwiązań zawartych w opisach patentowych nr PL 136928 i PL111893 oraz do rozwiązań stosowanych w głowicach obecnie produkowanych, w nowej konstrukcji głowicy zrezygnowano z przekładni klinowej na rzecz trzech cylindrów zaciskowych ustawionych prostopadle do osi wiercenia. Zaletą tego rozwiązania jest to, że cylindry oddziałują bezpośrednio na szczęki zaciskowe, co wpływa na zmniejszenie masy i gabarytów głowicy, a co za tym idzie polepszenie warunków montażu i manewrowania podczas pracy. Przewagą rozwiązania nowej głowicy nad zawartym w opisie patentowym nr PL150998 jest to, że głowica charakteryzuje się konstrukcją przelotową co ma wpływ na uproszczenie montażu i demontażu żerdzi podczas procesu wiercenia. Nowe rozwiązanie głowicy, oparte na zacisku szczęk z wykorzystaniem trzech niezależnie pracujących cylindrów hydraulicznych, pozwala na zwiększenie siły docisku żerdzi podczas wiercenia. Głowicę wyposażono w mechanizm centrowania szczęk, który zapewnia jednoczesny wysuw każdego cylindra i centryczny zacisk szczęk na żerdzi wiertniczej. Zastosowano nowy układ smarowania łożysk olejem hydraulicznym, pochodzącym

z przecieków powstałych podczas zasilania cylindrów, co może wpłynąć korzystnie na trwałość łożysk. Konstrukcja głowicy umożliwia szybki dostęp do szczęk zaciskowych podczas ich wymiany oraz pracę z żerdziami wiertniczymi o średnicy do 78 mm. Rozwiązanie konstrukcyjne głowicy zgłoszono do ochrony w Urzędzie Patentowym RP.

Literatura

1. Dokumentacja techniczna nr. W13.060.01-02. ITG KOMAG, lipiec 2013 r. (materiały nie publikowane).
2. Kasperlik K. i in.: Głowica zaciskowo-napędowa. Polska. Opis patentowy 150998. UP RP, 1990.
3. Krupa J., Nita J.: Głowica pneumatyczna. Polska. Opis patentowy 111893. UP RP, 1981.
4. Niewrzół P. i in.: Wiertnica obrotowa. Polska. Opis patentowy 136928. UP RP, 1986.
5. www.zmuw.eu (11. 08. 2014 r.).

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.

Wpływ charakterystyki pulsacji wody na skuteczność osadzarkowego procesu wzbogacania

Streszczenie

Bardzo istotną rolę w procesie osadzarkowego wzbogacania odgrywają parametry pulsacji wody wpływające na rozluźnianie i skuteczność rozdziału wzbogaczanych ziaren. W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych procesu wzbogacania nadawy węglowej o uziarnieniu 20–0,5 mm w osadzarkę doświadczalnej z zastosowaniem sinusoidalnego oraz trapezoidalnego cyklu pulsacji wody oraz dokonano oceny wpływu jego charakterystyki ruchu na skuteczność rozdziału. Stwierdzono, że skuteczność rozdziału procesu realizowanego przy wykorzystaniu sinusoidalnego cyklu pulsacji wody jest większa od uzyskanej z procesu wykorzystującego cykl trapezoidalny.

Summary

Parameters of water pulsation, which decide about loosening and effectiveness of separation of processed grains, play very important role in jig beneficiation process. Results of laboratory tests of beneficiation of coal feed of grain size 20–0,5 mm in an experimental jig, with use of sinusoidal and trapezoidal cycle of water pulsation, are presented and impact of water pulsation characteristics on effectiveness of separation is assessed. It was found that effectiveness of separation realized with use of sinusoidal cycle of water pulsation is better than effectiveness obtained from the process, which uses trapezoidal cycle.

Słowa kluczowe: proces wzbogacania węgla, osadzarka, cykl pulsacyjny wody, badania technologiczne
Keywords: coal beneficiation process, jig, water pulsation cycle, technological tests

1. Wstęp

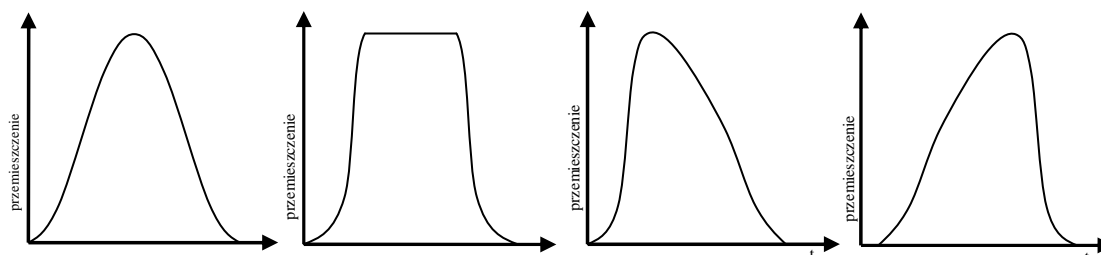
Zagadnienia związane z wpływem charakterystyki ruchu pulsacyjnego wody w osadzarkach na skuteczność procesu wzbogacania nadaw węglowych obejmują, między innymi, tematykę kształtowania krzywej pulsacji i metod wywoływania ruchu wody [1, 2, 3, 6, 8].

Najczęściej wykorzystywanymi obecnie urządzeniami do regulacji przepływu powietrza roboczego w osadzarkę są zawory talerzowe z napędem pneumatycznym lub hydraulicznym. Liczba zaworów pulsacyjnych jest zależna od budowy osadzarki (ilości komór pulsacyjnych) i charakterystyki ruchu pulsacyjnego wody [4]. Na rysunku 1 przedstawiono charakterystyki cyklu pulsacji wody.

Najczęściej stosowany jest cykl sinusoidalny ruchu pulsacyjnego wody (rys. 1a). Charakteryzuje się on naprzemiennym oddziaływaniem strumienia wznoszącego i opadającego wody na rozdzielany materiał w komorze roboczej.

W nowoczesnych osadzarkach wyposażonych w elektroniczne systemy sterowania zaworami pulsacyjnymi istnieje możliwość doboru parametrów ruchu pulsacyjnego odpowiednich do zakresu uziarnienia nadawy, obciążenia osadzarki oraz oporu przepływu wody przez materiał i sita.

W sinusoidalnym cyklu pulsacji częstotliwość wynosi od 40 do 60 min⁻¹. Rozdział materiału odbywa się w warunkach skrępowanych, umożliwiającach przeprowadzenie rozwarstwiania dla dużej części ziaren według gęstości.



Rys.1. Charakterystyki cyklu pulsacji wody stosowane w osadzarkach węglowych:
a) sinusoidalny, b) trapezoidalny, c) Bird'a, d) Thomasa [4]

Drugim rodzajem ruchu pulsacyjnego wody stosowanym w osadzarkach jest cykl addytywny dający trapezoidalny (rys. 1b) wykres krzywej pulsacji. Charakteryzuje się on, w zależności od rozwiązań osadzarki, dwoma lub trzema posobnymi fazami wlotu sprężonego powietrza do komór powietrzno – wodnych i jedną fazą wylotu zużytego powietrza w pojedynczym cyklu pulsacji.

Częstotliwość trapezoidalnego ruchu pulsacyjnego wody zawiera się przeważnie w przedziale od 30 min^{-1} (cykl z dwoma fazami wlotu powietrza), do 15 min^{-1} (cykl z trzema fazami wlotu powietrza). Ilość możliwych do realizacji posobnych faz wlotu powietrza do komór powietrzno – wodnych jest zależna od ich pojemności oraz od wymaganej amplitudy zmian poziomu wody w korycie roboczym osadzarki.

W osadzarkach z podsitowymi komorami powietrzno – wodnymi, ze względu na ich pojemność, do uzyskania trapezoidalnego cyklu pulsacji stosowane są dwa wloty powietrza, a w osadzarkach z bocznymi komorami pulsacyjnymi, charakteryzującymi się większą pojemnością, możliwy jest trzykrotny wlot powietrza, w pojedynczym cyklu pulsacji.

Addytywny wlot sprężonego powietrza do komór pulsacyjnych, w porównaniu do cyklu sinusoidalnego, skutkuje wydłużeniem czasu oddziaływania na materiał strumienia wznoszącego wody oraz opadanie ziaren w rozluźowanym ośrodku. Charakterystyka cyklu o trapezoidalnym wykresie sprzyja zatem szybszemu rozwarstwianiu większości ziaren i ich rozdziałowi, według prędkości ich opadania oraz zmniejszeniu strat substancji palnej w produkcie odpadowym, w wyniku ograniczenia przepadu przez otwory sita, bezpośrednio po wprowadzeniu materiału do koryta roboczego.

W praktyce przemysłowej zastąpienie zużytych osadzarek działających w oparciu o sinusoidalny cykl pulsacji nowymi urządzeniami, pozwalającymi realizować trapezoidalny cykl pulsacji, przy wykorzystaniu bardziej wydajnych układów zasilania sprężonym powietrzem wpływa korzystnie na wzrost efektywności procesu wzbogacania nadaw węglowych, szczególnie w aspekcie jakości produktu odpadowego.

W chwili obecnej brak jest jednoznacznych, potwierdzonych badaniami wyników celowości stosowania trapezoidalnego cyklu zamiast sinusoidalnego, w osadzarkowym procesie wzbogacania nadaw węglowych o szerokim zakresie uziarnienia. Uzyskane korzyści, wynikające z wymiany osadzarek mogą być efektem zarówno większej sprawności nowych podzespołów, jak i większej wydajności dmuchaw sprężonego powietrza.

Przeprowadzone badania laboratoryjne procesu wzbogacania nadawy węglowej o uziarnieniu 20 - 0,5 mm w osadzarce doświadczalnej, z zastosowaniem sinusoidalnego oraz trapezoidalnego cyklu pulsacji

pozwołyły, przy zachowaniu porównywalnych parametrów procesowych, porównać wyniki badań oraz dokonać oceny wpływu charakterystyki ruchu pulsacyjnego wody na skuteczność rozdziału [9].

2. Metodyka badań

Badania technologiczne procesu wzbogacania nadawy węglowej w klasie ziarnowej 20 - 0,5 mm przeprowadzono w osadzarce laboratoryjnej (rys. 2) posiadającej elastyczne sito poliuretanowe, o rozmiarze otworów 2,5 x 20 mm, charakteryzujące się współczynnikiem prześwietu na poziomie 38%.



Rys.2. Doświadczalne stanowisko osadzarki laboratoryjnej [10]

Materiałem doświadczalnym użytym w badaniach laboratoryjnych był niewzbogacony węgiel koksowy o uziarnieniu 20 – 0,5 mm, uzyskany z próbek technologicznych nadawy kierowanej na przemysłowe osadzarki pulsacyjne. Udziały frakcji podstawowych nadaw laboratoryjnych zestawiono w tabeli 1.

Podczas prób technologicznych proces wzbogacania odbywał się, podobnie jak w osadzarkach przemysłowych, przy przepływie materiału wzdłuż komory roboczej, od wlotu nadawy w kierunku proggu przelewowego produktu lekkiego i regulowanego, szczelinowego przepustu produktu ciężkiego. Produkt ciężki, oddzielany od rozwarstwowanego łóża na końcu komory roboczej, był odprowadzany poprzez szczelinę przepustu do zbiornika pełniącego funkcję śluzy. Produkt ciężki, oddzielany od łóża przez otwory sita, odprowadzano do wnętrza dolnych komór osadzarki.

W celu przeprowadzenia trójproduktowego rozdziału nadawy w jednokomorowej osadzarce laboratoryjnej przeprowadzono dwie oddzielne próby wzbogacania. W pierwszej, odpowiadającej pierwszemu stopniu wzbogacania, poprzez oddzielenie od nadawy produktu odpadowego, uzyskano jako produkt lekki nadawę do drugiego stopnia wzbogacania, który zrealizowano w kolejnej próbie, otrzymując półprodukt i produkt koncentratowy.

Udziały frakcji podstawowych w badaniach [9]

Tabela 1

Cykl sinusoidalny					
Gęstość frakcji, g/cm ³	Klasa ziarnowa, mm				
	20-10	10-6	6-3	3-0,5	20-0,5
< 1,5	41,71	49,60	52,63	64,33	56,91
1,5-1,8	9,74	8,01	8,57	9,35	9,07
> 1,8	48,55	42,39	38,80	26,32	34,02
Suma	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Udział, %	13,39	12,26	22,09	52,26	100,00
Cykl trapezoidalny					
Gęstość frakcji, g/cm ³	Klasa ziarnowa, mm				
	20-10	10-6	6-3	3-0,5	20-0,5
< 1,5	50,18	60,76	54,46	71,91	61,86
1,5-1,8	7,29	7,39	12,87	6,23	8,20
> 1,8	42,53	31,85	32,67	21,86	29,94
Suma	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Udział, %	18,98	15,77	23,90	41,35	100,00

Parametry cykli pulsacji [9]

Tabela 2

Parametr	Cykl sinusoidalny	Cykl trapezoidalny
Częstotliwość pulsacji, min ⁻¹	60	30
Wlot 1 - początek otwarcia, %	0	0
Wlot 1 - początek zamknięcia, %	25 (I komora) 20 (II komora)	12
Wlot 2 - początek otwarcia, %	-	40
Wlot 2 - początek zamknięcia, %	-	50
Wylot - początek otwarcia, %	60	60
Wylot - początek zamknięcia, %	80	80

W badaniach ustalono czasy wzbogacania odpowiadające procesowi przemysłowemu, przeprowadzanemu z wydajnością jednostkową 100 t/h na 1 m szerokości koryta roboczego osadzarki, w którym rozdział pierwszego stopnia odbywa się na długości 5 m (w dwóch kolejnych przedziałach o długości 2,5 m każdy), a rozdział drugiego stopnia na długości 2,5 m (pojedynczy przedział). Parametry cykli pulsacji zestawiono w tabeli 2.

3. Wyniki badań

Uzyskane wyniki badań pozwoliły na przeprowadzenie analizy porównawczej wpływu charakterystyki krzywej pulsacji wody na skuteczność wzbogacania nadaw węglowych w klasie 20 – 0,5 mm przy stosowaniu sinusoidalnego i trapezoidalnego cyklu pulsacji wody oraz przy porównywalnych obciążeniach materiałem i natężeniach dopływu powietrza roboczego oraz wody dolnej do osadzarki.

Analiza wyników badań wykazała, że skuteczność procesu osadzarkowego wzbogacania nadaw

węglowych w szerokiej klasie ziarnowej jest zależna zarówno od udziałów klas ziarnowych w materiale, jak i od charakterystyki krzywej pulsacji wody. Porównanie wyników rozdziału nadaw węglowych w klasie 20 – 0,5 mm podczas trójproduktowego procesu wzbogacania w warunkach laboratoryjnych wykazało, że skuteczność (charakteryzowana rozproszeniem prawdopodobnym E_p) procesu realizowanego przy wykorzystaniu trapezoidalnego cyklu pulsacji była mniejsza od uzyskanej w procesie wykorzystującym sinusoidalny cykl pulsacji wody.

Większy o 10% udział klasy 3 – 0,5 mm w nadawie rozdzielanej podczas badań cyklu sinusoidalnego powodował, że była ona trudniej wzbogacana, w porównaniu do nadawy rozdzielanej z wykorzystaniem cyklu trapezoidalnego.

3.1. Rozdział I stopnia

Podczas rozdziału I stopnia, gdzie produktem ciężkim był produkt odpadowy, a produktem lekkim nadawa na II stopień wzbogacania, rozproszenie

prawdopodobne E_p dla cyklu trapezoidalnego wynosiło $0,189 \text{ g/cm}^3$, przy gęstości rozdziału $D_{50} = 1,892 \text{ g/cm}^3$, natomiast dla cyklu sinusoidalnego $E_p = 0,158 \text{ g/cm}^3$, przy $D_{50} = 1,885 \text{ g/cm}^3$. Średnie wskaźniki imperfekcji dla badanych cykli pulsacji wynosiły odpowiednio $0,178$ i $0,212$.

Analizy rozdziału materiału w klasach ziarnowych 20 - 10, 10 - 6; 6 - 3 i 3 - 0,5 mm wykazały, że największe różnice wystąpiły w gęstościach rozdziału, które dla cyklu trapezoidalnego wynosiły $0,590 \text{ g/cm}^3$, a dla sinusoidalnego jedynie $0,400 \text{ g/cm}^3$. Różnice w gęstości rozdziału materiału w klasach ziarnowych były główną przyczyną mniejszej skuteczności rozdziału, gdy stosowano cykl trapezoidalny, pomimo uzyskania większej skuteczności rozdziału ziaren klasy 6 - 3 mm - $E_p = 0,110 \text{ g/cm}^3$ (w cyklu sinusoidalnym $E_p = 0,126 \text{ g/cm}^3$) i takiej samej w klasie 10 - 6 mm $E_p = 0,104 \text{ g/cm}^3$. Uzyskane parametry procesu rozdziału I stopnia zestawiono w tabeli 3.

Graficzne porównanie uzyskanych parametrów procesu rozdziału I stopnia dla klasy ziarnowej 20-0,5 mm pokazano na rysunku 3.

3.2. Rozdział II stopnia

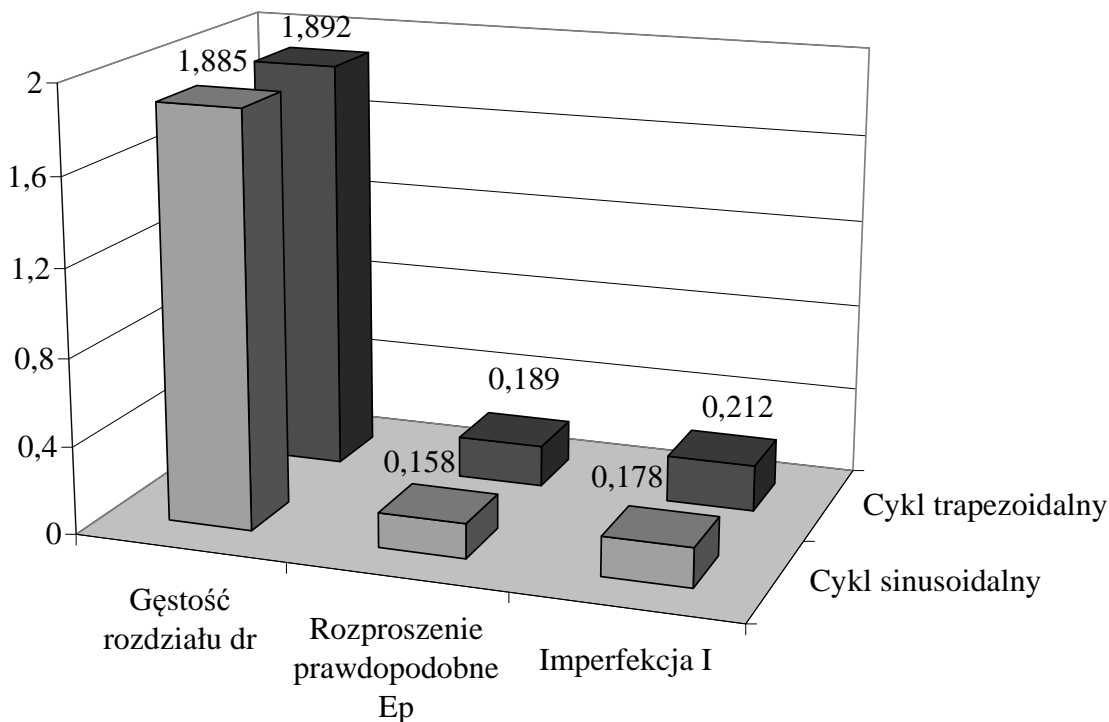
Podczas rozdziału II stopnia, gdzie produktem ciężkim był półprodukt, a produktem lekkim produkt koncentratowy, rozproszenie prawdopodobne E_p dla cyklu trapezoidalnego wynosiło $0,144 \text{ g/cm}^3$, przy gęstości rozdziału $D_{50} = 1,540 \text{ g/cm}^3$, natomiast dla cyklu sinusoidalnego $E_p = 0,097 \text{ g/cm}^3$, również przy $D_{50} = 1,540 \text{ g/cm}^3$. Dla badanych cykli pulsacji średnie wskaźniki imperfekcji wynosiły odpowiednio $0,181$ i $0,267$.

Analogicznie jak podczas rozdziału I stopnia analizy rozdziału materiału w klasach ziarnowych 20–10; 10–6; 6 - 3 i 3 - 0,5 mm wykazały, że największe różnice wystąpiły w gęstościach rozdziału, które w przypadku cyklu trapezoidalnego wynosiły $0,356 \text{ g/cm}^3$, a dla sinusoidalnego jedynie $0,150 \text{ g/cm}^3$.

Zestawienie parametrów procesu rozdziału I stopnia [5, 9]

Tabela 3

Parametr	Klasa ziarnowa, mm									
	20-10		10-6		6-3		3-0,5		20-0,5	
	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez
Gęstość rozdziału D_{50}	1,686	1,650	1,822	1,732	1,930	1,991	2,086	2,240	1,885	1,892
Rozproszenie prawdopodobne E_p	0,052	0,062	0,104	0,104	0,126	0,110	0,170	0,180	0,158	0,189
Imperfekcja I	0,076	0,095	0,126	0,142	0,135	0,111	0,157	0,146	0,178	0,212



Rys.3. Porównanie parametrów procesu rozdziału I stopnia w klasie ziarnowej 20 - 0,5 mm [9]

Ponad dwukrotnie większa różnica gęstości rozdziału materiału w klasach ziarnowych była główną przyczyną znacznie mniejszej skuteczności cyklu trapezoidalnego, pomimo uzyskiwania porównywalnych skuteczności rozdziału w klasach 20–10; 10–6 i 6–3 mm (różnice wartości $E_p < 0,003$). Jedynie rozdział materiału w klasie 3 – 0,5 mm był znacząco mniej skuteczny $E_p = 0,135 \text{ g/cm}^3$ (w cykl sinusoidalnym $0,103 \text{ g/cm}^3$). Parametry procesu rozdziału II stopnia zestawiono w tabeli 4, a dla klasy ziarnowej 20-0,5 mm zobrazowano graficznie na rysunku 4.

Analiza porównawcza ilości produktu ciężkiego odprowadzanego z komory roboczej osadzarki przez otwory sita, w odniesieniu do całości produktu ciężkiego (który jest również odprowadzany przez przepust szczelinowy produktu ciężkiego) wykazała, że proces wzbogacania realizowany przy wykorzystaniu trapezoidalnego cyklu pulsacji, w porównaniu do cyklu

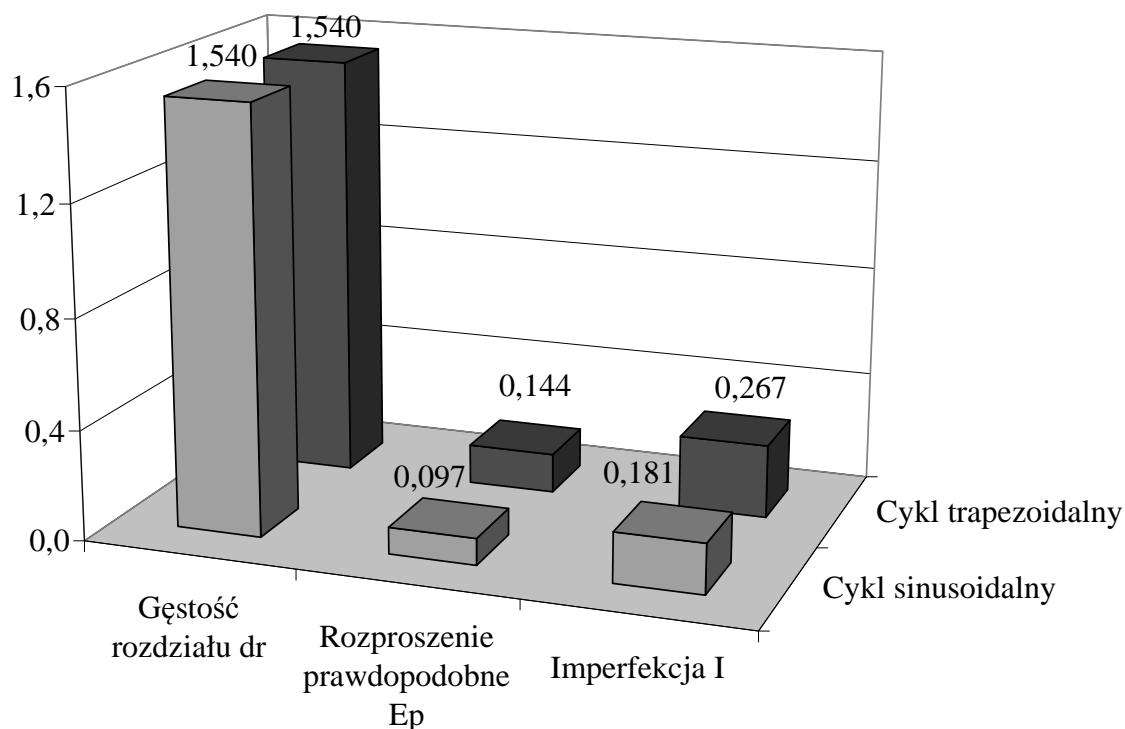
sinusoidalnego, charakteryzuje mniejsze natężenie przepadu drobnych ziaren (głównie 3 – 0,5 mm) przez sito osadzarki (tabela 5).

Podczas badań rozdziału I stopnia udział produktu odpadowego odprowadzanego przepadem wynosił: dla cyklu trapezoidalnego 13,5%, a dla sinusoidalnego 26,0 %, natomiast podczas rozdziału II stopnia udział półproduktu odprowadzanego przepadem wynosił: dla cyklu trapezoidalnego 26,0%, a dla sinusoidalnego 60,0%. Różnice ilości produktu ciężkiego odprowadzanego przepadem przez otwory sita wynikały głównie z charakterystyki pulsacyjnego przepływu wody w osadzarce. Przy udziałach w nadawach ziaren klasy 3 – 0,5 mm stanowiących 52,3% (cykl sinusoidalny) oraz 41,4% (cykl trapezoidalny), różnica tych udziałów nie mogła powodować tak znacznej zmiany ilości przepadu.

Zestawienie parametrów procesu rozdziału II stopnia [5, 9]

Tabela 4

Parametr	Klasa ziarnowa, mm									
	20-10		10-6		6-3		3-0,5		20-0,5	
	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez	Sinus	Trapez
Gęstość rozdziału D_{50}	1,464	1,350	1,484	1,412	1,555	1,528	1,614	1,706	1,540	1,540
Rozproszenie prawdopodobne E_p	0,054	0,057	0,041	0,043	0,071	0,073	0,103	0,133	0,097	0,144
Imperfekcja I	0,115	0,164	0,084	0,106	0,128	0,138	0,168	0,189	0,181	0,267



Rys.4. Porównanie parametrów procesu rozdziału II stopnia w klasie ziarnowej 20 - 0,5 mm [9]

Porównawcze zestawienie rozdziału produktów ciężkich [7, 9]

Tabela 5

Produkt odpadowy								
Gęstość frakcji, g/cm ³	Cykl sinusoidalny				Cykl trapezoidalny			
	Całość	Przepust	Przeпад	R	Całość	Przepust	Przeпад	R
< 1,5	0,60	0,05	0,55	92,33	0,36	0,01	0,35	97,94
1,5 - 1,8	2,24	1,91	0,33	14,84	6,19	5,65	0,53	8,64
> 1,8	97,16	73,14	24,02	24,73	93,45	80,80	12,66	13,54
Suma	100,00	75,09	24,91		100,00	86,46	13,54	
Półprodukt								
Gęstość frakcji, g/cm ³	Cykl sinusoidalny				Cykl trapezoidalny			
	Całość	Przepust	Przeпад	R	Całość	Przepust	Przeпад	R
< 1,5	20,22	11,03	9,19	45,47	46,46	41,18	5,28	11,36
1,5 - 1,8	42,45	24,12	18,32	43,17	27,27	24,17	3,10	11,37
> 1,8	37,33	2,38	34,96	93,63	26,27	8,66	17,61	67,05
Suma	100	37,53	62,47		100,00	74,02	25,99	

Zmniejszony, w porównaniu do procesu z cyklem sinusoidalnym, udział przepadu produktu ciężkiego przez otwory sita, którym charakteryzował się proces z cyklem trapezoidalny, był jedną z głównych przyczyn mniejszej skuteczności rozdziału ziaren klasy 3 - 0,5 mm. Zwiększenie różnic gęstości rozdziału pomiędzy klasami ziarnowymi skutkowało obniżeniem skuteczności rozdziału całości materiału.

4. Podsumowanie

Analiza porównawcza wyników badań laboratoryjnych skuteczności trójproduktowego procesu wzbogacania nadaw węglowych w osadzarce, w szerokiej klasie ziarnowej 20 - 0,5 mm, z wykorzystaniem trapezoidalnego oraz sinusoidalnego cyklu pulsacji wody, uzyskanych przy tym samym obciążeniu materiałem oraz natężeniu dopływu sprężonego powietrza i wody dolnej, pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków:

- stosowanie cyklu pulsacji wody o sinusoidalnym przebiegu pozwala na skuteczniejsze wzbogacanie nadaw węglowych w szerokiej klasie ziarnowej. Wynika to z możliwości wykorzystania w większym stopniu skrępowanych warunków osadzania do rozwarstwiania ziaren oraz zjawiska ruchu szczelinowego małych i „ciężkich ziaren” umożliwiających ich odprowadzania przez otwory sita,
- trapezoidalny cykl pulsacji wody, w porównaniu do cyklu sinusoidalnego, pozwala na uzyskanie wysokiej skuteczności wzbogacania nadaw węglowych w wąskich klasach ziarnowych, ze względu na dłuższy czas rozwarstwiania ziaren w warunkach znacznego ich rozluźnienia, gdzie na proces rozdziału wpływa istotnie prędkość opadania ziaren,

- wyniki rozdziału nadaw węglowych w klasie 20 - 0,5 mm uzyskane dla obydwu charakterystyk ruchu pulsacyjnego wody wskazują na nadmierną tendencję obniżania skuteczności rozdziału ziaren wraz ze zmniejszeniem się ich rozmiaru,
- rozdział materiału zawierającego w poszczególnych warstwach ziarna równo opadające na produkty, realizowany w krajowych osadzarkach, głównie poprzez szczelinowe układy odbioru produktów ciężkich, ogranicza skuteczność wzbogacania nadaw węglowych w szerokiej klasie ziarnowej, ze względu na brak możliwości jednoczesnej – jednostopniowej separacji ziaren „ciężkich”, znacznie różniących się rozmiarem,
- rezultaty badań laboratoryjnych, zwłaszcza z wykorzystaniem sinusoidalnego cyklu pulsacji, wskazują na duży potencjał metody odprowadzania małych i „ciężkich” ziaren z powierzchni roboczej osadzarki przez otwory sita, celem zmniejszania różnic gęstości rozdziału pomiędzy klasami ziarnowymi,
- dobór parametrów pulsacji, poprzez kontrolę ilości odprowadzanego produktu „ciężkiego” przez otwory sita pozwoli na zwiększenie skuteczności wzbogacania materiału w osadzarce pulsacyjnej.

Literatura

1. Breuer H., Jungmann A.: New potentials in jigging separation for fine and ultra fine fractions, *Aufbereitungs-Technik*, Nr 7, 1986.
2. Fellensiek E.: Improving the actual separation efficiency of jigs, *Aufbereitungs-Technik* 12, 1986.
3. Głowiak St.: O możliwości poprawy efektywności wzbogacania w wodnej osadzarce pulsacyjnej poprzez zastosowanie niekonwencjonalnego cyklu

-
- pulsacji. APPK 2008, Politechnika Śląska, Gliwice 2008 s. 35-47.
4. Jendrysik S., Kowol D., Łagódka M., Matusiak P.: Automatyczna kontrola ruchu pulsacyjnego wody w osadzarkach węglowych z wykorzystaniem systemu sterowania ITG KOMAG, Przeróbka kopalni 2014, Konferencja naukowo-szkoleniowa, Nowoczesne rozwiązania z zakresu procesów technologicznych przeróbki węgla, Szczyrk, 15-16 maja 2013.
 5. Kowol D., Łagódka M., Matusiak P., Gawliński A.: Możliwości zastosowania procesu flotacji pianowej do wzbogacania "sedymentu" z wirówek sedymentacyjno-sitowych. KOMEKO 2014, Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych. Bezpieczeństwo - Jakość - Efektywność, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2014 s. 311-322.
 6. Kowol D., Lenartowicz M., Łagódka M., Matusiak P.: Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych zespołów rozrzędu powietrza pulsacyjnego w osadzarkach pulsacyjnych. APPK 2009, Politechnika Śląska, Gliwice 2008 s. 129-139.
 7. Matusiak P., Łagódka M., Kowol D.: Badania laboratoryjne wpływu parametrów przepływu powietrza na zmiany poziomu wody i ciśnienia w komorze pulsacyjnej osadzarki. KOMEKO 2014, Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych. Bezpieczeństwo - Jakość - Efektywność, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2014 s. 299-310.
 8. Onodera J., Koyanagi N., Kubo Y.: Badania eksploatacyjne osadzarki powietrzno – pulsacyjnej typu „Varivawe” w zakładzie przeróbczym Mitsumi Miike. XII Międzynarodowy Kongres Przeróbki Węgla, Kraków 1994, s. 297-308.
 9. Kowol D. i in.: Badania wpływu uziarnienia oraz składu grawimetrycznego klas ziarnowych na wyniki procesu osadzarkowego wzbogacania nadaw węglowych. Praca statutowa ITG KOMAG Gliwice 2012-2013 (materiały nie publikowane).
 10. Łagódka M. i inni: Opracowanie systemu pomiarowo-regulacyjnego dla automatycznej, mikroprocesorowej regulacji parametrów ruchu pulsacyjnego wody i odprowadzania produktu ciężkiego w osadzarce doświadczalnej. Praca statutowa ITG KOMAG Gliwice 2012-2013 (materiały nie publikowane).

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.

Innowacyjne rozwiązania filtrów szczelinowych opracowanych w ITG KOMAG

Streszczenie

Potrzeby klientów górnictwa węglowego oraz zapotrzebowanie rynku na nowoczesne zespoły filtracyjne stały się przyczyną podjęcia prac rozwojowych w kierunku skonstruowania innowacyjnych filtrów szczelinowych. Zadania tego podjęli się specjaliści Instytutu Techniki Górniczej KOMAG przy współpracy z firmą Elektron opracowując całą gamę nowoczesnych rozwiązań wyżej wymienionych filtrów szczelinowych. W niniejszym artykule przedstawiono stan wiedzy na dotyczący filtrów szczelinowych w aspekcie ich zastosowania w różnych gałęziach przemysłu. Omówiono budowę i zasadę działania oraz rozwój konstrukcji filtrów opracowanych w ITG KOMAG na przełomie ostatnich lat. Przedstawiono również wyniki badań filtra, uwzględniając jego funkcjonalność i spełnienie jego założeń dotyczących parametrów przepływowych.

Słowa kluczowe: filtr szczelinowy rewersyjny, wkłady filtrów, badania filtrów szczelinowych

Keywords: reversible slotted screen, screen inserts, testing the slotted screens

Summary

The mining industry customers' as well as market demand for filtration units led to undertake the research projects aiming at development of state-of-the-art slotted screens. Specialists from KOMAG took on the task, in collaboration with Electron, and have developed variety of state-of-the-art designs of the abovementioned slotted screens. State of art of the slotted screens in the aspect of their use in different industries is given. Design and principle of operation as well as design evolution of the filters designed in KOMAG within recent years is discussed. The results from testing the filter functionality as well as meeting its assumed flow parameters are presented.

1. Wstęp

W różnych gałęziach przemysłu, w tym także w górnictwie węgla kamiennego, do filtracji niskoprocentowej emulsji olejowo-wodnej (media typu HFA), stosowane są szeroko filtry szczelinowe. Rozwoju ich podjął się ITG KOMAG we współpracy z firmą Elektron s.c. z Radzionkowa. Opracowano typoszereg rozwiązań zgodnie z zapotrzebowaniem kopalń. Wprowadzono nowe rozwiązania m.in.: zdalne sterowanie rewersyjnym oczyszczaniem wkładów filtracyjnych. Dla sprawdzenia przeprowadzono badania, w celu wyznaczenia charakterystyk przepływowych, wytrzymałości na ciśnienie oraz funkcjonalności nowego filtra szczelinowego.

2. Zakres stosowania filtrów szczelinowych w przemyśle

Filtry szczelinowe można podzielić na dwie grupy:

- liniowe – montowane w przewód zasilający – dla ich oczyszczenia wymagane jest wyłączenie zasilania a tym samym przerwanie procesu filtracji,
- z wewnętrznym oczyszczaniem, realizowanym elementem zgarniającym lub rewersyjnym płukaniem strumieniem filtratu. Proces czyszczenia

może być realizowany automatycznie lub ręcznie, na podstawie informacji o różnicy wartości ciśnienia występującego na wlocie i wylocie z filtra.

Praca w systemie ciągłym bez konieczności wyłączania urządzenia dla wymiany wkładu, a jedynie krótkotrwałe płukanie strumieniem wstecznym sprawiła, że filtry znalazły szerokie zastosowanie w przemyśle [3].

Filtry szczelinowe znajdują zastosowanie w:

- elektrowniach konwencjonalnych do oczyszczania wody chłodzącej generatory, oraz dla wydłużenia pracy łożysk ślizgowych wałów turbin elektrowni wodnych,
- elektrociepłowniach do ochrony wymienników ciepła poprzez zabezpieczenie ich przed zatkanie i zużyciem,
- przemyśle chemicznym do oczyszczania wody procesowej,
- przemyśle hutniczym do oczyszczania ciśnieniowego odlewów z masy formierskiej oraz do chłodzenia wielkich pieców i linii walcowniczych,
- technice uzdatniania wody pitnej jako filtry wstępnego oczyszczania,
- technice ochrony środowiska do odwadniania osadów oraz przed sterylizacją promieniami

ultrafioletowymi, w procesie odwróconej osmozy oraz w procesie filtracji membranowej,

- przemyśle papierniczym do zasilania wodą dysz zraszających na sitach papierniczych,
- przemyśle górnictwem do instalacji hydraulicznych zasilanych emulsją oraz do instalacji zraszania wodnego i wodno – powietrznego organów urabiających kombajnów ścianowych, chodnikowych oraz innych układów zmniejszających zapylenie w procesach transportu urobku.

3. Filtry szczelinowe – różne wykonania wkładów filtracyjnych

Ze względu na stosowane medium, głównie wodę lub emulsję olejowo-wodną, wkłady filtrów szczelinowych wykonywane są ze stali nierdzewnych typu 316L lub 316 Ti (według polskiej normy są to stale 00H17N14M2 lub H17N13M2T). Mają one formę wkładów o kształcie cylindrycznym lub stożkowym. Wkłady te charakteryzują się zdolnością do przenoszenia dużych obciążeń mechanicznych, niewielkimi spadkami ciśnienia oraz dużym współczynnikiem powierzchni otwartej i zadowalającą dokładnością filtracji w wielu zastosowaniach przemysłowych. Dzięki gładkiej powierzchni od strony gromadzenia się zanieczyszczeń, oprócz oczyszczania wkładu filtracyjnego strumieniem rewersyjnym, wkład można oczyszczać zgarniaczami mechanicznymi, uruchamianymi ręcznie lub w cyklu automatycznym [6].

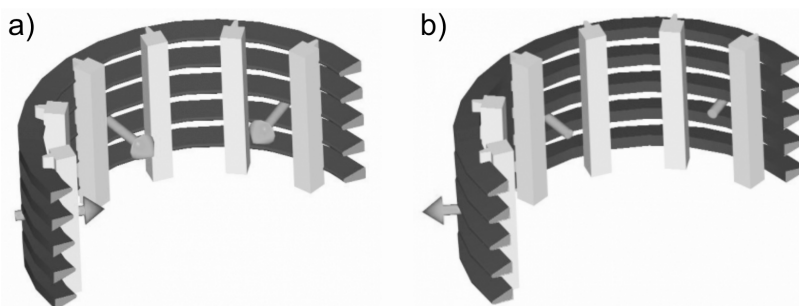
Wkłady filtrów szczelinowych można podzielić na promieniowe oraz osiowe.

Wkłady szczelinowe promieniowe wykonywane są

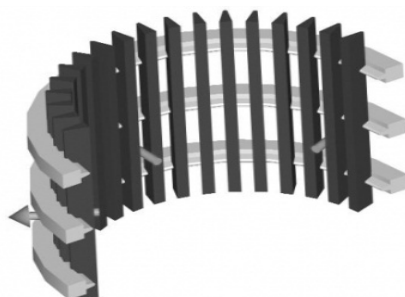
jako wkłady typu **RADIAL FOTI** [2] oraz **RADIAL FITO** (rys. 1). We wkładach szczelinowych **RADIAL FOTI** powierzchnia filtracyjna utworzona jest na zewnętrznej powierzchni pierścieni o przekroju trójkątnym. Pierścienie te mocowane są do wzdłużnych belek nośnych poprzez zgrzewanie tak, by odstęp między pierścieniami tworzył szczelinę filtracyjną. Wielkość szczeliny filtracyjnej określa dokładność filtracji. Podobnie zbudowane są wkłady szczelinowe typu **RADIAL FITO** z tą różnicą, że powierzchnia filtracyjna jest wykonana od wewnętrznej strony wkładu.

Dla zwiększenia wydajności filtracji oraz uproszczenia mechanicznego oczyszczania wkłady szczelinowe wykonywane są również jako osiowe (rys. 2), w których elementy filtrujące usytuowane są pionowo i są mocowane do pierścieniowych belek mocujących za pomocą zgrzewania. Powierzchnia gładka filtracyjna znajduje się od wewnętrznej strony sita. Takie ukształtowanie daje możliwość najprostszego oczyszczania wkładu za pomocą łukowego zgarniacza - rysunek 3 [4]. Podobnie jak w wkładach szczelinowych promieniowych, powierzchnię filtrującą w wkładach osiowych uzyskuje się poprzez utworzenie szczeliny między prętami o przekroju trójkątnym, mocowanych do pierścieni mocujących. Wielkość szczeliny pomiędzy poszczególnymi prętami określa dokładność filtracji.

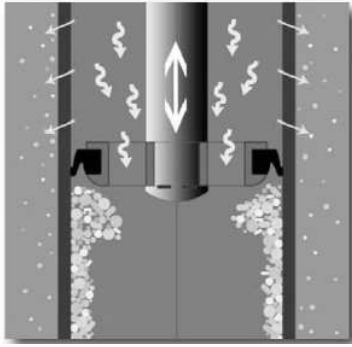
Wkłady szczelinowe pozwalają na wykonanie filtrów umożliwiających filtrację mediów dla dużych i bardzo dużych przepływów, przy zachowaniu stosunkowo niewielkich wymiarów gabarytowych samego filtra z dokładnością filtracji najczęściej mieszczącą się w granicach od 25, 50, 100, do 200 μm .



Rys.1. Wkłady szczelinowe promieniowe typu **RADIAL FOTI** (a) i **RADIAL FITO** (b) [2]



Rys.2. Wkład filtracyjny szczelinowy osiowy [2]

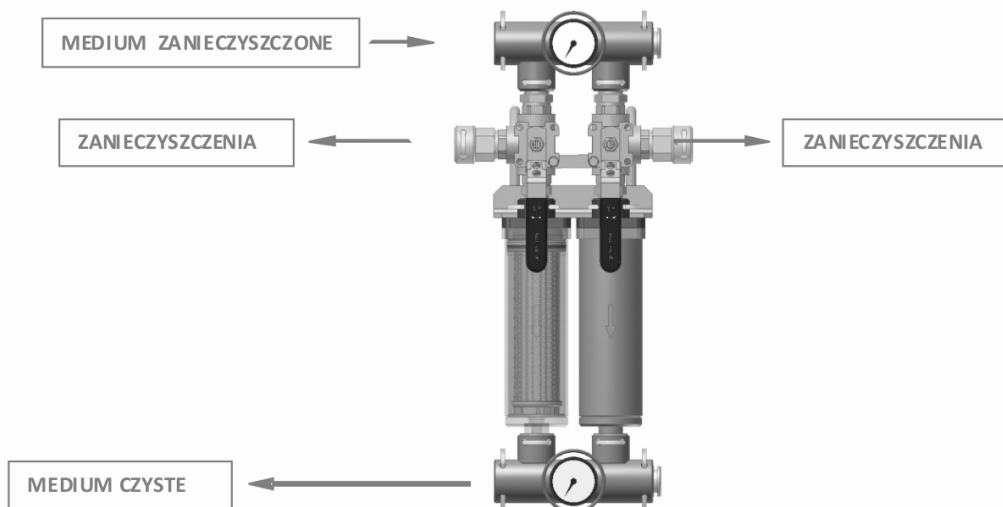


Rys.3. Przykład mechanicznego tłokowego zgarniacza zanieczyszczeń [4]

4. Rozwój konstrukcji filtrów szczelinowych

W odpowiedzi na sformułowane potrzeby użytkowników, Instytut Techniki Górniczej KOMAG wspólnie z firmą Elektron s.c. opracował rozwiązania filtrów szczelinowych dla potrzeb górnictwa węglowego. Dzięki zunifikowanemu układowi przyłączeniowemu, filtry w sposób prosty można podłączać do istniejących instalacji wodnych. Jednym z pierwszych opracowanych filtrów szczelinowych był filtr typu: FR-80 - rysunek 4 [5, 7].

Filtr ten można stosować dla przepływu o wartości do 80 dm³/min i ciśnienia o wartości do 4 MPa. Składa się on z dwóch komór filtracyjnych, w których oczyszczanie odbywa się poprzez skierowanie strumienia medium przez filtr w odwrotnym kierunku, kierując popłuczyny do kanału odprowadzania zanieczyszczeń. Czyszczenie wkładów filtracyjnych wykonuje się naprzemiennie. Przy wzroście różnicy wartości ciśnienia do z góry ustalonego poziomu przeprowadza się płukanie kolejno obu wkładów poprzez przesterowanie zaworów kulowych. Schemat działania filtra szczelinowego FR-80 pokazano na rysunku 5.



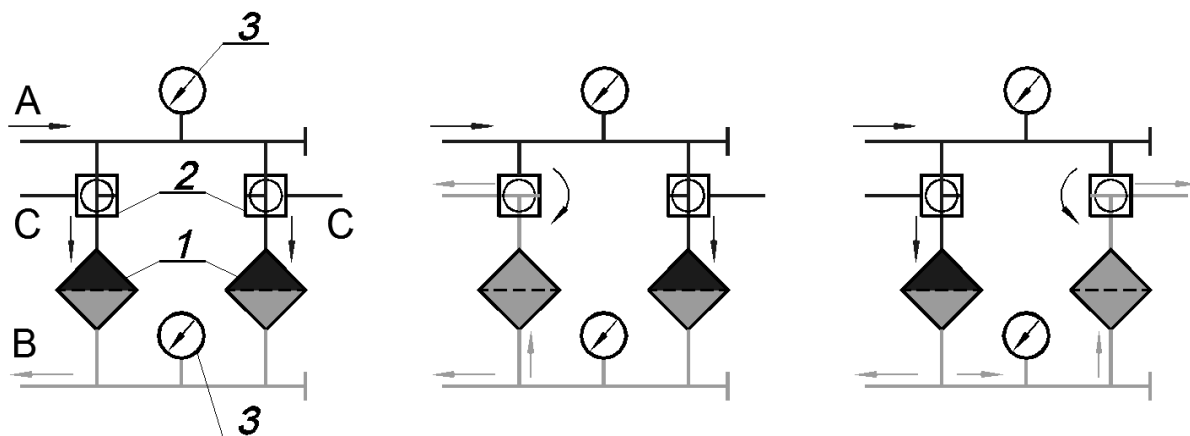
Rys.4. Filtr szczelinowy rewersyjny FR-80 [5]

Na rysunku 6 przedstawiono wysokociśnieniowy filtr rewersyjny typu EWFR-250/40-P, przewidziany dla przepływu o wartości do 250 dm³/min i ciśnieniu o wartości do 40 MPa. Filtr składa się z komory wkładów szczelinowych (poz. 1), kolektora medium zanieczyszczonego (poz. 2), w którym znajduje się zespół zaworowy sterujący strumieniem medium w kierunku filtracji lub w kierunku oczyszczania wkładów filtra. Przewidywane sterowanie zaworów sterujących realizowane jest za pomocą pokrętki (poz. 4). Filtr mocowany jest dwoma wspornikami (poz. 5). Dwa manometry (poz. 3), jeden w kolektorze medium zanieczyszczonego i drugi w kolektorze medium czystego, pozwalają określić różnicę wartości ciśnienia na wejściu i wyjściu z filtra, a tym samym konieczność oczyszczania wkładów. Schemat funkcjonalny wysokociśnieniowego filtra rewersyjnego przedstawiono na rysunku 7.

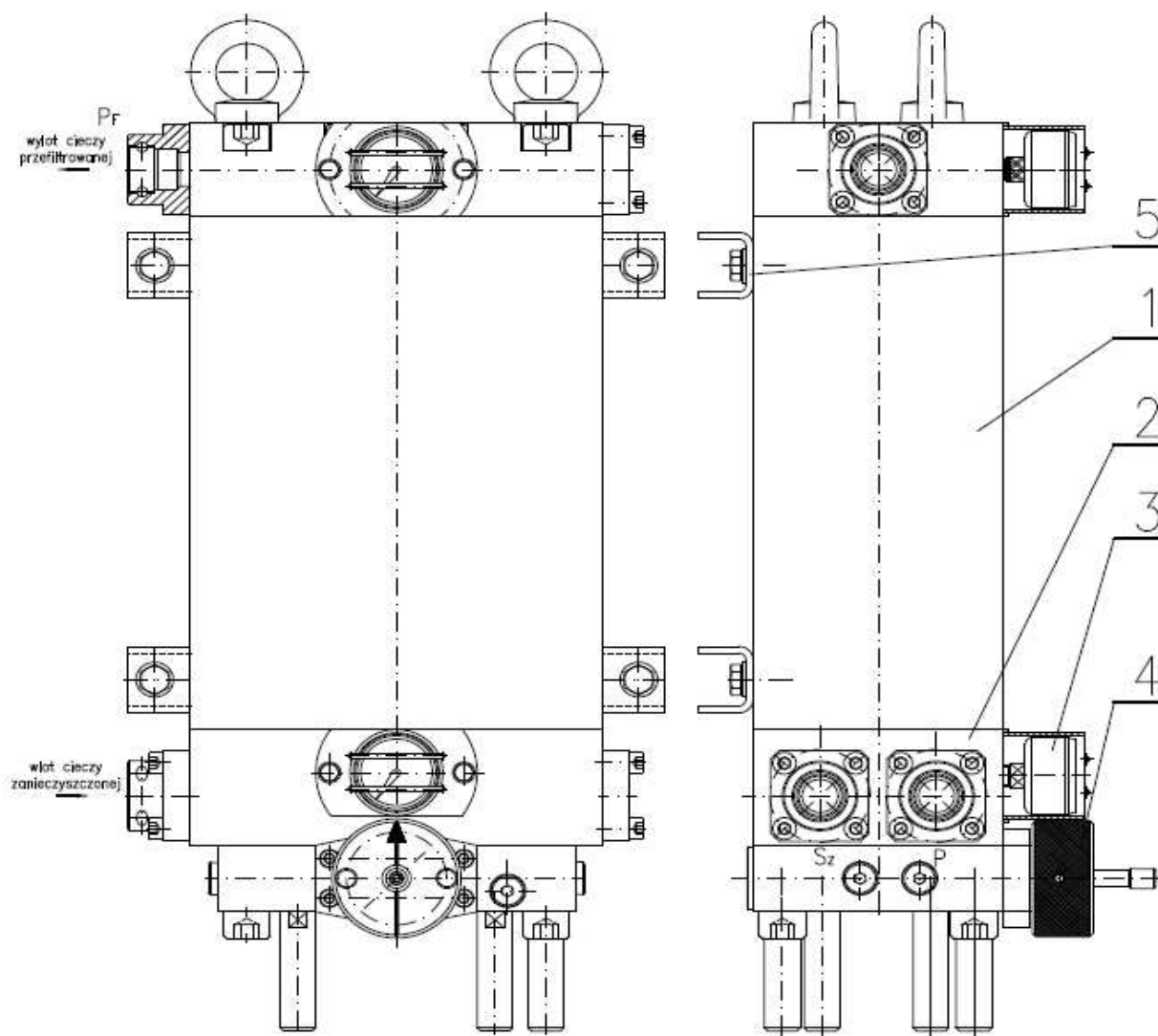
Zastosowanie zaworowego sterowania przełączanego za pomocą pokrętki daje możliwość zdalnego sterowania rewersyjnym oczyszczaniem wkładów szczelinowych.

Innym rozwiązaniem wysokociśnieniowego filtra rewersyjnego jest filtr typu EWFR-250/40-R, skonstruowany dla przepływu o wartości 250 dm³/min i ciśnieniu o wartości 40 MPa. Filtr pokazano na rysunku 8. W odróżnieniu od filtra EWFR-250/40-P, zastosowano w nim sterowanie rewersyjnym strumieniem czyszczącym za pomocą zaworów kulowych, montowanych do płyty kolektorowej.

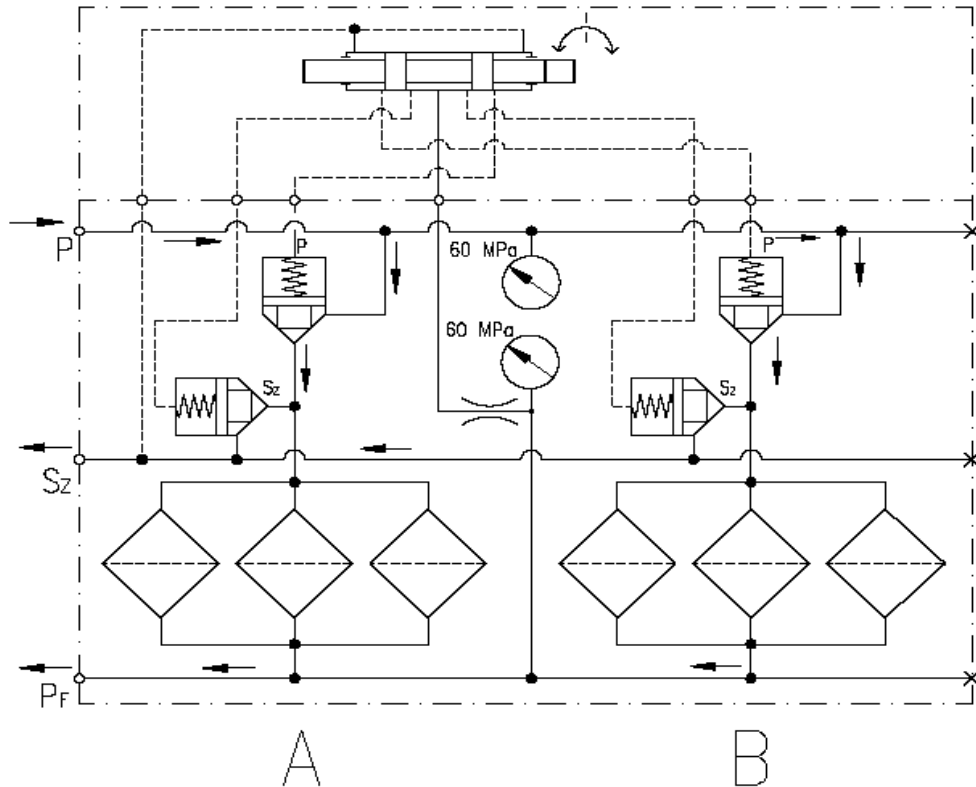
Na rysunku 9 pokazano filtr wysokociśnieniowy rewersyjny typu EWFR-800/40-RP przewidziany dla przepływu o wartości 800 dm³/min i ciśnieniu zasilania o wartości 40 MPa. Konstrukcyjnie różni się on od wyżej wymienionego filtra zdwojonym układem filtrującym oraz wbudowaniem zaworów kulowych sterujących rewersyjnym płukaniem wkładów filtra do płyty kolektorowej cieczy zanieczyszczonej. Na rysunku 10 pokazano schemat funkcjonalny filtra rewersyjnego EWFR-800/40-RP.



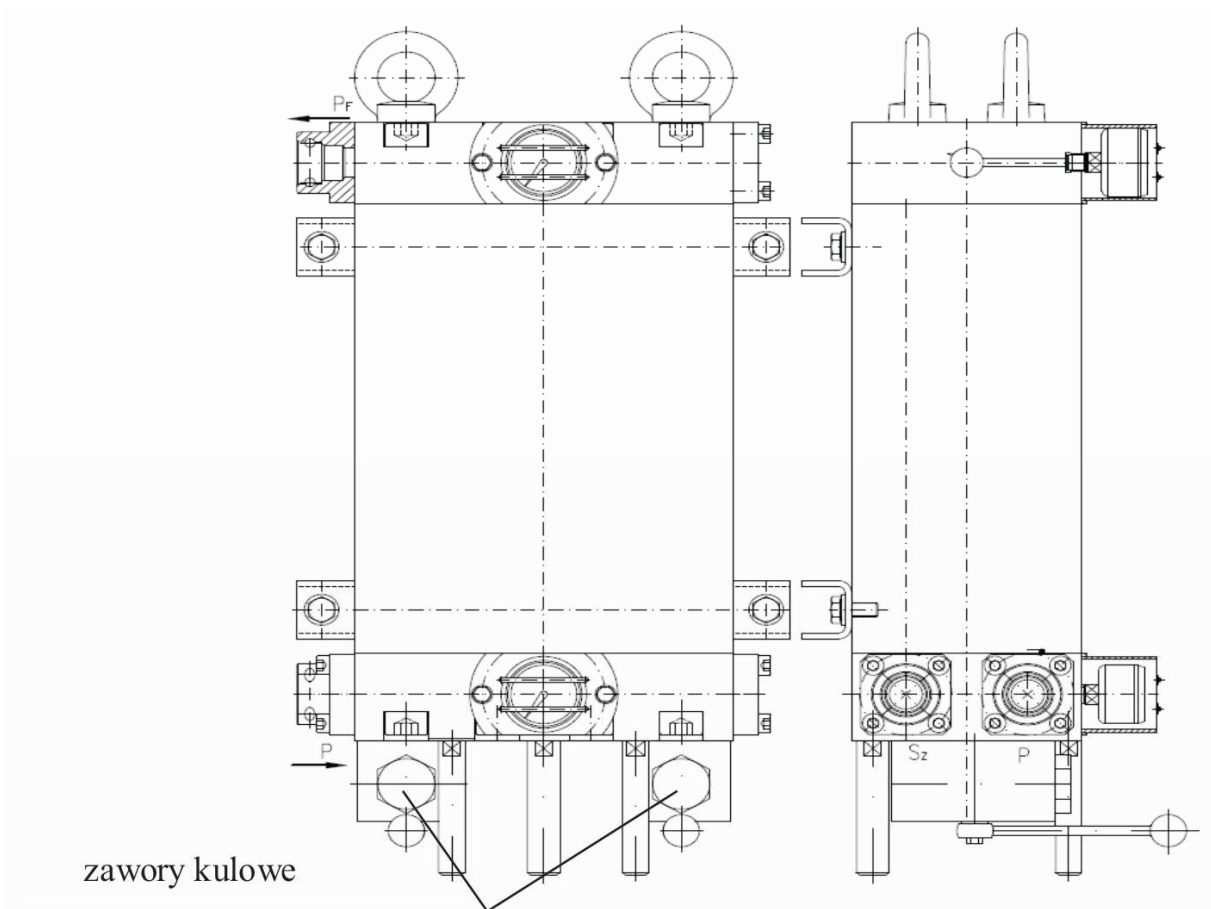
Rys.5. Schemat działania filtra: 1 - wkłady filtracyjne, 2 - zawory kulowe, 3 - manometry, A - dopływ wody zanieczyszczonej, B - wypływ wody przefiltrowanej, C - wypływ zanieczyszczeń [5]



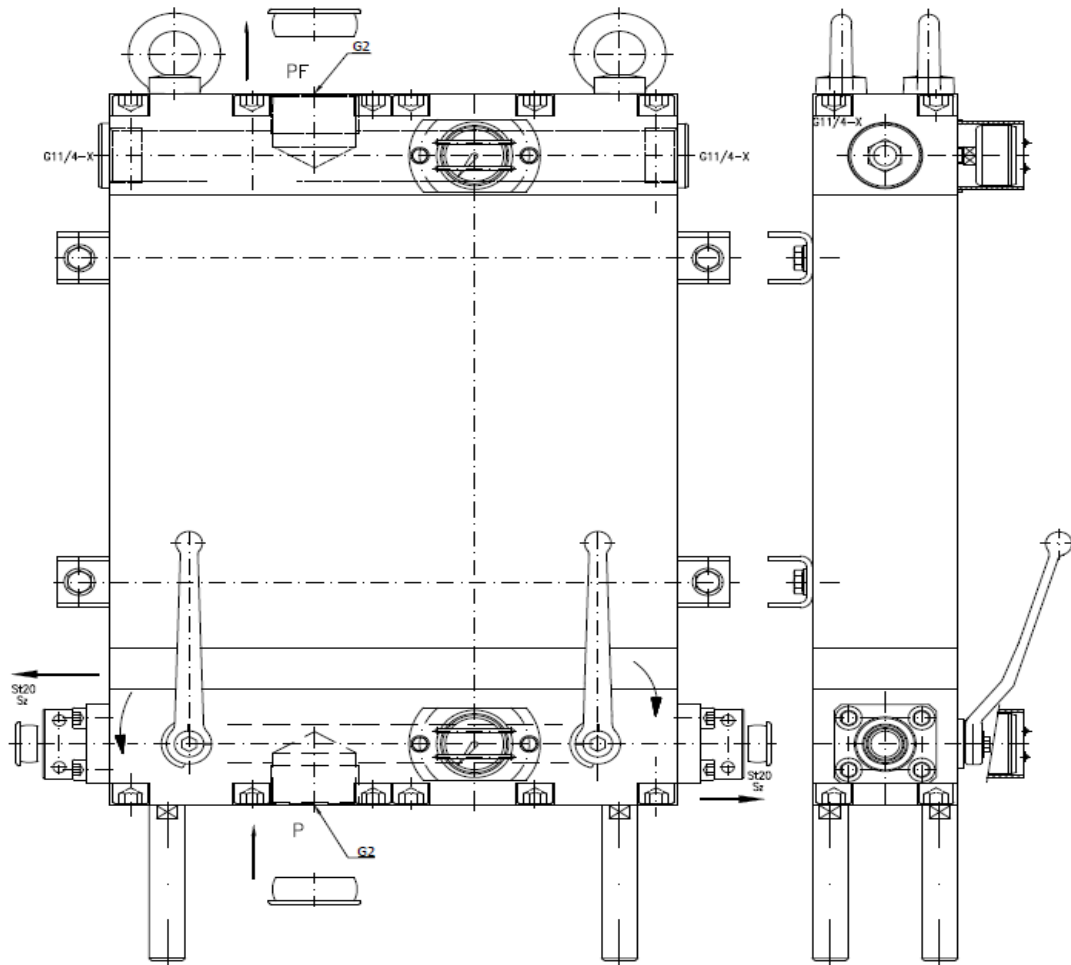
Rys.6. Wysokiśnieniowy filtr rewersyjny EWFR-250/40-P [8]



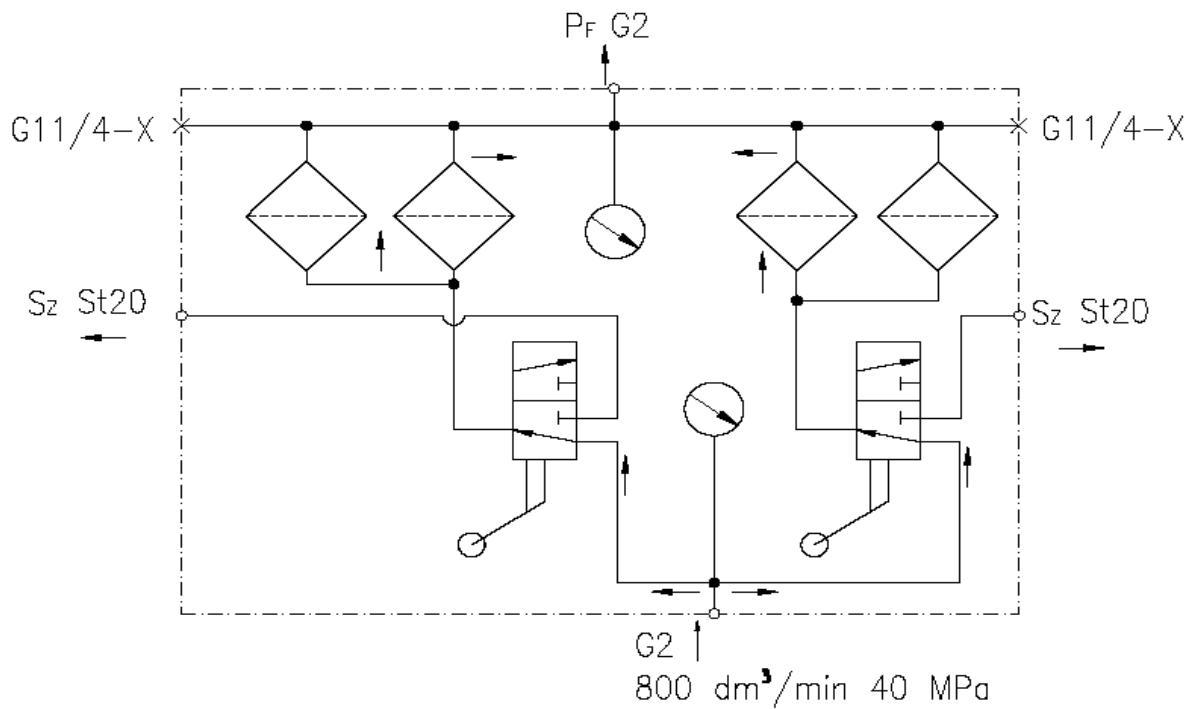
Rys.7. Schemat funkcjonalny wysokociśnieniowego filtra rewersyjnego EWFR-250/40-P [8]



Rys.8. Wysokociśnieniowy filtr rewersyjny EWFR-250/40-R [8]



Rys.9. Wysokociśnieniowy filtr rewersyjny EWFR-800/40-RP [8]



Rys.10. Schemat funkcjonalny filtra rewersyjnego EWFR-800/40-RP [8]

5. Badania filtrów szczelinowych

Celem sprawdzenia założeń konstrukcyjnych filtry szczelinowe poddano badaniu na specjalnie przygotowanym stanowisku badawczym.

Do badań stanowiskowych wytypowano filtr typu EWFR-250/40-P. Program badań przewidywał:

- określenie oporów przepływu,
- wykonanie próby szczelności, dla ciśnienia wynoszącego 40 MPa (nominalne ciśnienie pracy),
- wykonanie próby szczelności, dla ciśnienia wynoszącego 60 MPa (dla 50% przeciążenia),
- sprawdzenie funkcjonalności filtra.

Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 11. Na rysunku 12 zobrazowano zabudowę filtra na stanowisku. Filtr zasilany był niskoprotentową emulsją olejowo-wodną, podawaną przez wysokociśnieniową pompę nurnikową, z przepływem o wartości 200 dm³/min i maksymalnym ciśnieniu o wartości do 60 MPa.

Na rysunku 13 przedstawiono wykres spadku ciśnienia w funkcji czasu, przy przepływie o wartości

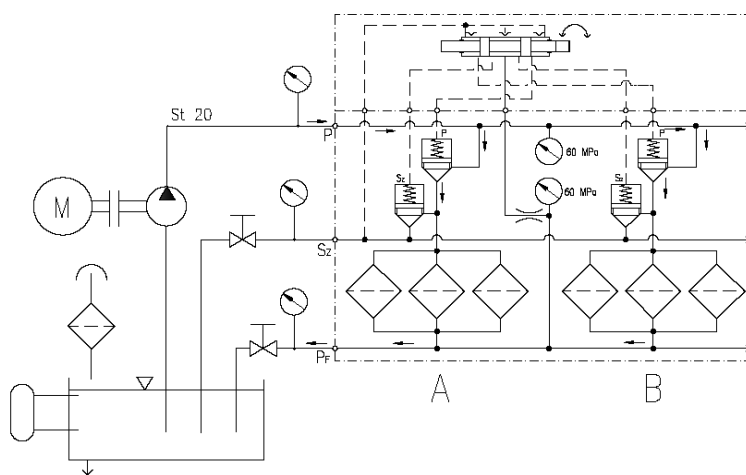
200 dm³/min w czasie i ciśnieniu zasilania o wartości 22 MPa.

Wartość spadku ciśnienia na filtrze wynosiła 1 MPa. Sporym utrudnieniem w badaniach była pulsacja pochodząca z pompy nurnikowej. Zmniejszono ją (w pewnym zakresie) tłumikiem pulsacji.

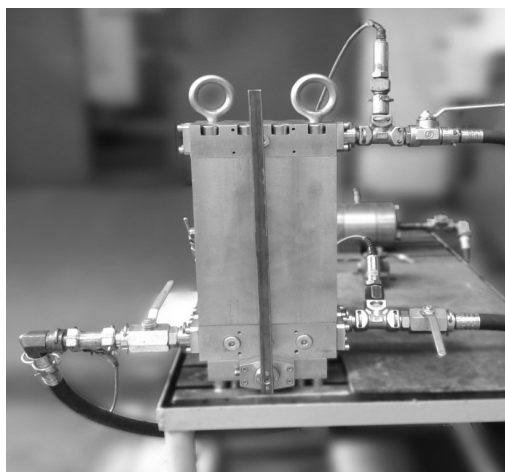
Filtr szczelinowy poddano kilkukrotnej próbie szczelności. Wyniki prób pokazano na rysunkach 14 i 15. Poniższe wykresy obrazują pełną odporność filtra na zadane ciśnienie.

Po każdej próbie szczelności filtr poddawano szczegółowym oględzinom zewnętrznym w celu sprawdzenia czy nie wystąpiły odkształcenia lub miejscowe nieszczelności.

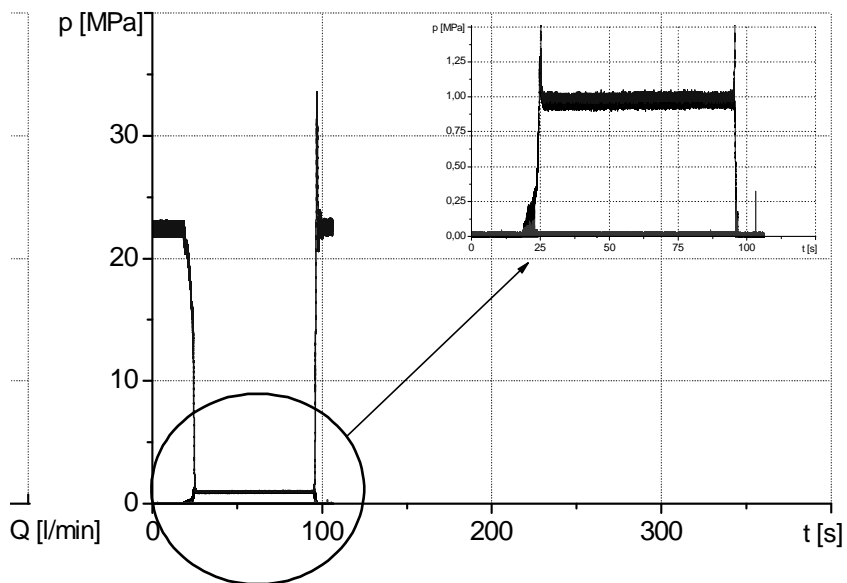
Ostatnią próbą było sprawdzenie funkcjonalności, w tym poprawnego działania nowego sterowania włączania płukania lewej i prawy komory filtrującej. Wysterowanie filtra przeprowadzano za pomocą pokrętła (poz. 4 rys. 6). W trakcie badań stwierdzono poprawną pracę układu sterującego powodującego płynne włączanie płukania dla lewej i oddzielnie prawej komory filtrującej.



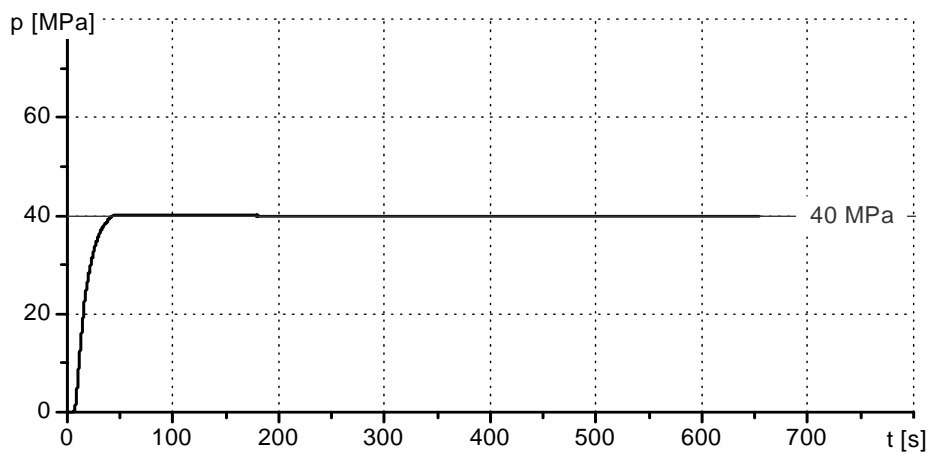
Rys.11. Schemat stanowiska badawczego [8]



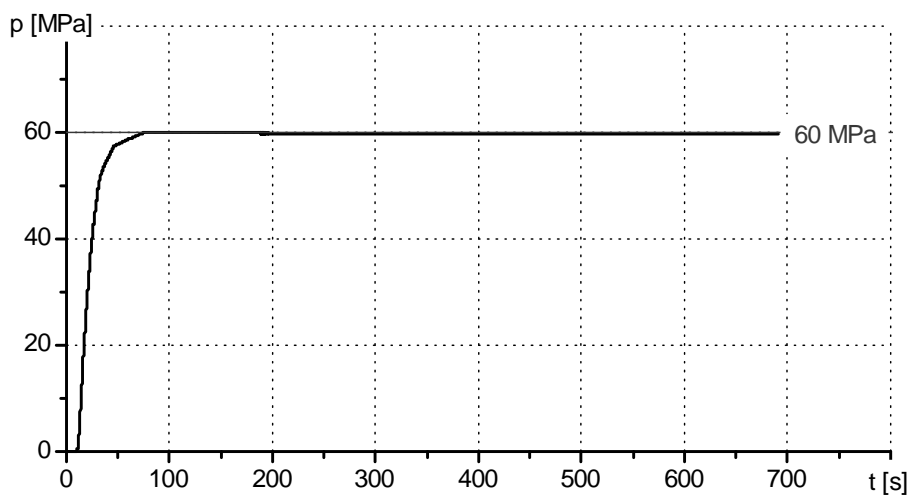
Rys.12. Zabudowa filtra na stanowisku badawczym [8]



Rys.13. Wykres spadku ciśnienia przy przepływie medium o wartości 200 dm³/min [1]



Rys.14. Próba szczelności filtra ciśnieniem o wartości 40 MPa [1]



Rys.15. Wykres obciążenia filtra ciśnieniem o wartości 60 MPa [1]

6. Podsumowanie

ITG KOMAG wspólnie z firmą ELEKTRON s.c. Radzionków opracowało serię filtrów szczelinowych, przeznaczonych do pracy z ciśnieniem o wartości do 40 MPa i przepływem o wartości do 800 dm³/min. Filtry w zależności od potrzeb i wymagań klientów mogą być wyposażone w różne mechanizmy sterowania płukaniem komór filtracyjnych. Uniwersalna konstrukcja umożliwia zastosowanie dowolnych przyłączy hydraulicznych, co daje możliwości podłączenia filtra do już istniejących instalacji.

Przeprowadzone w ITG KOMAG badania filtrów szczelinowych potwierdziły ich poprawną pracę. Uzyskano również cenne doświadczenie pomocne w projektowaniu. Dzięki temu będzie można w przyszłości podjąć się wykonania filtrów o jeszcze większym przepływie i dla różnych mediów.

Literatura

1. Aleksa D., Czubaszek J., Wodarz M.: Badania wysokociśnieniowego filtra rewersyjnego EWFR-250/40-P, ITG KOMAG Gliwice 2013. (praca nie publikowana).
2. Katalog firmy Chem Tech.
3. Katalog firmy Hydac.
4. Katalog firmy Hydro-Elektra.
5. Nieśpiałowski K.: Filtr rewersyjny FR-80. *Maszyny Górnicze* 2012 nr 1. s. 44-47.
6. Nieśpiałowski K., Jasiulek T., Miziak M.: Nowy filtr do oczyszczania wody i cieczy niskolepkich. *Hydraulika i Pneumatyka* 2012 nr 1 s. 23-26.
7. Nieśpiałowski K.: Układ sterowania filtra samoczyszczącego. *Pneumatyka* 2012 nr 2 s. 40-45.
8. Nieśpiałowski K., Rawicki N.: Opracowanie koncepcji wysokociśnieniowego filtra rewersyjnego. ITG KOMAG, Gliwice 2013. (praca nie publikowana).

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.

Narzędzia wspomagające bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn – część 1. Interaktywne instrukcje obsługi

Streszczenie

W artykule przedstawiono interaktywne instrukcje obsługi jako podstawowe narzędzia programowe wspomagające bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn. Na przykładzie systemu INSTO, opracowanego w ITG KOMAG, przedstawiono funkcje i zadania jakie powinno spełniać rozwiązanie tego typu. Omówiono interaktywne procedury obsługi jako innowacyjną formę prezentacji wiedzy z zakresu utrzymania ruchu maszyn.

Summary

Interactive technical manuals are presented as the basic software tool for safe maintenance of machines. Functions and tasks, which should be met by such solution, are presented on the example of INSTO system developed at KOMAG. Interactive procedures are discussed as an innovative form of knowledge presentation on the maintenance of machines.

Słowa kluczowe: instrukcje obsługi maszyn, interaktywna instrukcja, animacja czynności, system INSTO

Keywords: technical manuals of machines, interactive technical manual, animation of activities, INSTO system

1. Wprowadzenie

Sformułowanie „Oparte na wiedzy” w odniesieniu do obsługi maszyn nabiera konkretnego znaczenia. Narzędzia wspomagające bezpieczne i efektywne, także w wymiarze ekonomicznym utrzymanie ruchu maszyn to właśnie rozwiązania oparte na wiedzy. Obecnie praktycznie w każdej dziedzinie życia do prawidłowego i efektywnego działania wymagany jest dostęp do aktualnych i pewnych (potwierdzonych) informacji. Dostęp do wiedzy nabiera szczególnego znaczenia w przypadku systemów mechanicznych o złożonej i rozległej budowie. Jeżeli dodatkowo systemy te działają w środowisku, w którym mogą występować zarówno zagrożenia naturalne, jak i pochodzące od środków technicznych, wiedza przekłada się na bezpieczeństwo obsługi. W przypadku maszyn górniczych mamy do czynienia ze wszystkimi elementami wymienionymi powyżej, gdyż większość rozwiązań i technologii przeznaczonych dla górnictwa to właśnie rozwiązania o wysokim stopniu złożoności, wielkogabarytowe, przeznaczone do pracy w przestrzeniach, w których występują zagrożenia skojarzone. Współczesne rozwiązania techniczne dla górnictwa, wyposażane są w systemy informatyczne, które zapewniają nie tylko optymalne sterowanie, ale także przekazują szereg informacji o aktualnym stanie maszyny. Informacje te przekazywane są, w różnym zakresie, od standardowych parametrów pracy, takich jak: prędkość obrotowa, temperatura, aż po informacje wstępnie przetworzone np. o stopniu zużycia narzędzi urabiających [1].

Dostępne obecnie technologie, z zakresu wnioskowania czy wizualizacji danych, pozwalają na takie sformułowanie przekazu, aby był on łatwy do zinterpretowania przez pracownika obsługi i ograniczał do minimum możliwość błędnej interpretacji przedstawionej treści. Rozwiązaniem, jak się wydaje optymalnym, jest formułowanie komunikatów w języku naturalnym. Powszechnie stosowane rozwiązanie to prezentowanie użytkownikowi tzw. kodów błędów, wraz z krótkim - hasłowym opisem stanu awaryjnego. Taki sposób prezentacji informacji jest odpowiedni dla doświadczonych operatorów czy serwisantów, odpowiedni także w przypadku, gdy sygnalizowany stan to wielokrotnie powtarzająca czynność obsługi, charakterystyczna dla podobnych rozwiązań konstrukcyjnych. Hasłowe komunikaty prezentowane w języku naturalnym mogą jednak stwarzać problem w przypadku, gdy maszyna to nowe rozwiązanie konstrukcyjne, wymagające innego podejścia niż rozwiązania znane. Także w przypadku niedoświadczonych pracowników obsługi/serwisu komunikaty opisowe mogą stanowić problem w rozpoznaniu problemu i powodować nieprawidłowy sposób działania. Rozwiązaniem przedstawionego problemu może być zastosowanie technologii audiowizualnych, w postaci animacji komputerowej, czy interaktywnych aplikacji prezentujących w sposób przystępny i jednoznaczny konieczne do podjęcia działania z zakresu obsługi i naprawy [2, 3].

2. Źródła wiedzy i sposoby jej pozyskiwania na potrzeby utrzymania ruchu maszyn górniczych

Jednym z podstawowych źródeł pozyskiwania wiedzy o bezpiecznym i optymalnym sposobie użytkowania środków technicznych, jakimi są maszyny górnicze, jest instrukcja obsługi oraz tworzone na jej podstawie technologie robót i instrukcje stanowiskowe, uwzględniające panujące w danym zakładzie górniczym warunki górniczo-geologiczne. Zakres wiedzy na temat prawidłowego i bezpiecznego wykonywania czynności z zakresu utrzymania ruchu oraz użytkowania maszyny, którą muszą przyswoić pracownicy realizujący te czynności, jest szeroki. Zazwyczaj maszyny górnicze mają znaczne gabaryty i stanowią integralny element systemów produkcyjnych, a ich instalacja jest czasochłonna. Wszystko to sprawia, że czynności z zakresu utrzymania ruchu są realizowane bezpośrednio na stanowisku, na którym maszyna jest zainstalowana i użytkowana. Poszczególne stanowiska pracy charakteryzują indywidualne warunki w zakresie dysponowanej przestrzeni, jakości podłoża, zanieczyszczeń, wilgoci czy możliwości wspomaganie czynności manualnych. Potęguje to problem szerokiego zakresu wiedzy niezbędnej pracownikom do bezpiecznego wykonywania czynności. Pozyskiwanie wiedzy poprzez doświadczenie, a więc poprzez wieloletnie wykonywanie powierzonych zadań, jest czasochłonne i problematyczne ze względu na duży zakres tej wiedzy, ograniczenia czasowe, a także warunki panujące na stanowisku pracy maszyny. Z kolei skuteczność szkoleń z zakresu utrzymania ruchu jest znacznie ograniczona, gdyż uwzględnienie podczas szkoleń indywidualnej konstrukcji danej maszyny jest często niemożliwe [4]. Istotne jest, aby pracownicy realizujący czynności utrzymania ruchu oraz pracownicy użytkujący maszynę, dysponowali źródłem wiedzy, które w czytelny i jasny sposób przedstawi zagadnienia dotyczące bezpiecznego wykonywania poszczególnych czynności. Takie źródło powinno zapewniać szybki dostęp do wiedzy potrzebnej w danym miejscu i chwili. Istnieje zatem potrzeba wyszukiwania zasobów adekwatnych do potrzeb, jak i potrzeba dostarczania zasobów wiedzy na miejsce wykonywania czynności z zakresu utrzymania ruchu oraz użytkowania maszyny, w warunkach jej eksploatacji. Źródłem wiedzy, jakim obecnie dysponują pracownicy wykonujący czynności utrzymania ruchu oraz pracownicy użytkujący maszynę, są instrukcje obsługi. Są one upowszechniane i użytkowane przeważnie w wersji papierowej. Możliwość efektywnego stosowania instrukcji obsługi bezpośrednio w miejscu wykonywania czynności utrzymania ruchu oraz użytkowania maszyny jest ograniczona. Instrukcje zawierają treści przedstawione

za pomocą tekstu oraz obrazu statycznego, m.in.: rysunków, schematów, fotografii czy wykresów. Ich stosowanie w praktyce daje niewielkie możliwości w zakresie szybkiego wyszukiwania zasobów wiedzy potrzebnych w danej chwili [5]. Dodatkowo zastosowane formy prezentacji wiedzy, dają ograniczone możliwości w zakresie prezentacji niektórych aspektów wiedzy stosowanej podczas czynności utrzymania ruchu oraz użytkowania maszyny. W szczególności dotyczy to wiedzy proceduralnej – na temat sposobu wykonywania czynności utrzymania ruchu oraz użytkowania maszyny z zastosowaniem bezpiecznych metod pracy [6].

Oprócz dokumentów i instrukcji dostarczanych razem z maszyną, a wymaganych prawem, źródłem informacji o sposobach realizacji czynności obsługi może być także komputer pokładowy prezentujący w odpowiednio przetworzonej formie informacje o koniecznych do podjęcia działaniach [7]. Takie podejście wymaga jednak podjęcia działań kompleksowych, gdyż wymieniony sposób komunikacji z użytkownikiem musi być uwzględniony już na etapie projektowania systemu sterowania, gdzie powinny być uwzględnione powiązania pomiędzy poszczególnymi stanami i odpowiadającymi im treściami. Przygotowanie samych treści przewidzianych do umieszczenia w systemie w sposób istotny angażuje zarówno konstruktorów, jak i służby serwisowe, które na podstawie doświadczeń z obsługi innych podobnych rozwiązań konstrukcyjnych, wskazują istotne – mogące wpływać na efektywność prowadzonych działań serwisowych, elementy. Procesy projektowe i wytwórcze są źródłem podstawowej wiedzy z zakresu znajomości prawidłowego i efektywnego sposobu użytkowania środka technicznego. Elementem uzupełniającym zasoby wiedzy może być także sam użytkownik [8]. Odpowiednio przygotowane narzędzia informatyczne pozwalają dzielić się doświadczeniami z obsługi konkretnych rozwiązań konstrukcyjnych, wskazywać na problemy pojawiające się w ich obsłudze, a także dostarczać wiedzy z zakresu radzenia sobie z określonymi awariami, w konkretnych warunkach środowiskowych. Takie rozwiązania są jednak rzadkością. Jest to zatem obszar, który powinien być dalej rozwijany, gdyż dostęp do wiedzy eksploatacyjnej dla konstruktora jest rzeczą najistotniejszą, pozwala na uzyskanie wymiernej przewagi rynkowej. Producenci maszyn, świadomi wagi tego zagadnienia, stosują różne formy pozyskiwania wiedzy dotyczącej zachowania się maszyny w warunkach rzeczywistych, od całkowicie zautomatyzowanych systemów monitorowania pracy maszyny, po inne formy organizacyjne, włączające przyszłego lub obecnego użytkownika w proces projektowania [9].

3. Interaktywne instrukcje obsługi

Główne kryteria jakie powinny spełniać materiały rozpowszechniające zasoby wiedzy wspomagającej utrzymanie ruchu maszyn górniczych, powinny się charakteryzować następującymi możliwościami:

- przekształcenia wiedzy ukrytej w wiedzę jawną,
- prezentowania wiedzy w sposób czytelny i łatwo przyswajalny,
- szybkiego wyszukiwania zasobów wiedzy, które są adekwatne do bieżących potrzeb pracowników,
- stosowania zasobów wiedzy w dowolnym miejscu i czasie, niezależnie od warunków.

Rozwiązaniem spełniającym powyższe wymagania jest System Interaktywnych Instrukcji Obsługi INSTO, opracowany w ITG KOMAG [10]. System powstał w wyniku prac badawczych realizowanych w ramach projektu europejskiego IAMTECH [11]. Jego główne cechy to:

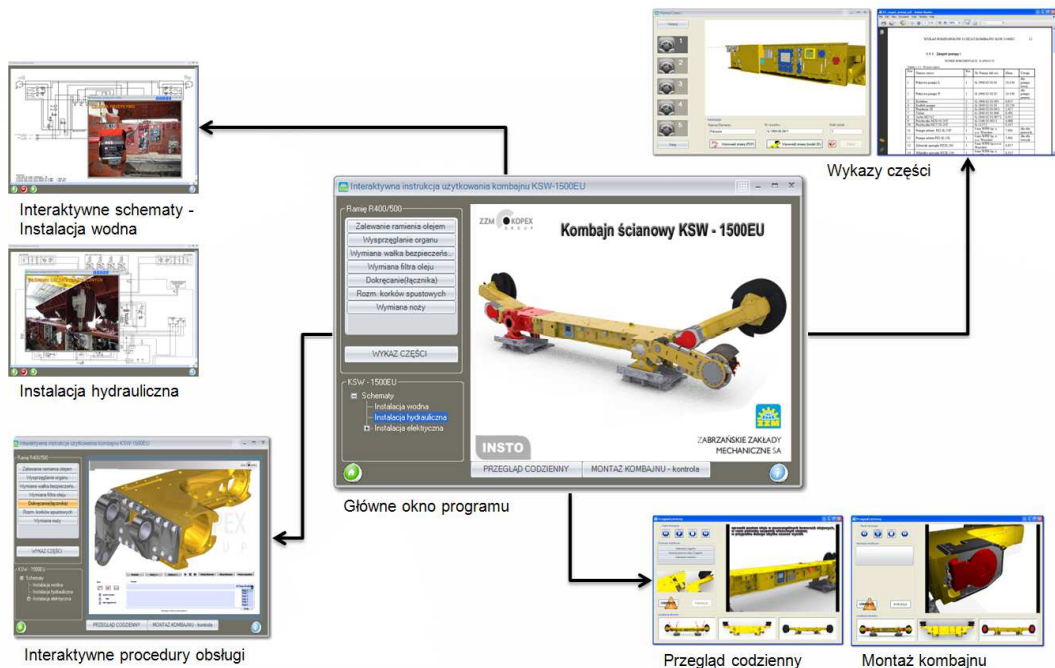
- zawartość standardowej (papierowej) instrukcji obsługi - zakres tematyczny zasobów wiedzy w systemie interaktywnych instrukcji jest identyczny jak w tradycyjnej (papierowej) instrukcji obsługi. Poszczególne zakresy tematyczne prezentowane są zarówno w standardowej formie tekstowej, a także w wybranym zakresie dotyczącym użytkownika maszyny oraz utrzymania ruchu tej maszyny (konserwacji, przeglądów i napraw) z wykorzystaniem innych form prezentacji wiedzy, takich jak trójwymiarowe modele maszyn czy animacje,
- interaktywne symulacje czynności serwisowych - głównymi elementami symulacji interaktywnych są trójwymiarowe modele maszyn i urządzeń rozszerzone o tzw. elementy interakcyjne, pozwalające na dowolną zmianę punktu obserwacji oraz na odtwarzanie kolejnych kroków procesu montażowego. Taki sposób prezentacji ułatwia odbiór, a prezentowane czynności stają się zrozumiałe nawet dla niedoświadczonych pracowników,
- możliwość tworzenia wersji językowych - oferowanie produktów na rynkach zagranicznych wymusza konieczność przygotowania odpowiednich wersji językowych instrukcji obsługi. Odpowiednia struktura systemu pozwala na wykorzystywanie tych samych zasobów, np. zdjęć z rejestracji obiektów rzeczywistych, w kilku wersjach językowych, przez co aktualizacja zasobów dokonuje się tylko raz w odniesieniu do wszystkich wersji systemu,
- proste przeszukiwanie zasobów systemu - przeszukiwanie pełnotekstowe całości zasobów aplikacji pozwala na dotarcie do zasobów o pożądanej treści bez znajomości ich lokalizacji w aplikacji,
- zaawansowane przeszukiwanie zasobów systemu - według słów kluczowych, klas i atrybutów obiektów. Wszystkie zasoby znajdujące się

w systemie są odpowiednio skatalogowane i oznaczone tak, aby można było przeszukiwać zasoby systemu w sposób zaawansowany. Możliwe jest np. wyszukanie procedur serwisowych według nazw naprawianych zespołów,

- tworzenie relacji pomiędzy zasobami systemu - zdefiniowanie wzajemnych relacji między zasobami aplikacji umożliwia dotarcie do poszczególnych zasobów na wiele sposobów, zarówno z poziomu menu, jak i z poziomu innych zasobów systemu,
- zasoby systemu wzbogacone o modele trójwymiarowe, rejestracje wideo, animacje komputerowe instrukcje obsługi dostarczane w formie drukowanej zawierają płaskie rysunki, schematy i fotografie z rejestracji rzeczywistych obiektów oraz wykonywania czynności montażu i demontażu. Środowisko komputerowe użytkownika aplikacji pozwala na zamieszczanie w ramach zasobów systemu materiałów filmowych przedstawiających wykonywanie poszczególnych czynności (np. obsługi, naprawy), na obiektach rzeczywistych oraz modeli trójwymiarowych lub animacji komputerowych obrazujących np. działanie podsystemów maszyny,
- dostęp do zasobów systemu z wykorzystaniem urządzeń mobilnych klasy PDA oraz tablet PC. Rozwiązania mobilne pozwalają na przeglądanie zasobów w dowolnym miejscu i czasie, a w przypadku zastosowania rozwiązań sprzętowych dopuszczonych do pracy w atmosferze wybuchowej, także bezpośrednio w miejscu pracy,
- profilowany dostęp do zasobów. Uprawnienia w zakresie dostępu do zasobów aplikacji są nadawane poprzez przypisanie identyfikatora oraz hasła poszczególnym użytkownikom lub grupom użytkowników aplikacji.

Przykład interfejsu użytkownika interaktywnej instrukcji obsługi przedstawiono na rysunku 1.

W sposób schematyczny przedstawiono poszczególne okna programu, dzięki którym użytkownik uzyskuje dostęp do takich zasobów, jak: wykazy części, zestawienie sposobów realizacji przeglądów okresowych, interaktywne schematy np. hydrauliczne oraz baza procedur serwisowych powiązanych z poszczególnymi zespołami maszyny. Dodatkowo, doświadczenia z wdrażania systemu doprowadziły do uzupełnienia funkcjonalności systemu o procedury pozwalające na samodzielną modyfikację wybranych elementów zawartości programu (np. modyfikacja opisów kroków, rodzajów zastosowanych narzędzi itd.). Skojarzenia elementów procedur interaktywnych z wybranymi zespołami maszyny zawarte są w pliku konfiguracyjnym, który można modyfikować samodzielnie. Takie podejście umożliwia użytkownikowi dokonywanie zmian (w ograniczonym zakresie) w zawartości systemu. Wynika to z faktu, że sam użytkownik nabiera doświadczenia w toku realizacji procesów utrzymania ruchu i na tej podstawie uzupełnia/poprawia zawartość systemu [12].



Rys.1. Interaktywna Instrukcja Obsługi INSTO – interfejs użytkownika [10]

4. Interaktywne procedury obsługi maszyn

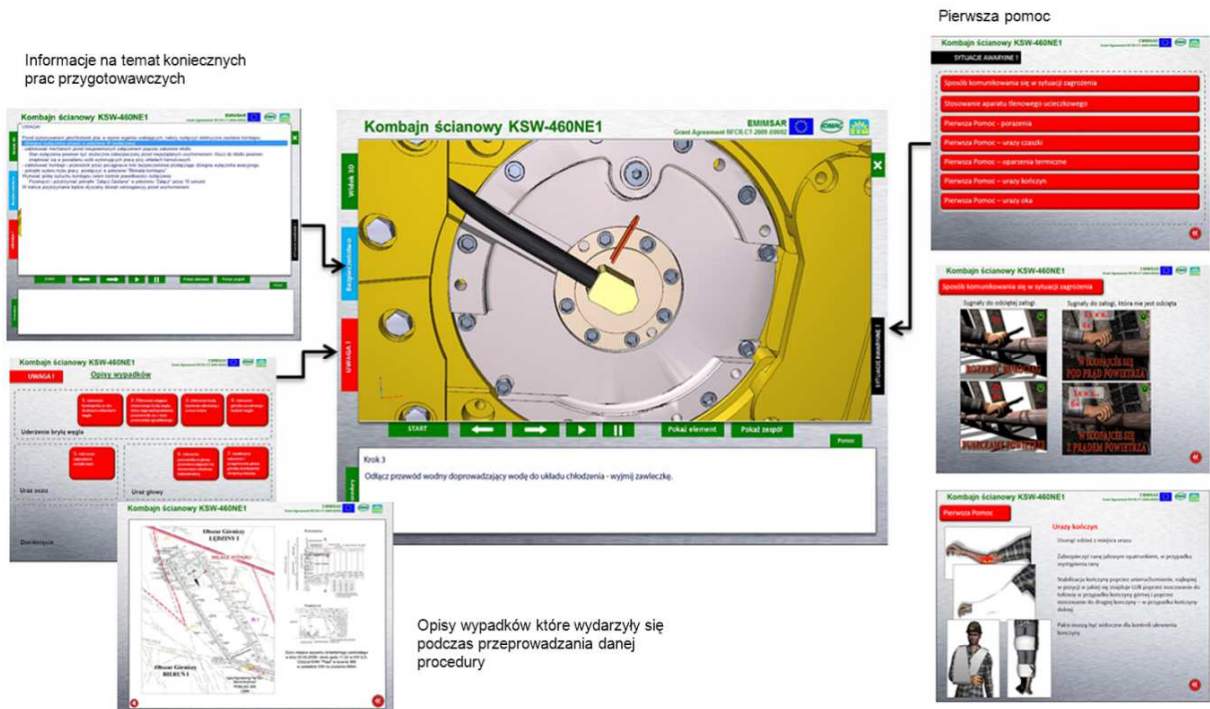
Interaktywne procedury obsługi stanowią podstawowy element systemu wspomaganie utrzymania ruchu maszyn. Całość informacji zebranych w procesie pozyskiwania wiedzy na etapie tworzenia kolejnych kroków procedury obsługi-naprawy zawarta jest w jednym pliku. Przyjęty format zapisu jest uniwersalnym formatem wymiany danych, co daje gwarancję prawidłowego działania na większości komputerów stacjonarnych i przenośnych. Istota interaktywnych procedur polega na dostarczeniu użytkownikowi możliwości interakcji z dostarczonym materiałem informacyjnym. Użytkownik ma możliwość samodzielnego przechodzenia do kolejnych kroków procedury, nawigowania pomiędzy nimi, powracania do części trudniejszych, szybkiego przechodzenia przez znane fragmenty procedury, przechodzenie do kolejnych kroków procedury we własnym tempie. Stosowane aktualnie procedury obsługi w wersji papierowej zawierają listy kroków zapisane w postaci krótkich opisów słownych. Taki opis wiedzy jest odpowiedni dla doświadczonych serwisantów i traktowany może być jedynie jako lista kontrolna zapewniająca utrzymanie właściwej kolejności wykonywania czynności. W procedurach interaktywnych zastosowano widok interaktywny, który umożliwia dowolną zmianę punktu obserwacji obiektu. Pozwala to zorientować się, gdzie znajduje się obsługiwany element oraz jak wygląda jego model przestrzenny. Na rysunku 2 przedstawiono opis podstawowych elementów składających się na okno procedury serwisowej. Procedury obsługi podzielono

na kroki. Każdy z kroków posiada przypisaną informację tekstową oraz krótką animację obrazującą sposób wykonywania czynności. Animacja może obrazować sposób demontażu elementu, zastosowania narzędzi pomocniczych oraz może wizualizować sposób wykonywania czynności dodatkowych np. pomiarów, czy regulacji.

Przedstawienie sposobu realizacji czynności w postaci animacji sprawia, że przekaz staje się jednoznaczny i łatwy do przyswojenia. Ma to szczególne znaczenie w przypadku przygotowywania wielojęzycznych wersji instrukcji obsługi – drobne błędy przy tłumaczeniu tekstu mogą wpływać na realizację czynności obsługi. W przypadku wizualizacji, jest to nośnik uniwersalny, nie wymagający tłumaczenia. W ramach projektu europejskiego EMIMSAR (*Interaktywne wspomaganie informacją serwisantów maszyn, mające na celu poprawę warunków pracy i bezpieczeństwa, z zastosowaniem technologii rozszerzonej rzeczywistości*) rozwinięto i uproszczono metody prezentacji wiedzy [13]. Dzięki temu możliwe jest wykorzystanie opracowanych materiałów np. na urządzeniach przenośnych. System INSTO ma szczególne znaczenie w przypadku złożonych obiektów technicznych, gdzie istotne jest zarządzanie obszernym repozytorium wiedzy oraz udostępnianie zgromadzonych treści, takich jak: interaktywne schematy i inne zaawansowane sposoby prezentacji wiedzy, których nie można wyświetlić samodzielnie – niezależnie od systemu głównego. Na rysunku 3 pokazano rozbudowaną strukturę interaktywnych procedur serwisowych.



Rys.2. Interaktywna procedura obsługi – opis podstawowych elementów [9]



Rys.3. Zasoby wiedzy rozszerzające funkcjonalność systemu interaktywnej instrukcji obsługi [9]

Zasoby systemu INSTO rozszerzono o informacje dotyczące:

- czynności, które muszą być wykonane przed przystąpieniem do procedury,
- wypadków, jakie zaistniały podczas wykonywania danej procedury,
- działań, które należy podjąć w sytuacji awaryjnej.

Przedstawione rozwiązania opracowano przy ścisłej współpracy z producentami maszyn. Przygotowanie animacji czynności obsługi i napraw realizowane jest w oparciu o uproszczone modele przestrzenne pochodzące z procesu konstrukcyjnego, dzięki czemu

uzyskiwane efekty są w dużym stopniu zbliżone do rzeczywistej postaci konstrukcyjnej maszyny.

5. Podsumowanie

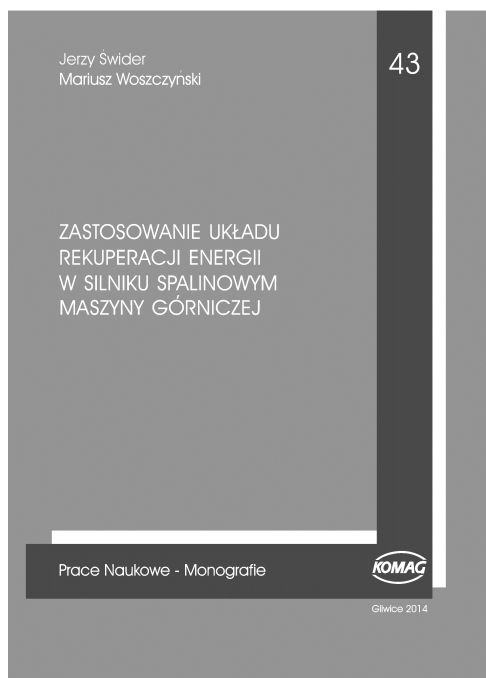
Prawidłowa realizacja procesu utrzymania ruchu maszyn wymaga stosowania odpowiedniej wiedzy. W przypadku złożonych systemów mechanicznych wiedzę charakteryzuje szeroki zakres, z uwagi na zindywidualizowaną konstrukcję maszyn oraz zindywidualizowane warunki na stanowiskach pracy tych maszyn. Stosowane obecnie zasoby wiedzy do wspomaganie utrzymania ruchu maszyn górniczych są

niewystarczające, w szczególności ze względu na zastosowane w nich tradycyjnych form prezentacji wiedzy oraz ich rozpowszechnianie na nośnikach papierowych. Możliwości prezentacji poszczególnych treści są zatem ograniczone. Także możliwości oraz zasadność zastosowania takich form upowszechniania wiedzy w warunkach kopalnianych są ograniczone. W celu rozwiązania tego problemu zaproponowano system oparty na nowoczesnych formach upowszechniania wiedzy – System Interaktywnych Instrukcji Obsługi INSTO. Zróżnicowana funkcjonalność poszczególnych aplikacji INSTO pozwala wspomagać uczestników procesu utrzymania ruchu niezależnie od zakresu przyporządkowanych im zadań oraz warunków, w jakich te zadania są wykonywane. Zaproponowane rozwiązania umożliwiają ciągłą rozbudowę i aktualizację zasobów wiedzy. Obecnie prowadzone są prace nad wdrożeniem kompleksowego podejścia do interaktywnych instrukcji obsługi. Treści związane z interaktywnymi procedurami integrowane będą z innymi podsystemami diagnostyki i wnioskowania, gdzie ich zadaniem będzie prezentowanie wyników wnioskowania, czy też poszczególnych stanów zdiagnozowanych przez monitoring maszyny.

Literatura

1. Bartoszek S., Jagoda J., Jasiulek D., Jura J., Latos M., Stankiewicz K.: System wibrodiagnostyczny maszyn górniczych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2013, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2013 s. 347-363.
2. Michalak D.: Upowszechnianie informacji o bezpiecznych metodach pracy. Masz. Gór. 2013 nr 1 s. 34-37.
3. Michalak D., Lesisz R.: Innowacyjne formy szkolenia pracowników zakładów górniczych. Mechanik 2013 nr 7 s. 403-409.
4. Winkler T., Rozmus M., Michalak D., Jaszczuk Ł.: Knowledge-based maintenance of mining equipment. W: ISCSM 2010, Continuous Surface Mining. Latest Developments in Mine Planning, Equipment, and Environmental Protection, 10th International Symposium Continuous Surface Mining, Freiberg, Germany, 13-15 September 2010 s. 249-254.
5. Winkler T.: Organizacja zasobów wiedzy projektowej i eksploatacyjnej w cyklu życia maszyn i urządzeń górniczych. Wiad. Gór. 2010 nr 3 s. 134-139.
6. Winkler T., Michalak D., Jaszczuk Ł., Rozmus M.: Narzędzia informatyczne wspomagające utrzymanie ruchu kombajnów ścianowych wytwarzanych w Zabrzeńskich Zakładach Mechanicznych SA. Masz. Gór. 2012 nr 3 s. 49-53.
7. Rozmus M.: Wysoka technologia w niskich pokładach. High-Tech in thin seams. Art Min. 2013 nr 8-9 s. 5-18.
8. Michalak D., Jaszczuk Ł., Rozmus M., Wołczyk W.: System interaktywnych instrukcji obsługi INSTO - implementacja modułu pozyskiwania wiedzy eksploatacyjnej. W: XVI Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, t.1, Jurata, 14-18 maja 2012 s. 489-498.
9. Winkler T., Michalak D.: Partycypacyjny tryb planowania montażu maszyn górniczych pod ziemią. Prz. Mech. 2009 nr 7-8 s. 50-54.
10. Jaszczuk Ł., Michalak D., Rozmus M., Winkler T.: Methods and tools supporting maintenance of mining machines. State of the Art. Innovative Mechanization Techniques and Technologies, Monograph No. 10, Scientific editorial staff of the monograph: Magdalena Rozmus, Dariusz Michalak, KOMAG Institute of Mining Technology, Gliwice 2011 s. 8-13.
11. RFCS Coal RTD Programme Contract No. RFC-CR-04001, IAMTECH, Increasing the Efficiency of Roadway Drivages through the application of Advanced Information, Automation and Maintenance Technologies, KOMAG.
12. Jaszczuk Ł., Michalak D., Rozmus M., Suiski R.: System interaktywnych instrukcji obsługi INSTO jako narzędzie wspomagające utrzymanie ruchu maszyn górniczych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2011, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011 s. 273-280.
13. EMIMSAR - Enhanced Miner-Information Interaction to Improve Maintenance and Safety with Augmented Reality Technologies and New Sensors . Grant Agreement RFC-PR-07019.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.



Jerzy Świder, Mariusz Woszczyński: **Zastosowanie układu rekuperacji energii w silniku spalinowym maszyny górniczej**. Prace Naukowe - Monografie nr 43, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2014.

Zachęcamy do zapoznania się z monografią, która omawia ważne zagadnienie badawcze i użytkowe, związane z poprawą energooszczędności pojazdów spalinowych. Autorzy przedstawiają metodę projektowania systemów zarządzania kilkoma źródłami energii elektrycznej w pojazdach, z wykorzystaniem alternatywnego źródła energii – generatora termoelektrycznego (TEG). W książce zaprezentowano tok postępowania przy projektowaniu generatora, począwszy od koncepcji, poprzez analizy rozkładu temperatur, na badaniach laboratoryjnych prototypu generatora kończąc.

Treść monografii zawarto w sześciu rozdziałach, z których pierwszy to wstęp, a ostatni podsumowanie pracy.

We wstępie Autorzy uzasadniają konieczność podjęcia badań nad efektywnymi rozwiązaniami pozwalającymi na wykorzystanie odpadowej energii cieplnej, pochodzącej ze spalania paliwa w silnikach spalinowych. Podkreślono ważność aspektu ekonomicznego, związanego z kosztami stosowania w kopalniach pojazdów o napędzie spalinowym. Rosnące drastycznie ceny paliw mają coraz większe znaczenie dla użytkowników tych maszyn i urządzeń.

Rozdział drugi pracy omawia zasady rekuperacji, czyli odzyskiwania odpadowej energii cieplnej w celu jej dalszego wykorzystania. Rekuperacja umożliwia zwiększenie wydajności napędów maszyn transportowych z silnikami spalinowymi oraz poprawę komfortu pracy operatora. Autorzy podkreślają, że również korzystnie ogranicza emisję ciepła i spalin do otoczenia, co znacznie obniża koszty kopalnianych systemów wentylacji. Omówiono silniki Stirlinga, elementy PowerChips oraz termoogniwa półprzewodnikowe, czyli główne urządzenia umożliwiające rekuperację energii cieplnej oraz jej konwersję na energię elektryczną.

W trzecim rozdziale przedstawiono zastosowania generatorów termoelektrycznych. Autorzy zaznaczają, że wykorzystanie tych generatorów do rekuperacji energii cieplnej jest stosunkowo nowym zagadnieniem w przemyśle i dlatego też nie do końca poznanym. W rozdziale dokonano przeglądu rozwiązań generatorów termoelektrycznych, stosowanych do odzyskiwania energii cieplnej w pojazdach. Kończąc rozdział Autorzy zwracają uwagę na widoczny postęp związany ze stałym rozwojem górniczych maszyn transportowych, wynikającym z wprowadzania nowych rozwiązań technicznych, poprawiających zarówno efektywność maszyny, jak i bezpieczeństwo i komfort pracy operatora. Zdaniem Autorów, brakuje jednak prac związanych z zastosowaniem rekuperacji energii cieplnej w przemyśle górniczym.

Model generatora termoelektrycznego omówiono w obszernym rozdziale czwartym monografii. Autorzy przeprowadzili analizę możliwości zabudowania systemu rekuperacji w zespole silnika spalinowego. Jedną z koncepcji zakładała zabudowanie modułów termoelektrycznych w bloku silnika, pomiędzy komorą spalania a płaszczem cieczy chłodzącej, zapewniającej równomierne chłodzenie korpusu i termoogniw. Koncepcja ta wiązałaby się jednak ze zmianami konstrukcji bloku silnika. Drugim sposobem było zabudowanie systemu rekuperacji w układzie wydechowym. W takim przypadku należałoby zastosować dodatkowe chłodnice cieczowe. Stworzono model pierwszej wersji rekuperatora, jednak możliwe trudności przy budowie tego urządzenia wymusiły konieczność zaprojektowania kolejnej wersji rekuperatora, w której dzięki zastosowaniu analiz CFD (Computational Fluid Dynamics) wyeliminowano wspomniane ograniczenia. Koncepcja zakładała wykorzystanie płaskiego rdzenia w postaci komory, przez którą przechodzą spaliny z silnika. Utworzenie wirtualnego modelu rekuperatora oraz jego analizy metodą CFD umożliwiły obniżenie kosztów testowania

i modyfikacji prototypu urządzenia. Analizy CFD prowadzono w programie Fluent (solver), umożliwiającym wykonywanie precyzyjnych obliczeń. Na bieżąco wprowadzano modyfikacje pozwalające na udoskonalenie modelu rekuperatora. Uwzględniając wyniki analiz CFD, opracowano postać konstrukcyjną rekuperatora. W ramach prowadzonych badań zaprojektowano i wykonano stanowisko do oceny efektywności ogniw termoelektrycznych. Na rysunkach zaprezentowano widok i schemat blokowy stanowiska. Wyniki badań na bieżąco wizualizowano i rejestrowano w plikach tekstowych za pomocą programu stworzonego na potrzeby badań laboratoryjnych. W wyniku przeprowadzonych prac powstała idea rozszerzenia możliwości badawczych stanowiska do badań napędów spalinowych, usytuowanego w hali badawczej ITG KOMAG, o badania związane z tematyką podjętego zagadnienia.

Rozdział piąty książki poświęcony został zaprezentowaniu doświadczalnego systemu sterowania energią elektryczną, wykorzystującego energię odzyskaną z użyciem termogeneratora. System sterowania utworzono na bazie sterownika PLC, w którym zaimplementowano opracowany algorytm sterowania. Omówiono strukturę systemu sterowania, w którym ważnym elementem łączącym generator termoelektryczny z układem zasilania 24 V są kontrolery MPPT (Maximum Power Point Tracking). System, wraz z generatorem termoelektrycznym, został poddany badaniom na stanowisku do wyznaczania parametrów silnika spalinowego.

Przetestowano kilka wariantów podłączenia termogniw do systemu sterowania. Uwzględniono wyniki badań laboratoryjnych oraz badań termogeneratora, co umożliwiło wyznaczenie wpływu zastosowania układu z algorytmem MPPT na wydajność termogniw. Testowano również poprawność działania systemu sterowania. System prawidłowo sygnalizował wystąpienia stanów awaryjnych, a wizualizacja przepływu energii elektrycznej, z uwzględnieniem stopnia naładowania akumulatora, ułatwiała operatorowi kontrolę nad systemem.

Podsumowanie, stanowiące ostatni rozdział pracy, zawiera szereg cennych wniosków z przeprowadzonych badań. Autorzy podkreślili, że wdrożenie omawianego systemu wymaga dalszych badań oraz prac projektowych, zmierzających do implementacji prototypu w rzeczywistej maszynie. Zaznaczyli równocześnie, że w wielu ośrodkach badawczych na świecie trwają prace nad nowymi materiałami termoelektrycznymi o większej sprawności, co w przyszłości znacznie zwiększy korzyści wynikające ze stosowania systemów rekuperacji energii.

Monografię opatrzone obszernym spisem literatury, zawierającym wiele wartościowych, aktualnych publikacji.

Opracowała: mgr Mariola Podgórska

Informacje dla Autorów współpracujących z kwartalnikiem „Maszyny Górnicze”

Redakcja przyjmuje oryginalne, nie publikowane wcześniej artykuły o merytorycznej zawartości odpowiadającej profilowi czasopisma.

Redakcja zastrzega sobie prawo do rezygnacji z opublikowania artykułu jeśli:

- jego tematyka nie mieści się w profilu czasopisma,
- artykuł nie uzyska pozytywnych recenzji,
- artykuł jest niekompletny lub zawiera materiały graficzne o zbyt niskiej jakości,
- nie został przygotowany zgodnie ze wskazówkami edytorskimi.

Od autora/autorów publikacji wymaga się:

- ujawnienia wkładu poszczególnych autorów w powstanie publikacji (z podaniem ich afiliacji oraz kontrybucji, tj. informacji kto jest autorem koncepcji, założeń, metod, protokołu itp. wykorzystywanych przy przygotowaniu publikacji), przy czym główną odpowiedzialność ponosi autor zgłaszający manuskrypt,
- jawności informacji o podmiotach przyczyniających się do powstania publikacji (wkład merytoryczny, rzeczowy, finansowy, etc.).

Osoba wnosząca istotny wkład w powstanie publikacji, a nie podana wśród autorów, powinna być wymieniona w publikacji. Wszelkie wykryte przypadki „ghostwritingu” i „guest authorshipu” będą ujawniane, włącznie z powiadomieniem odpowiednich podmiotów (instytucje zatrudniające autorów, towarzystwa naukowe, stowarzyszenia edytorów naukowych itp.).

Tekst przeznaczony do publikacji należy przekazać wraz z wypełnionymi formularzami. Formularze są dostępne na stronie internetowej kwartalnika Maszyny Górnicze:

<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/dla-autorow>

Procedura akceptacji publikacji oraz jej recenzowania jest zgodna z zaleceniami opisanymi w broszurze Ministerstwa Nauki Szkolnictwa Wyższego „Dobre praktyki w procedurach recenzyjnych w nauce”.

Autorów prosimy o przestrzeganie ustalonych przez Redakcję zasad dotyczących: struktury artykułu, przygotowania zdjęć i ilustracji oraz piśmiennictwa.

Szczegółowe wytyczne dostępne są na stronie internetowej pod adresem:

<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/dla-autorow>