

# MASZYNY GÓRNICZE

2/2016

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



# MASZYNY GÓRNICZE

## MINING MACHINES

### 2(146)2016

Kwartalnik naukowo-techniczny  
Rok XXXIV, czerwiec 2016

Zespół Redakcyjny:

**Redaktor Naczelny:**

dr inż. Antoni Kozieł

**Z-ca Redaktora Naczelnego:**

dr inż. Edward Pieczora

**Sekretarz Redakcji:**

mgr inż. Romana Zając

**Redaktor statystyczny:**

dr inż. Jarosław Tokarczyk

**Redaktor językowy:**

mgr Anna Okulińska

**Redaktorzy tematyczni:**

dr hab. inż. Beata Gryniewicz-Bylina,

prof. nadzw. w ITG KOMAG

prof. dr hab. inż. Adam Klich

prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek

prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński

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 nadesłanych  
artykułów i nie odpowiada za treść  
ogłoszeń i reklam.

Wersję elektroniczną wydawanego  
kwartalnika należy traktować jako  
wersję pierwotną.



ISSN 2450-9442

### *Szanowni Państwo*

*Cyfrowa rewolucja zmienia całe sektory gospodarki, stymuluje wzrost i przyczynia się do tworzenia nowych miejsc pracy. Powoduje zmiany w wielu branżach technologicznych, mechanicznych i finansowych.*

*Coraz doskonalsze technologie teleinformatyczne, zaawansowane systemy analityczne i automatyzacja produkcji przemysłowej pozwalają na lepsze wykorzystanie infrastruktury produkcyjnej i zasobów ludzkich oraz zwiększenie efektów działalności biznesowej. Istotne jest przy tym zachowanie rozsądnych kosztów społecznych zachodzących w trakcie zmian restrukturyzacyjnych i poziomu bezpieczeństwa pracy.*

*Cyfryzacja to już dzisiaj nie tylko szansa, ale konieczność. Jej efekty mogą być widoczne szczególnie tam, gdzie istnieje spora luka w efektywności produkcji, w stosunku do poziomu produkcyjnych gospodarek.*

*Tempo zachodzących zmian jest ogromne i trudne dla wielu do zrozumienia. Wzrastająca moc obliczeniowa procesorów umożliwia tworzenie rozwiązań z zastosowaniem sztucznej inteligencji. To co jeszcze niedawno wzbudzało wątpliwość jest obecnie realizowane. Przykładem może być postęp w motoryzacji, budownictwie czy stosowaniu nowych źródeł energii.*

*Również w branży przemysłu maszyn górniczych widoczny jest postęp w zakresie rozwiązań napędów, systemów sterowania i automatyzacji. Niestety efekty wdrożeń w polskim górnictwie są znikome. Kopalnie węgla kamiennego stoją na skraju bankructwa i nie mogą pozwolić sobie na inwestowanie w nowoczesne technologie i środki techniczne. Sytuacja jest bardzo trudna dla całego zaplecza polskiego górnictwa. Trzeba jednak mieć ciągle nadzieję, że się zmieni.*

*Życząc przyjemnej lektury treści niniejszego numeru, zachęcamy tradycyjnie do współpracy z redakcją naszego kwartalnika.*

*Redaktor Naczelny  
dr inż. Antoni Kozieł*

**PROJEKTOWANIE I BADANIA**

Bałaga D., Siegmund M.: Badania stanowiskowe skuteczności systemu zraszania kombajnu chodnikowego KPD w gaszeniu i niedopuszczaniu do zapłonu metanu ..... 3

Madejczyk W.: Badania nośności kasztów drewnianych ..... 13

**TRANSPORT I ODSAWA**

Pieczora E., Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Suffner H.: Rozwój dołowych maszyn transportowych z napędem spalinowym ... 20

**PRZERÓBKA MECHANICZNA**

Kowol D., Łagódka M., Matusiak P.: Badania możliwości zastosowania trapezoidalnego cyklu pulsacji wody dla osadzarkowego wzbogacania nadaw średnioziarnowych w klasie 60-0,5 mm .... 33

Zuba M., Tomas A.: Modułowa konstrukcja rozdrabniacza MR300 do rozdrabniania placków filtracyjnych ..... 43

**HYDRAULIKA I PNEUMATYKA**

Nieśpiałowski K., Rojek P., Rawicki N.: Zawór hamujący ZH 1 ..... 49

**NAPĘDY I STEROWANIE**

Budzyński Z., Polnik B.: Projektowanie napędów maszyn górniczych zasilanych z baterii akumulatorów nowej generacji .... 56

Tomas A., Trawiński T.: Modelowanie charakterystyk pracy indukcyjnego przemiennika momentu ..... 64

**EKSPLOATACJA I NIEZAWODNOŚĆ**

Herezy Ł.: Wpływ przestoi technicznych i postoi górniczych na dyspozycyjny czas pracy przodka ścianowego..... 83

**ZASADY PUBLIKOWANIA**

Informacje dla autorów ..... 96

**DESIGNING AND TESTING**

Bałaga D., Siegmund M.: Stand tests of effectiveness of spraying system of KPD roadheader in extinguishing the explosion and preventing against methane ignition ... 3

Madejczyk W.: Testing the load-bearing capacity of wooden chocks ..... 13

**TRANSPORT AND CONVEYING SYSTEM**

Pieczora E., Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Suffner H.: Development of underground diesel transportation machines ..... 20

**MECHANICAL MINERAL PROCESSING**

Kowol D., Łagódka M., Matusiak P.: Testing the possibilities of use of trapezoidal water pulsation cycle for jig beneficiation of medium-grain feed of class 60-0,5 mm ..... 33

Zuba M., Tomas A.: Modular structure of MR300 disintegrator for filtration cakes .... 43

**HYDRAULICS AND PNEUMATICS**

Nieśpiałowski K., Rojek P., Rawicki N.: ZH 1 braking valve ..... 49

**DRIVERS AND CONTROL SYSTEMS**

Budzyński Z., Polnik B.: Designing of mining machines drives supplied from batteries of new generation ..... 56

Tomas A., Trawiński T.: Modelling the operational characteristics of induction torque converter ..... 64

**OPERATION AND RELIABILITY**

Herezy Ł.: The influence of technical and mining downtimes on longwall working time..... 83

**PUBLISHING RULES**

Information for authors ..... 96



## **Badania stanowiskowe skuteczności systemu zraszania kombajnu chodnikowego KPD w gaszeniu i niedopuszczaniu do zapłonu metanu**

dr inż. Dominik Bałaga  
mgr inż. Michał Siegmund  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### **Streszczenie:**

W artykule przedstawiono problem eliminowania zagrożenia metanowego, powstającego podczas urabiania przodków węglowych kombajnem chodnikowym. Zaprezentowano rozwiązanie systemu zraszania, składające się ze zraszania wewnętrznego oraz zewnętrznego, przeznaczone dla kombajnu chodnikowego typu KPD, charakteryzujące się niskim ciśnieniem zasilania wody 1,0 MPa. Omówiono wyniki badań skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu za pomocą dwóch typów zraszania, przeprowadzone na stanowisku badawczym. Pozytywne wyniki badań stanowiskowych, pozwolą na wdrożenie systemu do eksploatacji.

### **Abstract:**

The problem of elimination of methane hazard, which occurs during mining the coal faces with roadheader, is presented. Design of the spraying system for KPD roadheader, consisting of internal spraying and external spraying with low water pressure equal to 1,0 MPa, is given. Results of tests of extinguishing effectiveness and prevention against methane ignition with use of two types of spraying system, which were carried out on the test stand, are discussed. Positive results of stand tests will enable to commercialize the system.

Słowa kluczowe: górnictwo, kombajny chodnikowe, zagrożenie metanowe i pyłowe, system zraszania

Keywords: mining industry, roadheaders, methane and dust hazards, spraying system

## **1. Wprowadzenie**

Zagrożenie zapłonem metanu i wybuchem pyłu węglowego oraz zagrożenia zdrowotne są jednymi z najpoważniejszych ryzyk występujących w górnictwie węgla kamiennego.

Zgodnie z przepisami dotyczącymi środków zabezpieczających w zakresie zwalczania iskier mechanicznych podczas urabiania zwięzłych skał [8], kombajny chodnikowe powinny być wyposażone w skuteczne zraszanie zanożowe oraz dodatkowe urządzenia zraszające.

W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG od wielu lat realizowane są prace badawcze i projektowe, dotyczące zwalczania zagrożenia pyłowego i metanowego. W artykule szczegółowo opisano działanie instalacji oraz badania jej skuteczności w aspekcie ich zwalczania.

Niezawodność oraz pozytywne opinie o dotychczas wdrożonych urządzeniach i systemach zwalczania zapylenia skłoniły producenta kombajnów chodnikowych, firmę CORUM Group, do podjęcia współpracy z ITG KOMAG, w celu opracowania nowoczesnego i skutecznego rozwiązania systemu zraszania wodnego, przeznaczonego dla kombajnów chodnikowych typu KPD [1, 2] (rys. 1).

Opracowany system zraszania poddano badaniom stanowiskowym w KD „Barbara” w Mikołowie w celu oceny skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu. Wyniki badań oceniono w aspekcie skuteczności działania systemu.



Rys.1. Kombajn chodnikowy typu KPD firmy Corum z systemem zraszania wodnego [10]

## 2. Charakterystyka systemu zraszania kombajnu chodnikowego

Zamontowany na kombajnie typu KPD system zraszania składa się z wewnętrznego zraszania wodnego (zanożowe sektorowe) oraz z zewnętrznego zraszania wodnego (kurtyna wodna). Opracowane rozwiązanie systemu zraszania ma za zadanie w głównej mierze zapobiegać zagrożeniom wynikającym z możliwości wybuchu metanu podczas urabiania węgla kombajnami chodnikowymi (zgodnie z przepisami), jednocześnie redukując pył przedostający się do miejsca operatora kombajnu. System zraszania charakteryzuje się niskim zużyciem wody, nie przekraczającym  $50 \text{ dm}^3/\text{min}$  oraz niskim ciśnieniem zasilania wody, dzięki czemu nie ma konieczności stosowania pomp zwiększających ciśnienie.

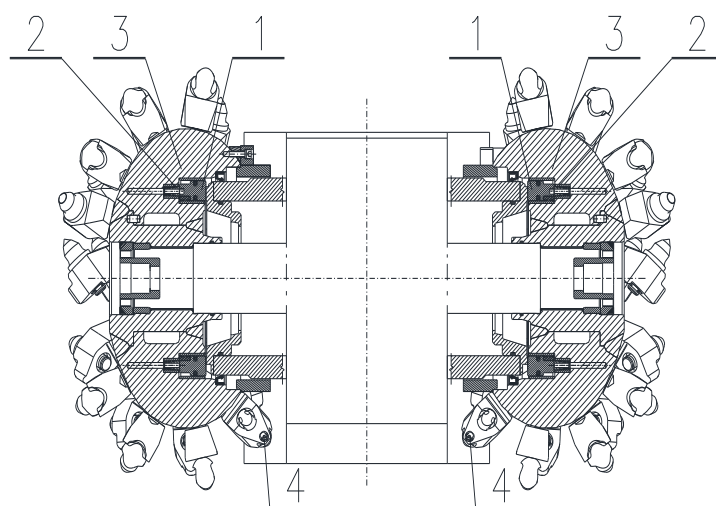
### 2.1. Wewnętrzne zraszanie wodne (zanożowe sektorowe)

Wewnętrzne zraszanie wodne (zanożowe sektorowe) (rys. 2) zbudowano z:

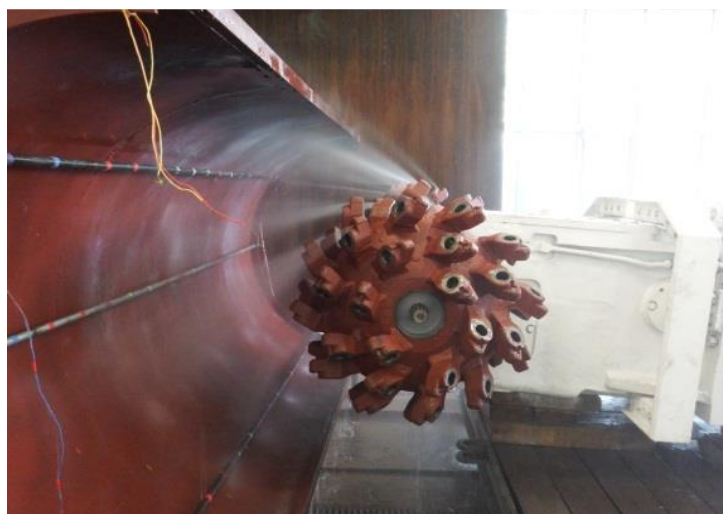
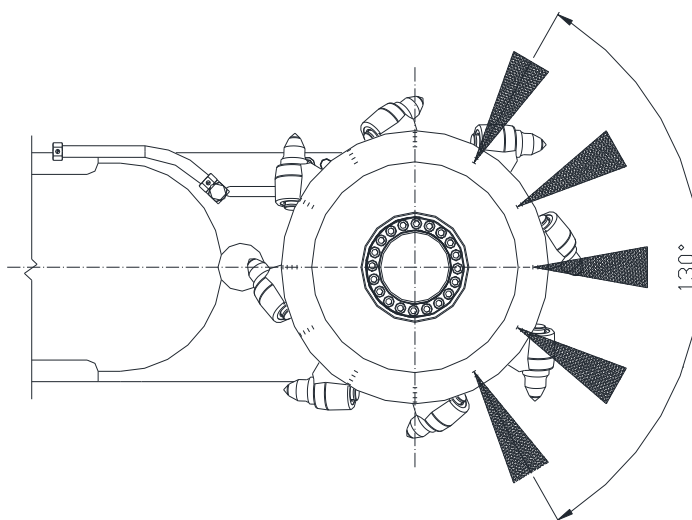
1. pierścieniowych rozdzielaczy sektorowych,
2. tłoczków,
3. wrębników z kanalikami doprowadzającymi medium z rozdzielacza do dysz,
4. dysz zraszających.

W skład układu wchodzi 40 dysz zraszających (4), umiejscowionych w uchwytych nożowych każdego z wrębników (80 dysz w całej głowicy urabiającej). Pierścieniowe rozdzielacze sektorowe (1) umożliwiają rozdział czynnika zraszającego na: umiejscowione we wrębnikach (3) poszczególne tłoczki (2) z otworami do doprowadzenia wody oraz do 15 dysz znajdujących się w przedniej części wrębników (od strony czoła przodka). Piętnaście dysz działających w każdym wrębniku tworzy sektor zraszający o kącie strumieni około  $130^\circ$  (rys. 3).

We wrębnikach (3) zlokalizowane są kanały dostarczające wodę do dysz zraszających (4), za pomocą stalowego przewodu umiejscowionego na bocznej powierzchni wysięgnika.



Rys. 2. Główne zespoły układu wewnętrznego zraszania wodnego (zanożowego sektorowego) [4]

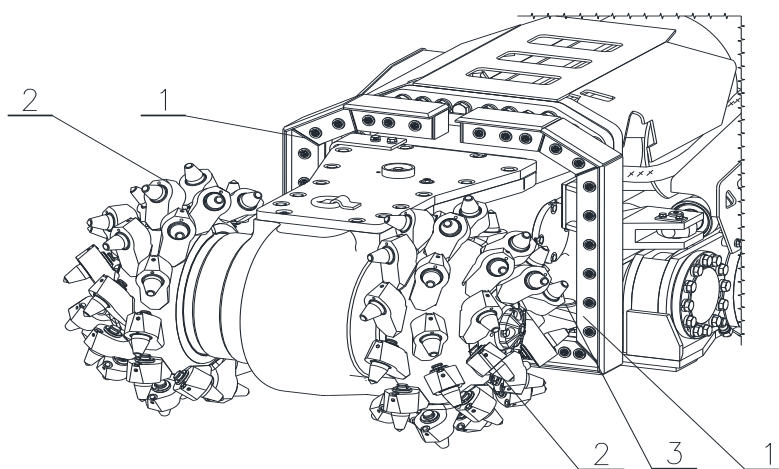


Rys. 3. Strumienie zraszające wytwarzane przez zraszanie sektorowe [4, 5]

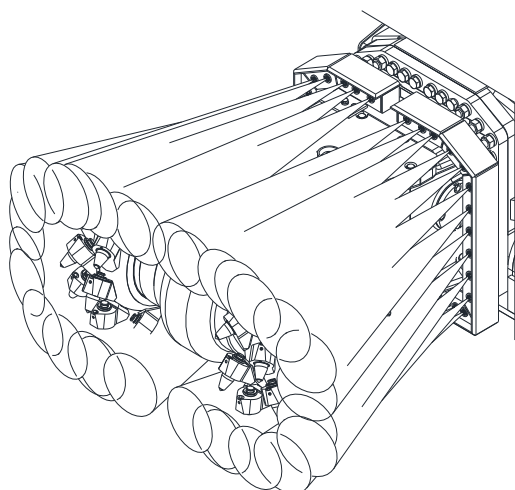
## 2.2. Zewnętrzne zraszanie wodne (kurtyna wodna)

System zewnętrznego zraszania wodnego (kurtyna wodna) (rys. 4) zbudowany jest z baterii zraszających (1), dysz zraszających (2) i sworzni mocujących (3).

Układ zewnętrznego zraszania wodnego zbudowano z dwóch baterii (1), prawej oraz lewej, umiejscowionych na wysięgniku, po jego obu stronach. Baterie w kształcie zwróconych do siebie liter „C”, zamontowano do wysięgnika za pomocą sworzni oraz śrub wkręcanych do jego kołnierza. Każda z baterii posiada 15 gniazd, do których wkręcane są, w zależności od potrzeby, 24 (26 lub 30) dysze zraszające. Dysze kierowane są w stronę głowicy kombajnu w taki sposób, aby strumienie wody szczelnie pokrywały jej obrys, docierając do miejsca kontaktu ostrza noża z calizną węglową (rys. 5).



Rys. 4. Układ zewnętrznego zraszania wodnego (kurtyna wodna) – główne zespoły [4]



Rys. 5. Rozmieszczenie strumieni zraszających, umożliwiające objęcie zasięgiem całego obrysu głowicy kombajnu [4, 5]



### 3. Badania skuteczności gaszenia i zapobiegania wybuchowi metanu

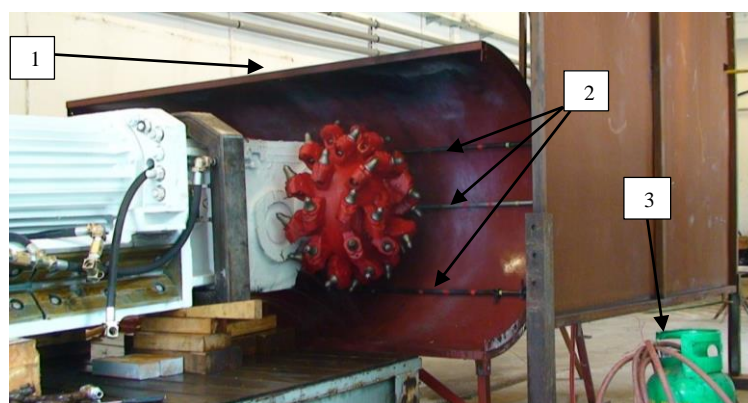
System zraszania przebadano na specjalnie dostosowanym do wysięgnika kombajnu stanowisku badawczym, znajdującym się na terenie KD „Barbara” w Mikołowie, w aspekcie bezpiecznej eksploatacji w warunkach zagrożenia metanowego [3]. Przez okres wszystkich prób badawczych kontrolowano wartości ciśnienia oraz przepływu wody, pod kątem zgodności z założeniami. Badania prowadzone były przez specjalistów Laboratorium Pyłowego GIG KD „Barbara” i Zakładu Systemów Chodnikowych ITG KOMAG.

#### 3.1. Stanowisko badawcze

Stanowisko do badań skuteczności gaszenia i zapobiegania zapłonowi gazu (rys. 6), składało się z:

1. modelu ociosu,
2. palników gazu,
3. butli z gazem oraz reduktora.

Wysięgnik kombajnu KPD z zabudowanym systemem zraszania i głowicą urabiającą umiejscowiono na stanowisku badawczym.



Rys. 6. Stanowisko do badań skuteczności gaszenia i zapobiegania zapłonowi gazu [5]

Model ociosu zbudowano tak, aby odtwarzał kształt urabianego czoła przodka w warunkach dołowych. Stanowisko wyposażono w trzy umieszczone poziomo palniki, przylegające do powierzchni blachy symulującej powierzchnię powstałą w wyniku zawrębnienia się głowicy kombajnu w czoło przodka. W każdym z palników wykonano 6 otworów wylotowych, które usytuowano na całej szerokości głowicy. Gaz propan-butan (symulujący wypływ metanu w warunkach dołowych), dostarczano z butli połączonej poprzez zawór redukcyjny.

#### 3.2. Metodyka badań

Na stanowisku badawczym wyposażonym w ww. zespoły, przeprowadzono badania skuteczności gaszenia i zapobiegania zapłonowi gazu, poprzez system zraszania. Parametry wody dla każdego z trzech badanych wariantów systemu zraszania, przy których system poddawany był próbom gaszenia i nie dopuszczania do zapłonu metanu były następujące:

##### Wariant I. Układ wewnętrzny zraszania wodnego (zamożowego):

- natężenie przepływu wody (na głowicę – 30 dysz)  $Q_{\min} = 26 \text{ dm}^3/\text{min}$ ,
- wartość ciśnienia wody  $p_{\min} = 1,0 \text{ MPa}$ .



**Wariant II. Układ wewnętrznego zraszania wodnego (zanożowego) oraz zraszania zewnętrznego (kurtyna wodna):**

- natężenie przepływu wody (na głowicę – 30 dysz )  $Q_{\min} = 26 \text{ dm}^3/\text{min},$
- natężenie przepływu wody (na kurtynę - 24 dysze)  $Q_{\min} = 24 \text{ dm}^3/\text{min},$
- wartość ciśnienia wody  $p_{\min} = 1,0 \text{ MPa}.$

**Wariant III. Układ zewnętrznego zraszania wodnego (kurtyna wodna):**

- natężenie przepływu wody (na kurtynę - 24 dysze)  $Q_{\min} = 24 \text{ dm}^3/\text{min},$
- wartość ciśnienia wody  $p_{\min} = 1,0 \text{ MPa}.$

Celem badań stanowiskowych było [5]:

1. określenie skuteczności gaszenia zapalonego gazu w obszarze głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego przez system zraszania w wariantach I, II oraz III,
2. określenie skuteczności zapobiegania powstawaniu zainicjowanych zapłonów gazu w obszarze głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego przez system zraszania w wariantach I, II oraz III.

Miarą skuteczności gaszenia palącego się gazu był czas potrzebny do jego zgaszenia. Czas ten liczono od momentu uruchomienia systemu zraszania (włączenie pompy wodnej) oraz włączenia obrotów głowicy urabiającej kombajnu, dla danego wariantu.

Próby gaszenia realizowano 3-krotnie, dla każdego z trzech palników (górny, środkowy oraz dolny). Po doprowadzeniu gazu do palnika w ilości ok.  $10 \text{ dm}^3/\text{min}$ , wymuszano zapłon gazu przy użyciu pochodni.

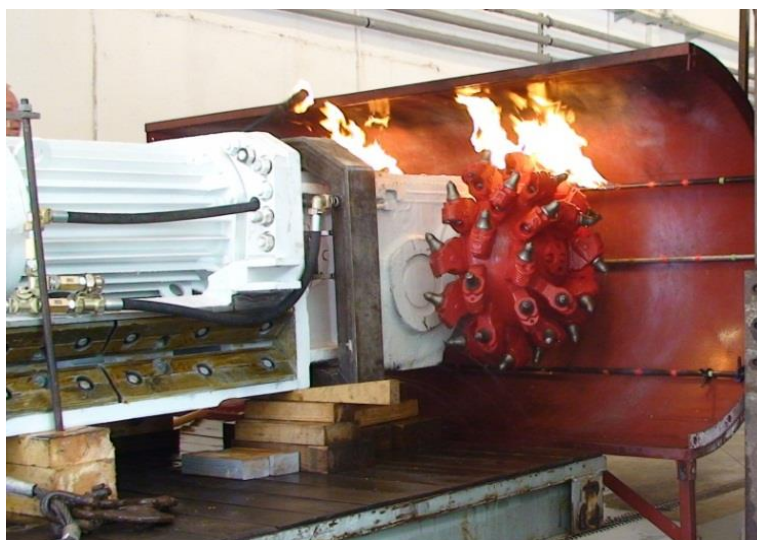
Skuteczność zapobiegania w powstawaniu zainicjowanych zapłonów gazu oceniano w aspekcie niedopuszczenia do takiej sytuacji podczas próby inicjacji zapalenia za pomocą iskier i przy włączonym jednym z wariantów zraszania. Testy te realizowano również 3-krotnie, dla każdego z trzech palników (górny, środkowy oraz dolny). Wymuszanie zapłonu gazu realizowano przy użyciu zapalarki inicjującej iskry z główek zapalczych (o energii zapłonu wynoszącej ok.  $10 \text{ kJ}$ ), umieszczonych przy palnikach, z których wydostawał się gaz.

Kryterium oceny skuteczności systemu były wymagania dyrektyw i norm zharmonizowanych, odnoszące się do skuteczności zraszania w zwalczaniu powstających iskier i płomieni podczas procesu urabiania kombajnem [6, 7, 9].

#### 4. Badania stanowiskowe gaszenia zapalonego gazu

Próby gaszenia zapalonego gazu rozpoczynały się od włączenia dopływu gazu do poszczególnych palników i sprawdzenia jego wypływu, a następnie jego podpalenia. Następnie sprawdzano działanie systemu zraszania dla każdego z badanych wariantów. Po uzyskaniu prawidłowych strumieni zraszających przystępowano do prób gaszenia zapalonego gazu.

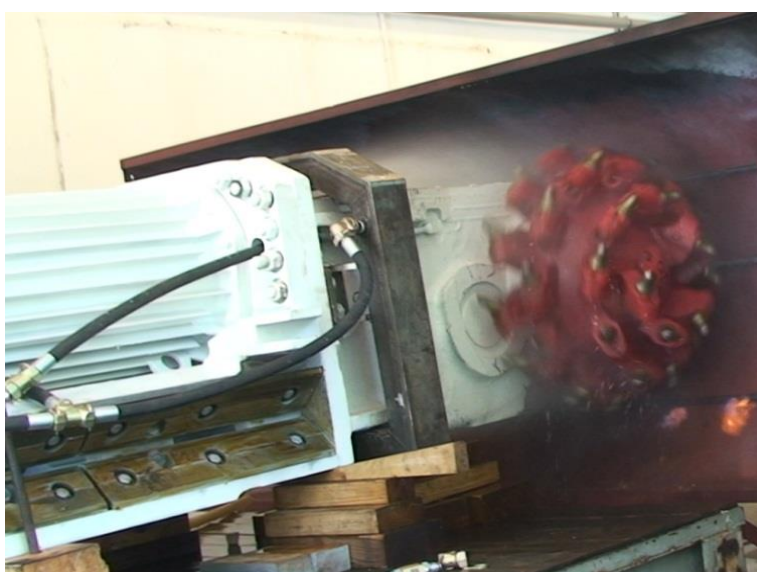
Przy palącym się gazie załączano silnik elektryczny wsięgnika kombajnu i wprowadzano w ruch obrotowy głowicę urabiającą. Następnie uruchamiano pompę dostarczającą wodę do systemu zraszania. Czas zgaszenia palącego się gazu liczono od momentu napełnienia układu wodnego i osiągnięcia zakładanych parametrów zasilania (według wariantu). Po ustaleniu parametrów zasilania systemu zraszania w wariantach I, po pojawieniu się strumieni wodnych ze wszystkich dysz zraszających dla zapalonego górnego, środkowego lub dolnego palnika (rys. 7), gaszono płomienie. Zgaszenie gazu następowało dla każdej z trzech prób.



Rys. 7. Badania skuteczności gaszenia zapalonego gazu w wariancie I, dla zapalonego palnika górnego – przed załączeniem systemu zraszania [5]

Po przebudowaniu systemu zraszania do wariantu II (włączone zraszanie wewnętrzne zanożowe sektorowe i zraszanie zewnętrzne), przeprowadzono ponowne próby gaszenia. Gaszenie zapalonego gazu miało miejsce zarówno dla górnego, środkowego oraz dolnego położenia palnika, dla każdej z trzech prób i następowało po ustaleniu parametrów zasilania systemu zraszania. Dla wariantu III (włączone zraszanie zewnętrzne) następowało również natychmiastowe gaszenie dla górnego oraz środkowego położenia palnika, we wszystkich trzech próbach.

W przypadku dolnego palnika zgaszenie nastąpiło po 3-4 sekundach. Przyczyną była niezgodność rozstawu baterii zraszających z dokumentacją techniczną. Po ustawieniu rozstawu zgodnie z dokumentacją techniczną, badania przeprowadzono powtórne. Kolejne trzy próby wykazały natychmiastowe zgaszenie zapalonego gazu (rys. 8).

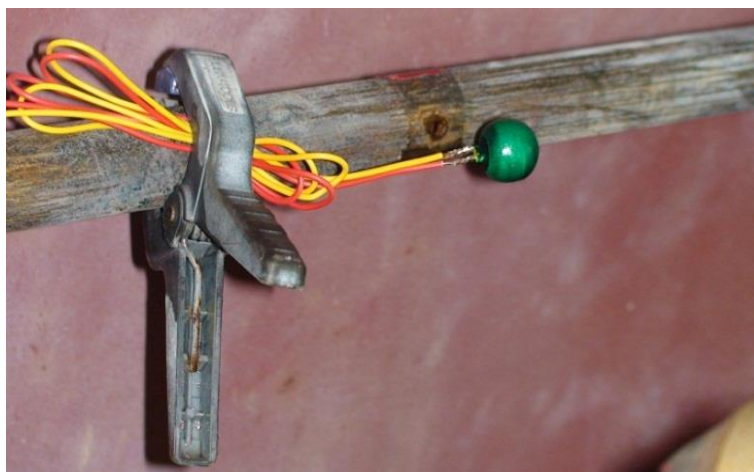


Rys. 8. Badania skuteczności gaszenia zapalonego gazu w wariancie III, dla zapalonego palnika dolnego – moment gaszenia [5]

## 5. Badania stanowiskowe zapobiegania powstawaniu zapłonu gazu

Analogicznie jak przy próbach skuteczności gaszenia zapalonego gazu, przeprowadzono badania zapobiegania zapłonowi gazu przez system zraszania kombajnu chodnikowego.

Próby realizowano dla trzech ww. wariantów układu zraszającego, poprzez inicjowanie zapłonu gazu za pomocą iskier wytwarzanych przez dwie główki zapalnicze o energii zapłonu 10 kJ każda (rys. 9), na każdym z trzech badanych palników gazu.



Rys. 9. Jedna z dwóch główek zapalniczych, wytwarzających iskrę - przed próbą zapłonu [5]

Przeprowadzono po trzy próby dla każdego z położenia palnika, każdorazowo przy obracającym się organie urabiającym. Załączano dopływ gazu do poszczególnych palników, a następnie uruchamiano silnik elektryczny, powodujący ruch obrotowy głowicy urabiającej oraz uruchamiano pompę dostarczającą wodę do instalacji zasilającej system zraszania.

Po osiągnięciu minimalnych parametrów zasilania systemu zraszania uruchamiano zapalnik, który aktywował główki zapalnicze, wywołujące iskrę. Następnie sprawdzano, czy dochodziło do zapłonu gazu wydostającego się z palnika.

Po ustaleniu parametrów zasilania systemu zraszania w wariantcie I i pojawieniu się strumieni wodnych ze wszystkich dysz zraszających, a następnie wygenerowaniu iskier przy wydostającym się gazie z palnika górnego, środkowego oraz dolnego, sprawdzano czy nie doszło do zapalenia gazu w każdej z trzech przeprowadzonych prób. Nie stwierdzono zapalenia gazu.

Następnie przebudowano system zraszania do wariantu II (włączone zraszanie wewnętrzne zanożowe sektorowe i zraszanie zewnętrzne) i przeprowadzono próby niedopuszczania do zapłonu gazu (rys. 10). W żadnej z badanych prób, dla trzech ustawień palnika, nie doszło do zapłonu gazu.

Ostatnim był wariant III (włączone zraszanie zewnętrzne). System po ustaleniu parametrów zasilania i pojawieniu się strumieni wodnych ze wszystkich dysz zraszających i wygenerowaniu iskier, przy wydostającym się gazie, dla każdej z opcji położenia palnika, okazał się w pełni skutecznym we wszystkich zrealizowanych próbach.



Rys. 10. Badania skuteczności niedopuszczania do zapłonu gazu przez system zraszania w wariancie II – główka zapalcza na palniku dolnym [5]

## 6. Omówienie wyników badań

Dla układu zraszania w wariancie I (włączone zraszanie wewnętrzne zanożowe sektorowe) uzyskano pozytywne wyniki przy następujących parametrach wody: przepływ  $26 \text{ dm}^3/\text{min}$  i ciśnienie  $1,0 \text{ MPa}$ . W przypadku układu zraszania w wariancie II (włączone zraszanie wewnętrzne zanożowe sektorowe i zraszanie zewnętrzne) pozytywne wyniki uzyskano przy parametrach wody: przepływ  $26 \text{ dm}^3/\text{min}$  i ciśnienie  $1,0 \text{ MPa}$  dla układu zraszania wewnętrznego oraz: przepływ  $24 \text{ dm}^3/\text{min}$  i ciśnienie  $1,0 \text{ MPa}$  dla układu zraszania zewnętrznego, z 24 dyszami zraszającymi.

W przypadku układu zraszania w wariancie III (włączone zraszanie zewnętrzne) pozytywne wyniki uzyskano przy następujących parametrach wody: przepływ  $24 \text{ dm}^3/\text{min}$  i ciśnienie  $1,0 \text{ MPa}$ . Wszystkie warianty systemu zraszania, wykazały się stuprocentową skutecznością niedopuszczania do zapłonu gazu oraz natychmiastowym gaszeniem zapalonego gazu.

## 7. Podsumowanie

Wyniki badań systemu zraszania wodnego przeznaczonego dla kombajnu KPD wykazały pełną skuteczność w aspekcie gaszenia zapalonego gazu, jak i w zapobieganiu powstawaniu jego zapłonu, przy założonych parametrach wody.

Uzyskane pozytywne wyniki badań stanowiskowych dla trzech wariantów systemu zraszania potwierdziły ich skuteczność w ograniczaniu zagrożenia metanowego. Pozwoliło to producentowi kombajnu KPD (firmie CORUM Group) uzyskać certyfikat na system zraszania. Dzięki temu, kombajn wyposażony w badany system zraszania będzie skutecznie chronił załogę górniczą przed zagrożeniem wybuchami metanu w warunkach eksploatacyjnych.



## Literatura

- [1] Bałaga D. i in.: Metody i środki zwalczania zagrożeń pyłowych i metanowych w górnictwie węglowym. *Maszyny Górnicze* 2015, nr 3, s. 68-81.
- [2] Kalita M., Prostański D.: Koncepcja systemu zraszania sektorowego zanożowego głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego - część I. *Przegląd Górniczy* 2015, nr 7, s. 43-48.
- [3] Prostański D. i in.: Wyniki badań stanowiskowych kurtyny powietrzno-wodnej do kombajnu chodnikowego R-200. *Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie* 2008, nr 8, s. 30-37.
- [4] Bałaga D. i in.: Instrukcja systemu zraszania kombajnu chodnikowego typu KPD. Gliwice: ITG KOMAG, 2014.
- [5] Bałaga D. i in.: Sprawozdanie z badań. Kurtyna zraszająca kombajnu chodnikowego typu KPD. Gliwice: ITG KOMAG, 2014 (materiały niepublikowane).
- [6] PN-EN 1127-2+A1:2010 - Atmosfery wybuchowe. Zapobieganie wybuchowi i ochrona przed wybuchem. Część 2: Pojęcia podstawowe i metodologia dla górnictwa.
- [7] PN-EN 1710+A1:2010 - Urządzenia i podzespoły przeznaczone do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych.
- [8] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. (Dz. U. RP Nr 139 poz. 1169 z 2 września 2002).
- [9] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz.U.2005. nr 263, poz. 2203).
- [10] <http://www.corum.com>.

## Badania nośności kasztów drewnianych

dr inż. Włodzimierz Madejczyk  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

Kasztory drewniane służą do ochrony chodników przyścianowych poprzez ograniczenie efektu uginania się warstw stropowych i w efekcie dokonanie równomiernego rozkładu obciążenia na obudowę podporową wyrobiska górniczego. Wyznaczenie podporności kasztów drewnianych jest pomocne w ocenie ich przydatności w określonych warunkach. W artykule przedstawiono metodykę i wyniki badań nośności kasztów drewnianych pustych, wykonywanych w Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej.

Słowa kluczowe: górnictwo, obudowa kasztowa, kasztory drewniane, metodyka badań

Keywords: mining industry, wooden chocks, standing support, testing methodology

### Abstract:

Wooden chocks are used to protect near longwall roadways against bending of roof layers and in the result they enable even distribution of load to the standing support. Determination of load-bearing capacity of wooden chocks is helpful in assessment of their usefulness in the specified mine conditions. Testing methodology and results of testing the empty wooden chocks in KOMAG's Testing Laboratory are presented.

## 1. Wprowadzenie

Utrzymywanie chodników przyścianowych za frontem ściany w kopalniach węgla kamiennego, umożliwia powtórne ich wykorzystywanie podczas eksploatacji kolejnej, sąsiedniej ściany. W tym celu stosowane są m. in. kasztory drewniane, które przenoszą składową obciążenia górotworu prostopadłą do spągu, zwiększają podporność, przy odkształceniu dochodzącym do kilkudziesięciu procent.

Podporność obudowy kasztowej zależy od: [1]

- konstrukcji (gabarytów i liczby punktów styku poszczególnych wieńców kasztu między sobą),
- rodzaju użytego drewna,
- rodzaju zacięć węglowych (połączeń ciesielskich w narożnikach kasztu),
- sposobu wypełnienia pustej przestrzeni kasztu.

Kasztory drewniane badane są zazwyczaj w prasach o dużym nacisku. Celem badań jest wyznaczenie parametrów charakteryzujących ich wytrzymałość na ściskanie i wyboczenie. Informacja dotycząca ww. charakterystyk ma istotne znaczenie w aspekcie bezpieczeństwa ich stosowania. Niestety i charakterystyki te, ze względu na różnorodność typów obudów, ich gabaryty nie są wyznaczane dla każdego stosowanego typu obudowy kasztowej.

W niniejszym artykule przedstawiono metodykę oraz wyniki badań przeprowadzonych w Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej w Gliwicach, dotyczące wybranych, czterech typów kasztów drewnianych pustych, wykonanych przez Przedsiębiorstwo Wielobranżowe „ADI” – Usługowo – Produkcyjno – Handlowe Wanda Ślosorz ul. Bławatków 4, 41-412 Mysłowice. Celem badań było sprawdzenie, czy kasztory mają podporność nie mniejszą niż 2000 kN, przy odkształceniu mniejszym niż 10%.

## 2. Metodyka badań kasztów drewnianych

Kaszt (stos) drewniany montowany jest na stalowej płycie, spoczywającej na czterech przetwornikach siły, a następnie ustawiany jest w osi stanowiska badawczego (rys. 1). Obciążenie kasztu dokonywane jest za pomocą siłowników hydraulicznych stropu stanowiska, zasilanych z agregatu wysokociśnieniowego.

W trakcie obciążenia rejestrowana jest siła docisku  $P$  oraz zmiana wysokości  $H$  badanego kasztu. Do pomiaru siły stosowane są przetworniki tensometryczne siły o zakresie pomiarowym 2000 kN, a rejestracja siły docisku  $P$  oraz zmiana wysokości  $H$  wykonana jest za pomocą systemu komputerowo-pomiarowego SPIDER 8, z oprogramowaniem CATMAN 4.5.

W trakcie badań wyznaczane są:

- ugięcie kasztu (stosu)  $f$ , jako zmiana jego wysokości  $H$  pod wpływem działania siły docisku  $P$ , wyrażane w mm,
- odkształcenie kasztu (stosu)  $F$ , wyznaczane jako iloraz ugięcia kasztu (stosu)  $f$  do jego wysokości początkowej  $H_0$ , wyrażane w procentach.

Badania prowadzone są aż do uzyskania siły co najmniej 2000 kN lub do wcześniejszego zniszczenia kasztu.



Rys.1. Widok kasztu drewnianego I umieszczonego w stanowisku [2]

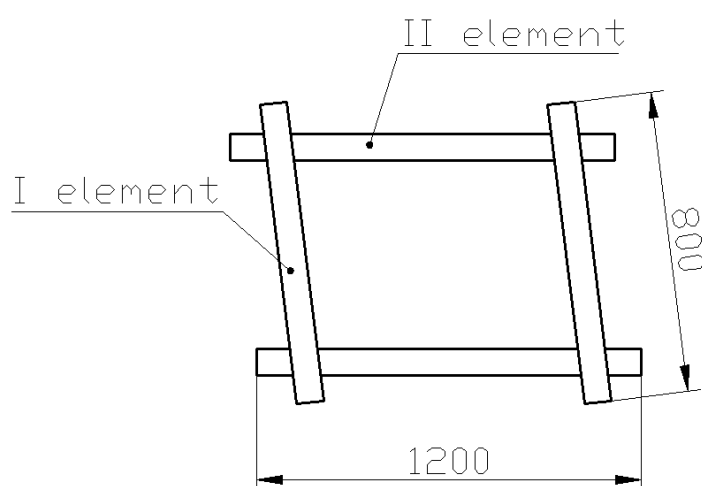
## 3. Badania kasztów drewnianych

Przedmiotem badań były 4 kaszty drewniane o podstawie równoległoboku. Wykonano je z prefabrykowanych elementów, z drewna bukowego, połączonych pomiędzy sobą za pomocą skośnych zacięć węglowych.

Kasztę drewniane, oznaczone jako I, II, III i IV, zbudowane z belek, miały następujące wymiary:

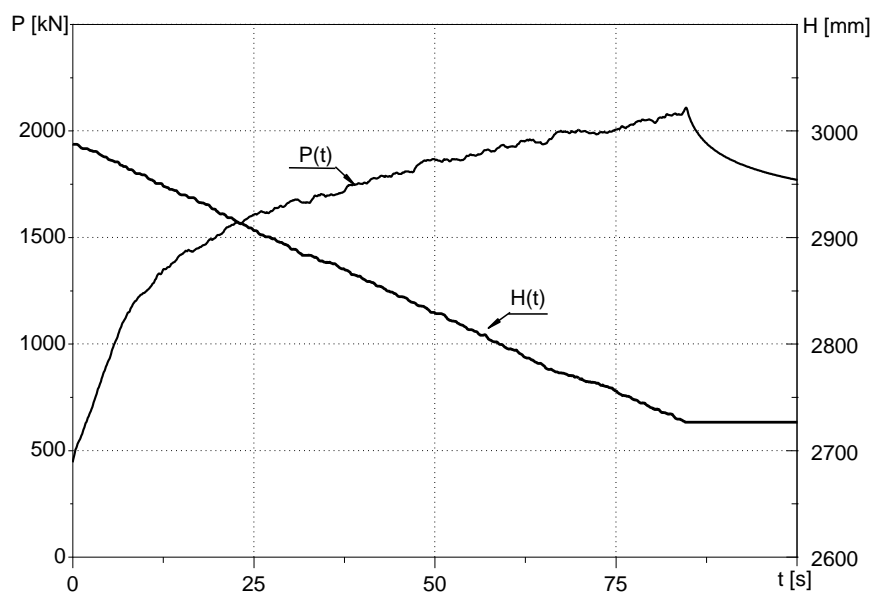
- kaszt I: 900 mm x 150 mm x 85 mm oraz 1200 mm x 150 mm x 85 mm i wysokość początkowa  $H_0 = 3030$  mm;
- kaszt II: 800 mm x 150 mm x 85 mm oraz 1500 mm x 150 mm x 85 mm i wysokość początkowa  $H_0 = 3010$  mm;
- kaszt III: 800 mm x 150 mm x 85 mm oraz 1200 mm x 150 mm x 85 mm i wysokość początkowa  $H_0 = 3010$  mm;
- kaszt IV: 1200 mm x 150 mm x 85 mm oraz 1200 mm x 150 mm x 85 mm i wysokość początkowa  $H_0 = 4000$  mm

Przykładowy przekrój podstawy badanego kasztu drewnianego III pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Przekrój podstawy kasztu drewnianego III 1200x800 mm[4]

Wyznaczone charakterystyki zmian wysokości  $H$  kasztów oraz siły docisku  $P$  przedstawiono na rysunkach 3-6, a wartości ich ugięcia  $f$  i odkształcenia  $F$ , dla określonych wartości siły docisku  $P$  przedstawiono w tabelach 1 do 3.



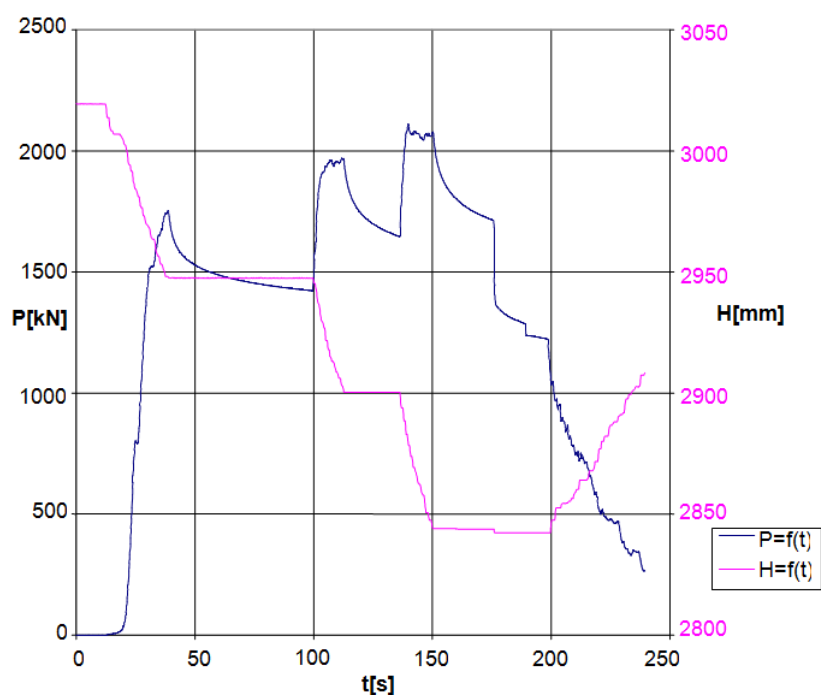
Rys. 3. Charakterystyki zmian wysokości  $H$  kasztu drewnianego I oraz siły docisku  $P$  w funkcji czasu  $t$  [2]



**Wartości ugięcia  $f$  i odkształcenia  $F$  kasztu drewnianego II dla wybranych wartości siły docisku  $P$  [3]**

Tabela 1

Siła docisku $P$ [kN]	Ugięcie kasztu $f$ [mm]	Odkształcenie kasztu $F$ [%]
500	19	0,63
1000	33	1,10
1500	42	1,39
1700	59	1,96
2000	122	4,05

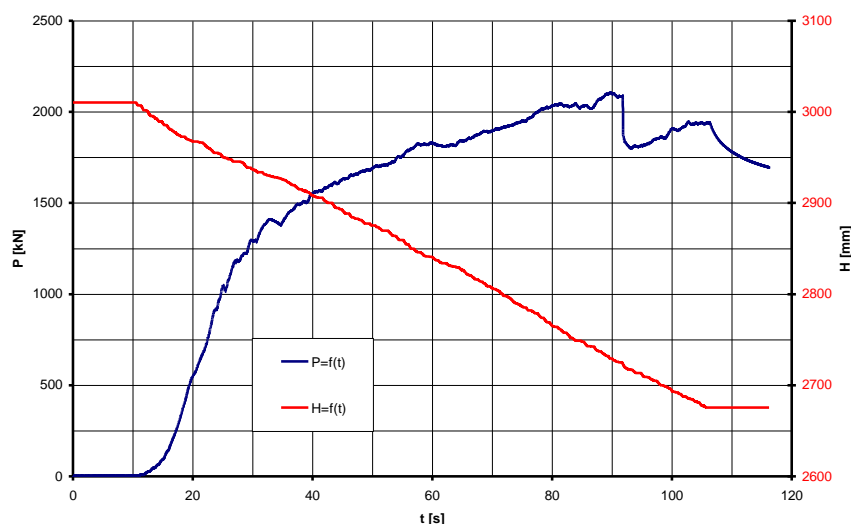


Rys. 4. Charakterystyki zmian wysokości  $H$  kasztu drewnianego II i siły docisku  $P$  w funkcji czasu  $t$ . [3]

**Wartości ugięcia  $f$  i odkształcenia  $F$  kasztu drewnianego III dla wybranych wartości siły docisku  $P$  [4]**

Tabela 2

Siła docisku $P$ [kN]	Ugięcie kasztu $f$ [mm]	Odkształcenie kasztu $F$ [%]
1600	110	3,7
1700	137	4,6
1800	161	5,3
1900	205	6,8
2000	232	7,7
2100	280	9,3



Rys. 5. Charakterystyki zmian wysokości H kasztu drewnianego III i siły docisku P w funkcji czasu t [4]

**Wartości ugięcia  $f$  i odkształcenia  $F$  kasztu drewnianego IV dla wybranych wartości siły docisku P [5]**

Tabela 3

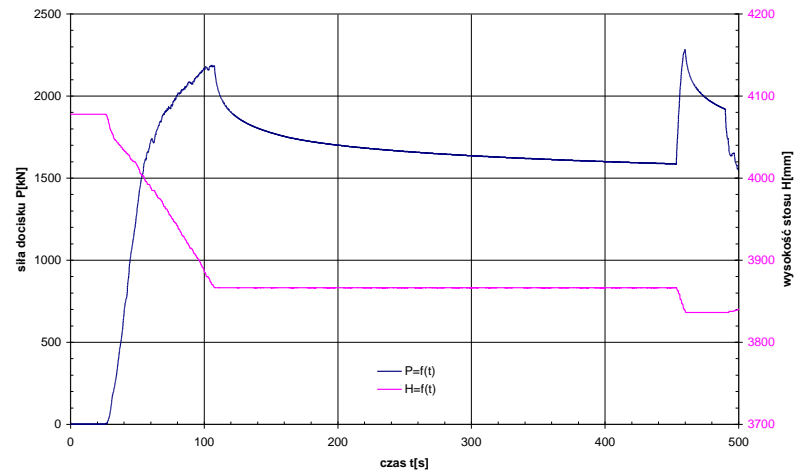
Siła docisku P [kN]	Ugięcie kasztu $f$ [mm]	Odkształcenie kasztu $F$ [%]
1500	75	1,8
1600	81	2,0
1700	88	2,2
1800	101	2,5
1900	114	2,8
2000	136	3,3
2100	170	4,2
2200	232	5,7
2280	241	5,9

Charakterystyki podpornościowo-odkształceniowe kasztów III i IV przedstawiono na rysunkach 7 i 8.

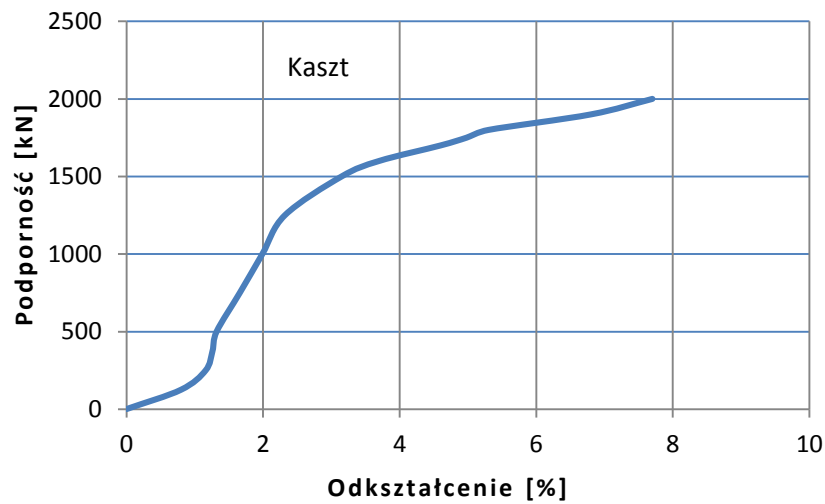
Maksymalne obciążenie przeniesione przez kaszt drewniany, bez wystąpienia uszkodzenia jego elementów, wyniosło co najmniej:

- 2116 kN dla kasztu I i II,
- 2100 kN dla kasztu III,
- 2280 kN dla kasztu IV.

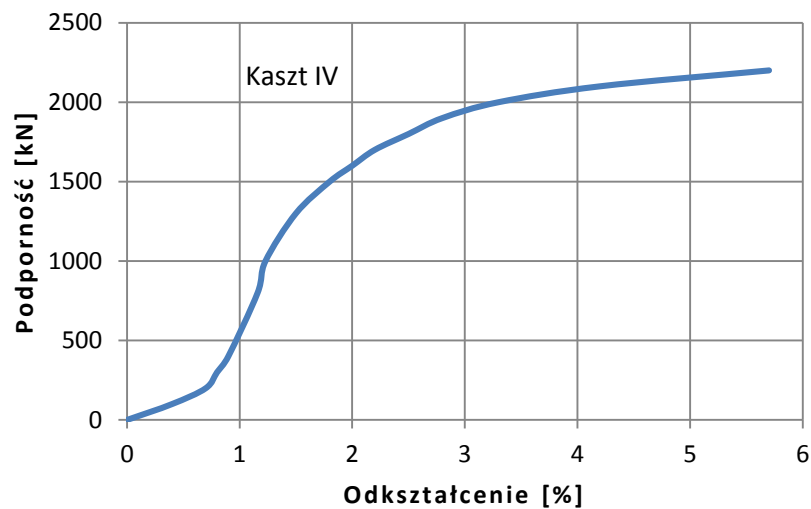
Dla wartości siły docisku  $P = 2000$  kN ugięcie  $f$  (zmiana wysokości  $H$ ) kasztu I wyniosło 215 mm, a odkształcenie kasztu  $F$  7,0 %.



Rys. 6. Charakterystyki zmian wysokości H stosu drewnianego IV i siły docisku P w funkcji czasu t [5]



Rys.7. Charakterystyka podpornościowo-odkształceniowa kasztu III 1200x800 mm



Rys. 8. Charakterystyka podpornościowo-odkształceniowa kasztu IV 1200x1200 mm

## 4. Podsumowanie

Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG posiada możliwości badawcze do wykonywania badań podporności kasztów w skali 1:1 i wyznaczania charakterystyk podpornościowo-odkształceniowych.

Badane kaszty drewniane, wykonane z prefabrykowanych elementów z drewna bukowego, połączone pomiędzy sobą na skośne zacięcia węglowe (oznaczone jako I, II, III lub IV), mają podporność wynoszącą co najmniej 2100 kN.

Odkształcenie kasztów, definiowane jako iloraz ugięcia kasztu i jego początkowej wysokości, było mniejsze od 10%, co świadczy o ich korzystnych cechach.

Korzystając z wyników przeprowadzonych badań stwierdzono, że charakterystykę podpornościowo-odkształceniową kasztu można modyfikować poprzez zmianę jego przekroju. Przy podporności wynoszącej 2000 kN odkształcenie kasztów było tym mniejsze, im większy był jego przekrój poprzeczny.

Badania porównawcze charakterystyk podpornościowo-odkształceniowych kasztów o różnej budowie umożliwiają podjęcie trafnej decyzji o ich zastosowaniu w określonych warunkach geologiczno-górniczych.

## Literatura

- [1] Mikoś T.: Historia i rozwój kasztów drewnianych w górnictwie. Dzieje górnictwa – element europejskiego dziedzictwa kultury, pod red. P.P. Zagożdżona i M. Madziarza, Wrocław 2008.
- [2] Ocena nośności stosu z drewna twardego wykonanego (słupa podpornościowego), o podstawie równoległoboku, przeznaczonego do wzmacniania obudowy wyrobisk korytarzowych. Sprawozdanie nr 131/DLB-1/2008. Laboratorium Badań ITG KOMAG, Gliwice wrzesień 2008 (materiały niepublikowane).
- [3] Badania wytrzymałościowe stosu drewnianego wykonanego z elementów o wymiarach 800 mm x 150 mm x 85 mm oraz 1500 mm x 150 mm x 85 mm. Sprawozdanie nr 160/DLB-1/2008. Laboratorium Badań ITG KOMAG, Gliwice październik 2008 (materiały nie publikowane).
- [4] Badania wytrzymałościowe stosu drewnianego wykonanego z elementów o wymiarach 800 mm x 150 mm x 85 mm oraz 1200 mm x 150 mm x 85 mm. Sprawozdanie nr 25/DLB-1/2009. Laboratorium Badań ITG KOMAG, Gliwice styczeń 2009 (materiały niepublikowane).
- [5] Badania wytrzymałościowe stosu drewnianego wykonanego z elementów o wymiarach 1200 mm x 150 mm x 85 mm. Sprawozdanie nr 87/DLB-1/2009. Laboratorium Badań ITG KOMAG, Gliwice maj 2009 (materiały niepublikowane).



## Rozwój dołowych maszyn transportowych z napędem spalinowym

dr inż. Edward Pieczora  
dr inż. Piotr Dobrzaniecki  
dr inż. Krzysztof Kaczmarczyk  
mgr inż. Hubert Suffner  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

Pierwsze zastosowanie silnika spalinowego do napędu maszyn transportowych w wyrobiskach podziemnych miało miejsce w kopalniach zachodniej Europy (Wielka Brytania, Niemcy). Rozwój spalinowych maszyn transportowych w polskich kopalniach zapoczątkowany został pracami badawczo-rozwojowymi realizowanymi w ITG KOMAG. Prace te zaowocowały powstaniem w latach sześćdziesiątych kopalnianego ciągnika spalinowego KCS KOCUR. W wyniku prowadzenia kolejnych prac powstała lokomotywa Lds-70, a następnie Lds-100. Zalety napędu spalinowego, jakimi są: mobilność, zasięg, duża siła pociągowa oraz swoboda prowadzenia prac transportowych, zdecydowały, że był to napęd wielu innowacyjnych maszyn transportowych opracowanych w ITG KOMAG, takich jak: lokomotywa Lds-100K-EMA, PIOMA LDS 80, LZS-150, lokomotywa do kolei podwieszanej Lps-80, LPS-90 kolei zębatej spągowej PIOMA-VACAT.

### Abstract:

Diesel engine was used for the first time to drive transportation machines in mine undergrounds in Western European countries (Great Britain, Germany). Development of diesel transportation machines in Polish mines started with R&D projects realized by KOMAG Institute of Mining Technology. KCS KOCUR diesel mine hauler designed in 1960-ties was the first result of these projects. Further projects resulted in development of Lds-70 and Lds-100 diesel locomotives. The following advantages of diesel drives such as: mobility, long distance range, high pulling force as well as easy transporting operations caused that this drive was used in designs of many innovative transportation machines developed in KOMAG, such as: Lds-100K-EMA, PIOMA LDS 80, LZS-150 locomotives, locomotives for Lps-80, LPS-90 suspended monorail and PIOMA-VACAT floor-mounted railway.

Słowa kluczowe: górnictwo, wyrobiska podziemne, maszyny transportowe, napęd spalinowy

Keywords: mining industry, underground workings, transportation machines, diesel drive

## 1. Wstęp

Pierwsze podziemne maszyny transportowe z silnikami cieplnymi zastosowano w Anglii w pierwszej połowie XIX wieku. Pojazdy te (lokomotywy) posiadały palenisko węglowe. Ze względu na duże ilości wydzielanej pary i dymu nie dawały zadowalających rezultatów. Przełomem w rozwoju górniczych napędów spalinowych było skonstruowanie w 1897 r. wysokoprężnego silnika z zapłonem samoczynnym (silnik Diesla), który charakteryzował się większą sprawnością ogólną oraz zasilany był olejem napędowym. Opracowanie układu wylotu spalin z tzw. płuczką wodną umożliwiło uruchomienie w Wielkiej Brytanii produkcji pierwszych lokomotyw dołowych z silnikiem Diesla o mocy 22 kW [12]. W kolejnych latach nastąpił ich dynamiczny rozwój, przede wszystkim w Wielkiej Brytanii (firmy HUNLSET i PLYMOUTH), w Niemczech (firmy BEDIA, DIEMA, RUHRTHALER, SCHARF) i Czechosłowacji (ZTS MARTENS). W latach sześćdziesiątych i siedemdziesiątych XX w. w Czechosłowacji, dołowe maszyny z napędem spalinowym (lokomotywy i kolejki podwieszane) były podstawowym środkiem transportu (ponad 200 eksploatowanych maszyn) [12]. W KOMAG-u od lat sześćdziesiątych prowadzone są prace badawczo-rozwojowe w ww. zakresie. Stworzyły one podstawę do opracowania bezpiecznych w eksploatacji, w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem, rozwiązań dołowych maszyn z napędem spalinowym i wdrożeniu ich do eksploatacji w podziemiach kopalń węgla kamiennego.

## 2. Początki rozwoju polskich maszyn transportowych z napędem spalinowym

Pierwsze prace dotyczące zastosowania silnika spalinowego do dołowej maszyny mobilnej, prowadzone w KOMAG-u (wówczas Zakładach Konstrukcyjno-Mechanizacyjnych Przemysłu Węglowego), zaowocowały opracowaniem w latach sześćdziesiątych XX w. kopalnianego ciągnika spalinowego KCS KOCUR (rys. 1), przeznaczonego do eksploatacji w kopalniach niegazowych. Do napędu zastosowano czterosuwowy silnik wysokoprężny typu S-312S o mocy 30 KM, produkcji byłych Zakładów Mechanicznych URSUS. Moment obrotowy z silnika przekazywany był poprzez jednotarczowe sprzęgło suche, skrzynię biegów i przekładnie boczne na każde z czterech kół. Ciągnik wyposażony był w trzy niezależne układy hamulcowe. Charakteryzował się bardzo dobrą zwrotnością (wewnętrzny promień skrętu wynosił 0,72 m) oraz bogatym wyposażeniem, które stanowiły: hydrauliczny pomost materiałowy, lemiesz spychacza, pojemnik samozaładowczy (o pojemności 0,5 m<sup>3</sup>), dźwig hydrauliczny, przyczepa uniwersalna o nośności 30 kN, przyczepa jednoosiowa o nośności 30 kN, przyczepa samowyładowcza o nośności 40 kN, przyczepa do przewozu materiałów wybuchowych oraz przyczepa do przewozu osób. Ciągnik był dostosowany do transportu części maszyn i urządzeń, ładunków drobnych i masowych oraz przewozu osób, a także mechanizacji prac pomocniczych [1].



Rys. 1. Kopalniany ciągnik spalinowy KCS KOCUR [1]

Na podstawie powyższej konstrukcji opracowano rozwiązanie przeciwwybuchowe, o symbolu KOCUR BM, z przystosowanym do pracy w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem silnikiem spalinowym S-34G (produkcji ZM URSUS) wyposażonym w chłodzony wodą kolektor wylotowy spalin [1].

Ciągnik KOCUR był w tamtym czasie bardzo nowoczesnym rozwiązaniem, które znalazło zastosowanie w kopalni „Gottwald” w Katowicach. Zakończenie przez ZM URSUS produkcji ww. silników spowodowało zaniechanie produkcji ciągnika.

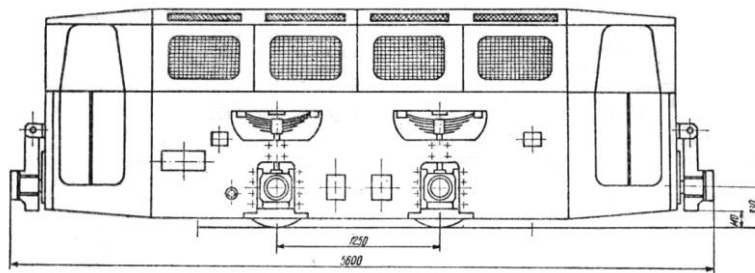
W KOMAG-u (ZKMPW) opracowano wówczas również pojazdy oponowe oraz samojezdne wozy odstawcze, dla kopalń rud miedzi, którymi były: wóz Delta 6 (jednoczłonowy, z napędem elektryczno-hydraulicznym), Delta 12 (jednoczłonowy, z napędem spalinowo-hydraulicznym) oraz Delta 20 (przegubowy, z teleskopowym rozładunkiem) [1]. Konstrukcje te stały się podstawą do rozwoju polskich rozwiązań wozów oponowych z napędem spalinowym dla kopalń rud miedzi, opracowanych i produkowanych m. in. przez Wrocławską Fabrykę Maszyn Budowlanych FADROMA oraz Zakłady Mechaniczne LEGMET.

### 3. Lokomotywy dołowe spalinowe

Prace nad opracowaniem i wdrożeniem do produkcji i stosowania polskich dołowych lokomotyw z napędem spalinowym poprzedziło wykonanie opracowania w 1970 r. „Analiza możliwości stosowania lokomotyw spalinowych w kopalniach gazowych ze szczególnym uwzględnieniem kopalń ROW (Rybnickiego Okręgu Węglowego – dop. aut.)”. W efekcie w KOMAG-u opracowano rozwiązanie jednobryłowej lokomotywy dołowej o symbolu Lds-70, bazującej na silniku typu S-44G, produkowanym przez ZM URSUS, przystosowanym do pracy w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem.

Prototyp lokomotywy wykonały Rybnickie Zakłady Naprawcze Przemysłu Węglowego, a przeprowadzone w KWK „1-Maja” próby potwierdziły jej pełną przydatność ruchową oraz zakładane parametry techniczne (siła uciągu, prędkość jazdy, moc). Z uwagi na zaniechanie przez ZM URSUS produkcji ww. silnika wysokoprężnego, lokomotywa Lds-70 nie weszła do produkcji seryjnej.

W związku z tym podjęto prace nad opracowaniem nowego rozwiązania lokomotywy jednobryłowej, oznaczonej symbolem Lds-100 (rys. 2), w której zastosowano produkowany przez WSW ANDORIA w Andrychowie zespół napędowy ZN-400/25 z silnikiem wysokoprężnym SW-400/K1 o mocy 85 KW.

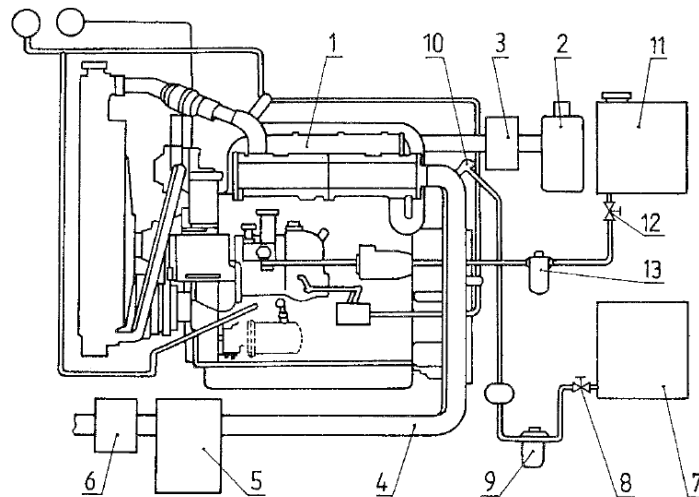


Rys. 2. Lokomotywa Lds-100 [6]

Silnik ten w wersji handlowej nie spełniał wymagań dotyczących toksyczności spalin. Każdorazowo, przed pierwszym zamontowaniem w lokomotywie, a następnie okresowo, podczas eksploatacji, był poddawany regulacji pompy wtryskowej w specjalistycznym laboratorium Politechniki Wrocławskiej, a później Politechniki Śląskiej. Regulacja ta powodowała obniżanie mocy silnika o ok. 30%.

Niedogodnością był również stosunkowo krótki czas, w którym silniki zachowywały wymagane parametry spalin – silniki były wymontowywane w warunkach dołowych i poddawane regulacji na powierzchni co 6 miesięcy. W celu spełnienia obowiązujących w tym czasie wymagań ww. silniki wyposażono w specjalnie skonstruowany, chłodzony wodą kolektor wylotowy, gdzie następowało wstępne schładzanie spalin, natomiast końcowe miało miejsce w płuczce wodnej.

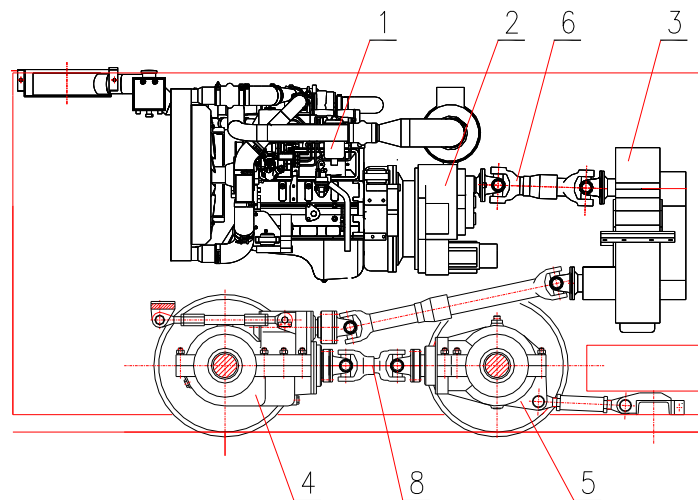
W celu zachowania wymaganej temperatury powierzchni zewnętrznej układu wylotowego do przewodu wylotowego, łączącego silnik z płuczką wodną, wtryskiwano wodę. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe rozwiązanie napędu spalinowego stosowanego w dołowych maszynach transportowych, m.in. w lokomotywie Lds-100.



Rys. 3. Rozwiązanie napędu spalinowego zastosowanego w dołowych maszynach transportowych [10]

1 – silnik spalinowy, 2 – filtr powietrza, 3 – przerywacz płomieni, 4 – przewód wylotowy spalin, 5 – płuczka spalin, 6 – przerywacz płomieni, 7 – zbiornik wody chłodzącej, 8 – zawór odcinający, 9 – filtr powietrza, 10 – dysza wtrysku wody, 11 – zbiornik paliwa, 12 – zawór odcinający, 13 – filtr paliwa

Wprowadzono także zabezpieczenie wyłączające silnik, w przypadku braku wody. Układ dolotowo-wylotowy, o ognioszczelnej budowie, zabezpieczono od strony dolotu powietrza i wylotu spalin przerywaczami płomieni. Sterowanie napędem spalinowym zrealizowano na drodze pneumatycznej. W lokomotywie Lds-100 (podobnie jak w Lds-70) zastosowano mechaniczne przeniesienie napędu z silnika spalinowego na koła jezdne (rys. 4).



Rys. 4. Schemat mechanicznego przeniesienia napędu w lokomotywie Lds-100 [4]

1 – silnik wysokoprężny; 2 – przekładnia hydrokinetyczna (zmiennik momentu); 3 – przekładnia rewersyjna; 4 – przekładnia kątowa przednia; 5 – przekładnia kątowa tylna; 6, 7, 8 – wały napędowe

W latach 1976-1978 Chorzowska wytwórnia Konstrukcji Stalowych KONSTAL wyprodukowała serię próbną pięciu egzemplarzy lokomotyw Lds-100, które wdrożono do eksploatacji w KWK „1-Maja”. Mimo dużego zapotrzebowania na nie ze strony kopalń, ze względu na brak kooperantów w zakresie produkcji przekładni zębatych, KONSTAL zaprzestał ich produkcji.



W 1982 roku uruchomiono produkcję lokomotywy Lds-100 (rys. 5) w Zakładach Mechanicznych ZAMET w Rudzie Śląskiej. Lokomotywa ta po badaniach przeprowadzonych przez Zakład Atestacji GIG i KD Barbara, została dopuszczona przez Wyższy Urząd Górniczy do stałej eksploatacji w podziemiach kopalń węgla, rud, soli i innych minerałów w wyrobiskach „a”, „b” i „c” niebezpieczeństwa wybuchu.



Rys. 5. Lokomotywa Lds-100 produkcji ZAMET [6]

Restrukturyzacja przemysłu węglowego, przeprowadzona w latach 90-tych, spowodowała zastój na rynku dostaw nowych maszyn górniczych. Na rynku pojawiło się sporo maszyn z likwidowanych kopalń lub ich oddziałów, zapełniając luki w „umaszynowieniu” pracujących kopalń. Jednoczesne otwarcie rynku krajowego dla dostawców zagranicznych spowodowało napływ maszyn z zagranicy, zwłaszcza z rynku niemieckiego, co jeszcze bardziej ograniczyło produkcję nowych maszyn, doprowadzając niejednokrotnie ich krajowych wytwórców do bankructwa. Dopiero po 2000 roku pojawiło się zapotrzebowanie na części zamienne dla tych maszyn, a później na nowe lokomotywy. Remontów oraz produkcji części zamiennych do znajdujących się jeszcze w eksploatacji lokomotyw Lds-100, w oparciu o dokumentację KOMAG-u, podjęła się firma Hellfeier Sp. z o.o.

Uruchomieniem produkcji nowych lokomotyw zainteresowała się również firma Energo-Mechanik Sp. z o.o., z którą w 2006 r. podpisano umowę obejmującą komercjalizację opracowanego w KOMAG-u rozwiązania lokomotyw Lds-100K-EM (rys. 6), przeznaczonej do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach rud miedzi.



Rys. 6. Lokomotywa Lds-100K-EM [6]

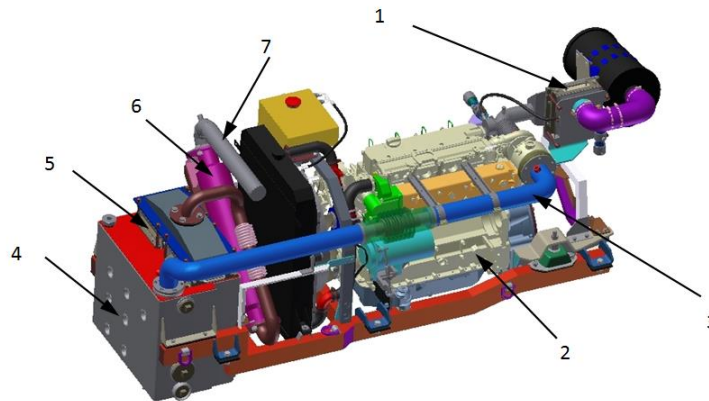
W tym czasie, w związku z akcesją Polski do Unii Europejskiej, zmieniły się wymagania dotyczące maszyn, w tym górniczych. W lokomotywie Lds-100K-EM zastosowano turbodoładowany silnik wysokoprężny firmy Cummins mocy 90 kW z mechanicznym przeniesieniem napędu, z wykorzystaniem przekładni hydrokinetycznej. Sterowanie obrotami silnika, prędkością jazdy, hamowaniem, wyborem kierunku jazdy oraz załączaniem piasecznic zrealizowano na drodze elektrohydraulicznej. W lokomotywie zastosowano typowy rozruch elektryczny. Wyposażono ją także w układ kontroli sprawności maszynisty (czuwak), współpracujący z hamulcem awaryjno-postojowym.

Doświadczenia nabyte przez specjalistów KOMAG-u przy opracowaniu i wdrożeniu lokomotywy Lds-100K-EM w zakładach górniczych KGHM Polska Miedź S.A. wykorzystano podczas opracowywania kolejnego jej rozwiązania przeznaczonego do eksploatacji w kopalniach węgla kamiennego. W lokomotywie o symbolu Lds-100K-EMA (rys. 7) zastosowano wysokoprężny, turbodoładowany silnik niskotoksyczny D5AT firmy Volvo Penta oraz układ mechanicznej transmisji momentu obrotowego z silnika na koła jezdne, z przekładnią hydrokinetyczną (rys. 4).



Rys. 7. Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100K-EMA [6]

W celu spełnienia obowiązujących wymagań, w tym zwłaszcza wynikających z dyrektywy ATEX, opracowano ognioszczelny układ dolotowo-wylotowy (rys. 8). Zrezygnowano z wtrysku wody do układu wylotowego na rzecz chłodzenia układu wylotowego. Zespoły kolektora wylotowego, turbosprężarki oraz przewodu wylotowego, łączącego silnik z płuczką wodną, są chłodzone wodą. W części dolotowej i wylotowej zastosowano kasetowe przerywacze płomieni.



Rys. 8. Elementy układu dolotowo-wylotowego lokomotywy Lds-100K-EMA [5]

1 - dolotowy przerywacz płomieni, 2- silnik spalinowy, 3- przewód wylotowy, 4 - płuczka wodna,  
5 - wylotowy przerywacz płomieni, 6- iskrochron, 7- rozrzedzacz spalin

W lokomotywie Lds-100K-EMA zastosowano, opracowany przez KOMAG i firmę ELSTA Sp. z o.o., mikroprocesorowy układ sterująco-zabezpieczający, współpracujący z zespołem rozdzielaczy elektrohydraulicznych [2]. Układ kontroluje poprawność pracy napędu spalinowego pod kątem przekraczania krytycznych wartości parametrów, jak również „sprawności” działania operatora (maszynisty). Zastosowano, z powodzeniem, technikę elektrohydraulicznego, proporcjonalnego sterowania obrotami silnika spalinowego (w efekcie prędkością jazdy) oraz hydrauliczny rozruch silnika spalinowego.

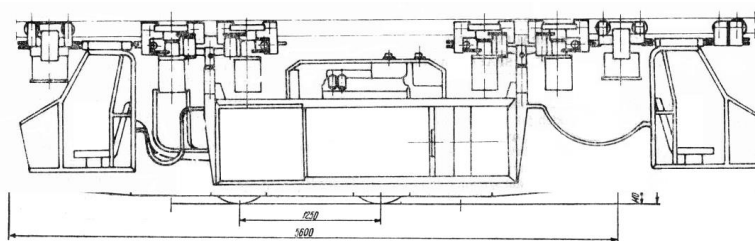
Rozwiązanie lokomotywy Lds-100K-EMA jest ciągle doskonałe. W wyniku uwag użytkowników wprowadzono, między innymi, odmiany lokomotyw różniące się długością (6000 mm lub 6250 mm), masą (12 Mg lub 15 Mg i siłą uciągu (38 kN lub 42 kN) [12]. Podjęto także prace nad wyposażeniem lokomotywy w silnik o większej mocy, co zaowocowało wprowadzeniem do jej konstrukcji silnika firmy Deutz o mocy 102 kW. Do 2015 roku wdrożono w kopalniach 24 lokomotywy tego typu. W 2012 r. wprowadzono nową odmianę lokomotywy Lds-100K-EMA, z hydrauliczną transmisją momentu obrotowego z silnika spalinowego na koła jezdne. Do napędu zastosowano silnik BF4M1013M firmy Deutz o mocy 102 kW, a hydrauliczne przeniesienie napędu oparto o niezależne zespoły napędowe. Każdy zespół tworzą: pompa zasilająca, silnik hydrauliczny, przekładnia i zestaw kołowy.

#### 4. Koleje podwieszone i spągowe

Oprócz zastosowania napędów spalinowych do lokomotyw kopalnianych kolei podziemnych, zaobserwowano, w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku, wdrożenie ich w kolejach podwieszonych (m. in. firmy: Stephanise – Francja, Scharf - Niemcy). Kolejki takie, przeznaczone do prac transportowych w wyrobiskach nachylonych, w stosunku do powszechnie stosowanych kolejek z napędem linowym, charakteryzują znaczące zalety tj.:

- eliminacja niebezpiecznej liny przenoszącej siłę pociągową,
- bieżąca obserwacja trasy jezdnej oraz przewożonych ładunków przez operatora,
- obniżenie kosztów, wynikające z eliminacji nakładów na konserwację liny oraz zespołów rolek prowadzących na trasie jezdnej.

W 1976 r. w KOMAG-u opracowano dokumentację egzemplarza doświadczalnego ciągnika spalinowego Lps-80 do kolei podwieszanej, który w 1979 r. wykonały Zakłady Urządzeń Naftowych i Gazowniczych w Krośnie. W latach 1979-80 w KWK Ziemowit przeprowadzono próby tej kolei, które pozwoliły na zebranie pierwszych doświadczeń. Do napędu zastosowano silnik SW-400, który, podobnie jak w lokomotywie Lds-100, musiał być regulowany ze względu na uzyskanie wymaganej jakości (toksyczności) spalin. Silnik napędzał pompę RAUCHA o zmiennej wydajności (0-10 dm<sup>3</sup>/min) i ciśnieniu 20 MPa, a ta z kolei silniki hydrauliczne SW-160 produkcji firmy HYDROSTER. Układ oczyszczania i chłodzenia spalin zapewniał utrzymanie temperatury gazów wylotowych poniżej 70°C [9].



Rys. 9. Lokomotywa spalinowa Lps-80 do kolei podwieszanej [9]



Korzystając z doświadczeń uzyskanych podczas prac nad ciągnikiem spalinowym Lps-80, w 1980 r. opracowano dokumentację prototypu ciągnika Lps-90D. Do napędu zastosowano ww. silnik spalinowy oraz sprawdzony w lokomotywach Lds-100 układ zabezpieczeń, gwarantujący uzyskanie wymaganej toksyczności spalin, a także ich temperatury wylotowej.

Zastosowano pompę typu PAG AZP250 z zabudowanym regulatorem stałej mocy oraz zdalnie (hydraulicznie) sterowanym regulatorem zmiany wydajności i kierunku przepływu oraz zespołem dwóch pomp zębatych. Pompa napędzała silniki hydrauliczne typu SOK-160K. W 1982 roku Zakład Naprawczy Taboru Samochodowego i Sprzętu w Brzesku wykonał prototyp, poddany próbom ruchowym w KWK Murcki, a następnie KWK Piast, które wykazały poprawne działanie większości zespołów. Jedynym mankamentem była niska trwałość wykładzin ciernych kół napędowych [9].

Zebrane doświadczenia wykorzystano podczas realizacji, wspólnie z FMG PIOMA S.A. (w latach 1993÷1996) projektu celowego pt. „System transportu dołowego szynowymi kolejami podwieszonymi z napędem spalinowym”, w ramach którego opracowano, wykonano i przebadano w warunkach stanowiskowych i ruchowych ciągnik spalinowy o symbolu LPS-90 do kolei podwieszonej (rys. 10).



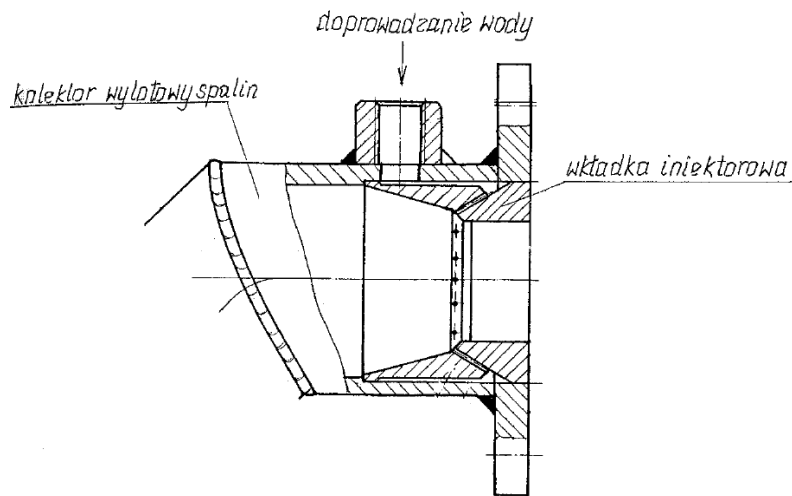
Rys. 10. Lokomotywa podwieszona spalinowa LPS-90 [8]

Do napędu zastosowano wysokoprężny, niskotoksyczny silnik budowy przeciwwybuchowej typu D916-6 firmy Deutz MWM, napędzający bezpośrednio pompę hydrauliczną typu A4 VSG 180, zasilającą trzy lub cztery pary zespołów napędowych, utworzonych na bazie silników hydraulicznych i pracujących w układzie przekładni hydrostatycznej w obiegu zamkniętym.

Zastosowano układ dolotowo-wylotowy przedstawiony na rysunku 3 z tym, że zamiast dyszy wtrysku wody zastosowano (opracowaną przez specjalistów FMG PIOMA S.A.) wkładkę iniektorową (rys. 11), co poprawiło skuteczność chłodzenia przewodu łączącego silnik (chłodzony wodą kolektor wylotowy spalin) z płuczką wodną.

Sterowanie wydajnością pompy, a tym samym prędkością jazdy, zrealizowano w sposób zdalny, alternatywnie z obu kabin, a układ regulacji pompy wyposażono dodatkowo w regulator stałej mocy, dopasowujący automatycznie prędkość jazdy w zależności od występującego obciążenia.

Opracowano autorskie rozwiązanie systemu blokad, bazujące na zespole sterująco-zabezpieczającym typu ZSZ-1, konstrukcji KOMAG-u. Sterowanie prędkością jazdy i działaniem hamulców oraz systemu blokad rozwiązano na drodze elektrohydraulicznej.



Rys. 11. Wtrysk wody do przewodu wylotowego spalin za pomocą wkładki iniektorowej [13]

Opracowana w ramach ww. projektu celowego konstrukcja ciągnika była dalej rozwijana przez specjalistów FMG PIOMA S.A. (od 2005 r. w strukturze FAMUR S.A.). W miejsce silnika D 916-6, w wyniku zakończenia jego produkcji, wprowadzono czterocylindrowy silnik D5AT (firmy Volvo Penta) a następnie cztero- i sześciocylindrowy silnik firmy Deutz typu BM1013M. W miejsce płuczki wodnej i przewodu łączącego silnik z płuczką, zastosowano alternatywnie wymiennik ciepła (tzw. suchą płuczkę spalin), wymagający jednak układu chłodzącego o znacznie większej wydajności. Wprowadzono także opracowany przez KOMAG i firmę ELSTA Sp. z o.o., mikroprocesorowy układ sterująco-zabezpieczający [2], współpracujący z zespołem rozdzielaczy elektrohydraulicznych. W wyniku rozwoju opracowano odmiany ciągnika z dwoma, trzema, czterema a nawet pięcioma zespołami napędowymi (parami ciernymi kół napędowych).

Podstawowym zespołem produkowanych przez firmę PIOMA wariantowych rozwiązań kolei podwieszanej z napędem spalinowym jest agregat spalinowo-hydrauliczny (rys. 12).



Rys. 12. Agregat spalinowo-hydrauliczny stosowany przez PIOMA S.A. [7]



W oparciu o ww. agregat specjaliści ITG KOMAG, przy współpracy z konstruktorami firmy PIOMA, opracowali rozwiązanie lokomotywy dołowej spalinowej PIOMA LDS 80 (rys. 13).



Rys. 13. Lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS 80 [3]

Trójbryłową konstrukcję lokomotywy oparto o innowacyjne rozwiązanie wózków napędowych, na których wspiera się (za pośrednictwem specjalnych sań) agregat spalinowo-hydrauliczny oraz kabiny operatora: przednia i tylna. Szczególnie interesujące jest rozwiązanie wózków napędowych, w których zastosowano odmienny od tradycyjnego sposób przeniesienia napędu na koła. W tradycyjnych rozwiązaniach (przedstawionych w p. 3), stosuje się zestawy kołowe, których cechą jest połączenie kół sztywną osią, co powoduje powstanie poślizgów na łukach torowisk (zwłaszcza o małym promieniu), skutkujących zmniejszeniem siły uciągu. W przedmiotowych wózkach napędowych koła jezdne przyporządkowane są odrębnie szynie prawej i lewej. Zasilanie napędów z jednego układu hydraulicznego sprawia, że prędkość kół po jednej i drugiej stronie lokomotywy może być zróżnicowana. Umożliwia to dostosowanie prędkości kół do promieni szyn na zakrętach, eliminując poślizg i zwiększając efektywność generowanej siły uciągu. Przekładnie napędowe mają zabudowane hamulce wielopłytkowe, pełniące rolę hamulca awaryjnego i postojowego. Układ hydrauliczny wykorzystywany jest również do hamowania manewrowego. Przy masie własnej 10 Mg lokomotywa skutecznie transportuje masy do 200 ton.

Przedstawiony na rysunku 12 agregat spalinowo-hydrauliczny wykorzystano również w konstrukcji kolei zębata spągowej z napędem spalinowym PIOMA-VACAT (rys. 14), opracowanej przez specjalistów KOMAG-u, firmy PIOMA i VACAT Sp. z o.o.



Rys. 14. Kolej zębata spągowa z napędem spalinowym PIOMA-VACAT [4]

Kolej ta jest przeznaczona do transportu mas na trasach o nachyleniu do 30°. Porusza się po trasie ceownikowej, podobnej do trasy kolejek z napędem linowym, z tym, że w osi trasy zabudowano pionową listwę lub opcjonalnie podwójną zębatą, o poziomo usytuowanych zębach. Koła zębate osadzono na wspólnych wałach wraz z kołami ciernymi. W zależności od potrzeb może być stosowane cierne lub zębate sprzężenie kół napędowych, z odpowiednią listwą, zaś przejście z jednego napędu na drugi odbywa się płynnie, bez zatrzymania ciągnika.

Konstrukcję ciągnika kolei oparto o powtarzalne cztery moduły jezdno-napędowe, na których umieszczono kabiny i agregat spalinowo-hydrauliczny. Każdy z modułów posiada podwójny zespół napędowy i układ hamulcowy, dzięki czemu zarówno siła pociągowa, jak i siła hamowania jest podzielona na kilka segmentów trasy, co korzystnie wpływa na warunki stateczności, zwłaszcza na nachyleniach. Agregat posadowiono na dwóch środkowych modułach za pomocą specjalnych przegubów.

Wynikiem współpracy specjalistów Instytutu KOMAG i konstruktorów firmy BECKER-WARKOP Sp. z o.o. jest lokomotywa LZS-150 (rys. 15), łącząca cechy lokomotywy oraz ciągnika zębatego.



Rys. 15. Lokomotywa LZS-150 [3]

Podobnie, jak przedstawiona powyżej lokomotywa PIOMA LDS-80, lokomotywa LZS-150 jest konstrukcją trójbryłową, złożoną z dwóch kabin i agregatu spalinowo-hydraulicznego (rys. 15). Kabiny połączono ze sobą sztywną rozwarą, natomiast (opracowany przez specjalistów BECKER-WARKOP Sp. z o.o.) agregat spalinowo-hydrauliczny wsparto na kabinach w sposób wysięgowy, aby dociążyć zestaw kołowy. Maszyna ma możliwość poruszania się po torach kopalnianych kolei podziemnej jak typowa lokomotywa oraz możliwość jazdy na nachyleniach za pomocą napędów zębatkowych. W przypadku tras nachylonych, tor wyposaża się w centralnie ułożoną listwę zębatą zaopatrzoną z obu stron w listwy podchwytowe, w celu zabezpieczenia stateczności maszyny na nachyleniach. W tym trybie maszyna posiada możliwość poruszania się na nachyleniach do 30°. W celu zmiany trybu pracy niezbędne jest zatrzymanie maszyny w ściśle wyznaczonym miejscu i opuszczenie (bądź podniesienie) napędów zębatkowych i wysunięcie (bądź schowanie) podchwytywów. Procedura realizowana jest automatycznie po wybraniu odpowiedniej opcji na pulpicie sterowniczym. Oba rodzaje napędów zlokalizowano w kabinach (rys. 16).



Rys. 16. Model kabiny maszynisty [3]

- 1- zespół napędu szynowego, 2- zespół napędu zębatkowego, 3- pochyłe bieżnie dla rolek wysięgników, 4-zespół podnoszenia napędu zębatkowego, 5- podchwyt zabezpieczający maszynę na nachyleniu

Każdą z kabin wyposażono w dwa napędy szynowe oraz jeden napęd zębatkowy, w efekcie czego maszyna dysponuje czterema napędami szynowymi i dwoma napędami zębatkowymi. Pompy układu hydraulicznego, w agregacie spalinowo-hydraulicznym, napędza wysokoprężny silnik spalinowy mocy 148 kW. Zasilają one silniki napędów szynowych bądź silniki napędów zębatkowych. Odpowiednio dobrane biegi i przełożenia zębatkowych zespołów napędowych pozwalają na wygenerowanie do 240 kN łącznej siły pociągowej, na pierwszym biegu. W systemie jazdy lokomotywowej maksymalna siła pociągowa wynosi 40 kN, zaś maksymalne prędkości jazdy wynoszą: w systemie zębatkowym - 1,7 m/s, a w systemie lokomotywowym - 4,4 m/s. Pierwszy egzemplarz tej lokomotywy został wdrożony w kopalni DING JI w Chinach.

## 5. Podsumowanie

Przedstawiony w artykule rozwój napędów spalinowych przeznaczonych dla górnictwa podziemnego jest związany bezpośrednio z rozwojem samych silników spalinowych oraz nowelizacją przepisów, określających zasady stosowania tego typu napędów w warunkach górniczych. Kluczowe kwestie związane są z zagrożeniem wybuchowym wynikającym z obecności palnych gazów i/lub pyłów. Dzięki ewolucji konstrukcji silników spalinowych, zwłaszcza z wyposażeniem kolektora wylotowego w wewnętrzne kanały chłodzące, można spełnić wymogi co do dopuszczalnej temperatury powierzchni zespołów napędu. Nie mniej istotnym zagadnieniem jest konieczność spełnienia wymagań dotyczących ograniczenia ilości substancji szkodliwych obecnych w spalinach. Rozwój silników wysokoprężnych, szczególnie w dziedzinie układów zasilania i dawkowania paliwa pozwolił osiągnąć akceptowalne poziomy emisji substancji szkodliwych, co umożliwiło ich pracę w warunkach podziemnych wyrobisk górniczych bez przekroczenia norm obowiązujących dla powietrza w wyrobisku. Obecnie realizowane prace rozwojowe dotyczące napędów spalinowych koncentrują się w przypadku kopalń węgla kamiennego na dostosowaniu nowoczesnych silników wysokoprężnych typu *common rail* do wymagań dyrektywy ATEX, zwłaszcza w zakresie wyposażenia elektronicznego silnika. W przypadku wzrostu wymagań norm regulujących dopuszczalną ilość substancji szkodliwych emitowanych wraz ze spalinami konieczne będzie zastosowanie urządzeń, takich jak katalizator i/lub filtr cząstek stałych. Należy zwrócić uwagę na problem

techniczny związany z termicznym zabezpieczeniem tych urządzeń, które do poprawnej pracy wymagają bardzo wysokich temperatur. Jednak efektem ich obecności w układzie wylotowym silnika są bardzo niskie poziomy emisji substancji szkodliwych w spalinach.

## Literatura

- [1] Antoniuk J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Katowice: Wyd. Śląsk, 1976.
- [2] Brzeżański Z. i in.: Mechatroniczny układ sterująco-zabezpieczający do dołowych pojazdów z napędem spalinowym. W: III Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa "Kombajny chodnikowe"; "Mechatronika w górnictwie", Wisła, 26-28 kwietnia 2006 r. Gliwice: Politechnika Śląska, 2006, s. 93-105.
- [3] Drwięga A.: Niekonwencjonalne systemy przeniesienia napędu w szynowych lokomotywach górniczych LDS-80 i LZS-150. Logistyka 2015, nr 3, s.1-10.
- [4] Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym. Maszyny Górnicze 2007, nr 3, s. 34-40.
- [5] Kaczmarczyk K.: Metoda dostosowania silnika do wymagań stawianych górniczym napędem spalinowym: Praca doktorska. Kraków: Politechnika Krakowska, 2014.
- [6] Materiały archiwalne ITG KOMAG.
- [7] Michalak R. i in.: Nowe urządzenia transportowe z agregatem spalinowo-hydraulicznym firmy PIOMA. W: Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych. KOMTECH 2006, Zakopane, 14-16 listopada 2006 r. T.2. Gliwice: CMG KOMAG, 2006, s. 173-182.
- [8] Myrta Z., Jałmużna J., Pieczora E.: Kolej podwieszona z napędem spalinowym LPS-90 nowoczesnym i bezpiecznym środkiem transportu dołowego. W: Modernizacja systemu transportu podziemnego: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Szczyrk, czerwiec 1997, Gliwice: CMG KOMAG, 1997, s. XVII 1-14.
- [9] Pieczora E.: Prace prowadzone przez CMG KOMAG w zakresie dołowych i powierzchniowych wąskotorowych lokomotyw spalinowych. W: Dołowe i powierzchniowe wąskotorowe lokomotywy spalinowe w kopalniach przemysłu węglowego: materiały na sympozjum, Gliwice, grudzień 1990. Gliwice: CMG KOMAG, 1990, s. 3-10.
- [10] Pieczora E.: Napęd spalinowy do pojazdów górniczych eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach zagrożonych wybuchem pyłu i metanu. W: Napędy i Sterowanie 2001, VII Seminarium towarzyszące VII Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania, Gdańsk, 8 luty 2001 r. Gdańsk: Politechnika Gdańska, 2001, s. 69-78.
- [11] Pieczora E.: Prognoza rozwoju szynowych systemów transportowych stosowanych w podziemiach kopalń węgla kamiennego. Gospodarka Surowcami Mineralnymi 2008, nr 1/2, s. 221-232.
- [12] Pieczora E., Suffner H.: Rozwój lokomotyw do kopalnianych kolei podziemnych. Maszyny Górnicze 2013, nr 2, s. 45-54.
- [13] Pieczora E. i in.: Sprawozdanie z badań stanowiskowo-atestacyjnych i prób ruchowych lokomotywy podwieszanej spalinowej LPS-90. CMG KOMAG, Gliwice, grudzień 1996 (materiały niepublikowane).



## **Badania możliwości zastosowania trapezoidalnego cyklu pulsacji wody dla osadzarkowego wzbogacania nadaw średnioziarnowych w klasie 60-0,5 mm**

dr inż. Daniel Kowol  
Michał Łagódka  
dr inż. Piotr Matusiak  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### **Streszczenie:**

Skuteczność procesu wzbogacania nadaw węglowych w osadzarkach wodnych pulsacyjnych jest zależna od szeregu czynników. Charakterystyka ruchu pulsacyjnego wody wpływa w największym stopniu zarówno na dokładność grawitacyjnego rozdziału ziaren, jak i na wydajność urządzenia. W artykule przedstawiono badania laboratoryjne, na podstawie których opracowano i zweryfikowano doświadczalnie metodę kształtowania krzywej pulsacji wody w formie trapezoidalnego przebiegu w osadzarkach wodnych pulsacyjnych średnioziarnowych. Porównano wpływ trapezoidalnego i sinusoidalnego cyklu pulsacji wody na skuteczność rozdziału nadawy średnioziarnowej.

### **Abstract:**

The effectiveness of beneficiation of coal feeds in water pulsating jigs depends on few factors. Characteristics of water pulsating movement affect both accuracy of gravitational separation of grains and efficiency of the device.

Laboratory tests, being a basis of the method for shaping the water pulsation curve in a form of trapezoidal characteristics in water pulsating jigs for medium-grain feeds was developed and verified, are presented. Impact of trapezoidal and sinusoidal water pulsation cycle on effectiveness of separation of medium-grain feed is compared.

Słowa kluczowe: wzbogacanie węgla, osadzarka pulsacyjna, cykl pulsacji, badania cyklu trapezoidalnego,

Keywords: coal beneficiation, pulsating jig, pulsation cycle, tests of trapezoidal cycle

## **1. Wstęp**

Charakterystyka ruchu pulsacyjnego wody w osadzarkach wodnych pulsacyjnych jest jednym z najistotniejszych czynników determinujących skuteczność procesu wzbogacania nadaw węglowych [1, 2, 3, 6, 8, 9]. Wpływa ona zarówno na dokładność grawitacyjnego rozdziału ziaren wg gęstości, jak i na wydajność urządzenia.

Wynika to z faktu, że zarówno rozwarstwienie materiału, jak i jego transport wzdłuż koryta roboczego osadzarki następuje tylko w warunkach rozluźniania, w wyniku pulsacyjnego oddziaływania strumienia wody. W nowoczesnych osadzarkach wodnych pulsacyjnych, wyposażonych w elektroniczne systemy sterowania zaworami pulsacyjnymi, istnieje możliwość doboru parametrów ruchu pulsacyjnego do uziarnienia nadawy, obciążenia osadzarki oraz oporu przepływu wody przez materiał i sita. Najczęściej stosowany jest sinusoidalny cykl ruchu pulsacyjnego wody. Charakteryzuje się on naprzemiennym oddziaływaniem strumienia wznoszącego i opadającego wody na rozdzielany materiał w komorze roboczej. Innym rodzajem ruchu pulsacyjnego wody, stosowanym w osadzarkach, jest cykl dający trapezoidalny wykres krzywej pulsacji. Charakteryzuje się on, w zależności od rozwiązań osadzarki wodnej pulsacyjnej, dwiema lub trzema posobnymi fazami wlotu sprężonego powietrza do komór powietrzno-wodnych i jedną fazą wylotu zużytego powietrza, w pojedynczym cyklu pulsacji.

Uzyskanie najkorzystniejszego, względem dokładności rozdziału materiału, przebiegu pulsacji wody w osadzarkach wodnych pulsacyjnych wymaga uwzględnienia składu gęstościowego i ziarnowego nadawy. Powoduje to, że dla różnego rozmiaru ziaren nadawy wymagane jest stosowanie różnych cykli pulsacji wody.



Dla osadzarkowego wzbogacania miałow węglowych w klasie ziarnowej 20-0,5 mm, charakteryzujących się niekorzystnym udziałem ziaren równopadających o różnej gęstości, wysoką dokładność rozdziału materiału uzyskuje się przy sinusoidalnym cyklu pulsacji. W części osadzarek stosowany jest również cykl o przebiegu trapezoidalnym, który wymaga zwiększenia ilości faz wlotu w pojedynczym cyklu pulsacji. W osadzarkach wodnych pulsacyjnych, z podsitowymi komorami pulsacyjnymi, ilość faz wlotu powietrza w pojedynczym cyklu pulsacji ograniczona jest do dwóch. W urządzeniach wyposażonych w boczne komory pulsacyjne możliwe jest stosowanie trzech faz wlotu powietrza w pojedynczym cyklu pulsacji. W niektórych osadzarkach wodnych pulsacyjnych, posiadających podsitowe komory pulsacyjne, trapezoidalny przebieg krzywej pulsacji wody realizowany jest poprzez zastosowanie dwuciśnieniowego zasilania sprężonym powietrzem roboczym z osobnych dmuchaw. Wyniki badań zastosowania trapezoidalnego przebiegu pulsacji wody do wzbogacania miałow węglowych wykazują, że może on wpływać korzystnie na skuteczność procesu rozdziału [4, 5, 6].

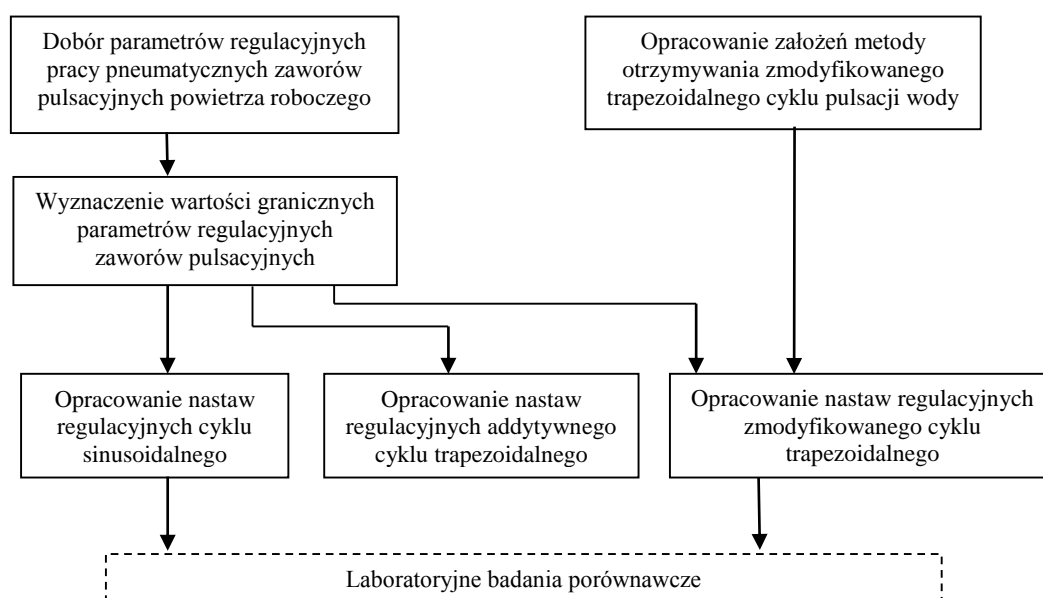
Zastosowanie cyklu trapezoidalnego do wzbogacania nadaw o większym uziarnieniu, o rozmiarze do 60 mm, wymaga większego skoku pulsacji i jest utrudnione ze względu na zbliżoną objętość komór pulsacyjnych w osadzarkach miałowych i średnioziarnowych.

W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych, których celem było uzyskanie możliwości kształtowania trapezoidalnego cyklu pulsacji wody, dostosowanego do wzbogacania nadaw średnioziarnowych. Zaprezentowano również wyniki porównawczych badań wpływu sinusoidalnego i trapezoidalnego cyklu pulsacji wody na skuteczność rozdziału nadawy średnioziarnowej [7].

## 2. Opracowanie metody kształtowania trapezoidalnego cyklu pulsacji dla nadaw średnioziarnowych

W celu opracowania metody kształtowania trapezoidalnego cyklu pulsacji dla nadaw średnioziarnowych przeprowadzono badania laboratoryjne na osadzarce doświadczalnej wyposażonej w elektroniczny system sterowania typu KOMAG.

Algorytm prac badawczych przedstawiono na rysunku 1.



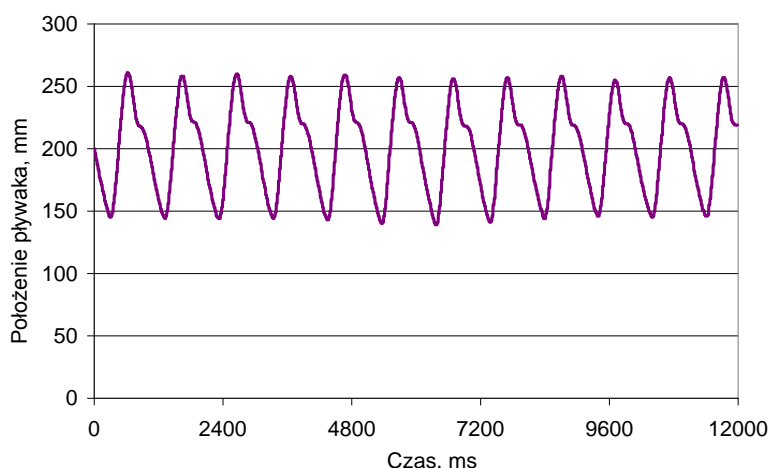
Rys. 1. Algorytm przeprowadzonych badań laboratoryjnych [7]

W pierwszym etapie badań stosowano cykle o przebiegu sinusoidalnym. Określono wpływ parametrów regulacyjnych pracy zaworów talerzowych na charakterystykę ruchu pulsacyjnego wody. Wyznaczono również graniczne (minimalne) wartości parametrów regulacyjnych zaworów pulsacyjnych. W drugim etapie dobrano parametry regulacyjne przepływu powietrza dla cykli trapezoidalnych w oparciu o wyniki poprzednich prób. Badania ukierunkowane były na maksymalizację wykorzystania objętości komór pulsacyjnych i uzyskania możliwie największego skoku pulsacji wody w komorze roboczej osadzarki.

Jednym z założeń technologii otrzymywania trapezoidalnego cyklu pulsacji wody w osadzarkach wodnych pulsacyjnych do wzbogacania nadaw średnioziarnowych było wykorzystanie pojedynczego źródła zasilania osadzarki sprężonym powietrzem roboczym.

W celu obciążenia powierzchni sitowej komory roboczej wypełniono ją ziarnami odpadowymi o gęstości  $> 1,8 \text{ g/cm}^3$  w klasie 60-20 mm.

Badania wpływu czasu otwarcia zaworów pulsacyjnych na skok pulsacji wody i graniczne wartości nastaw czasu pracy napędów zaworów pulsacyjnych przeprowadzono dla cyklu sinusoidalnego realizowanego w czasie 1000 ms. W trakcie badań różnicowano czas otwarcia zaworów oraz przerwy pomiędzy pojedynczymi fazami wlotu i wylotu powietrza roboczego. Zmiany położenia lustra wody w komorze roboczej osadzarki, mierzone za pomocą pływaka, przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Położenie pływaka pomiarowego – cykl sinusoidalny [7]

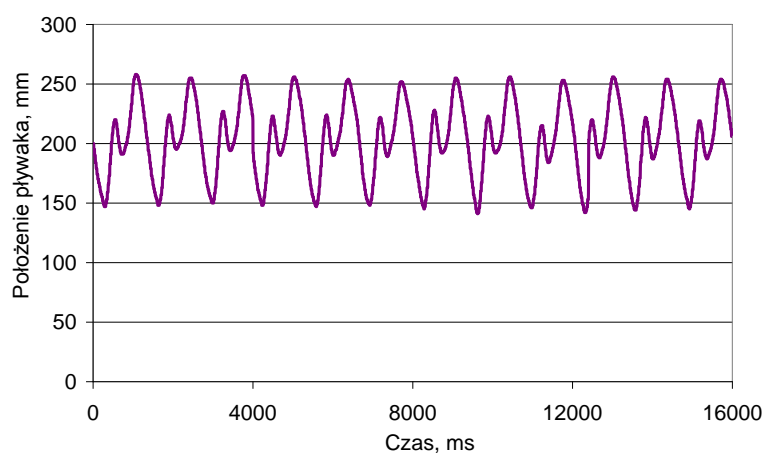
Badania wykazały, że stosowanie czasów wynoszących 100-150 ms, dla przerwy pomiędzy fazą wylotu a fazą wlotu powietrza, powoduje zmniejszenie skoku pulsacji wody. Stwierdzono również, że stosowanie czasu otwarcia zaworu pulsacyjnego mniejszego niż 100 ms nie jest efektywnie realizowane przez pneumatyczny napęd zaworu.

W oparciu o opracowane nastawy regulacyjne, dla cyklu sinusoidalnego, przeprowadzono próby technologiczne z wykorzystaniem wielokrotnego wlotu powietrza roboczego podczas pojedynczego cyklu pulsacji, w celu uzyskania przebiegu trapezoidalnego.

Rezultatem przeprowadzonych prób było wyznaczenie dwóch zestawów nastaw regulacyjnych umożliwiających uzyskiwanie cykli pulsacji o dwóch i trzech fazach wlotu powietrza.

Opracowanie cyklu o dwóch fazach wlotu powietrza i pojedynczej fazie wylotu powietrza polegało na doborze czasu poszczególnych faz przepływu powietrza przez komory pulsacyjne oraz przerw pomiędzy nimi przy założonej minimalizacji czasu trwania cyklu pulsacji.

Zastosowanie trapezoidalnego przebiegu pulsacji, o czasie trwania pojedynczego cyklu wynoszącego 1340 ms, charakteryzowało graniczne wykorzystanie objętości komór pulsacyjnych, uniemożliwiające wprowadzenie kolejnej fazy wlotu powietrza. Zmiany położenia lustra wody w komorze roboczej osadzarki, mierzone za pomocą pływa, przedstawiono na rysunku 3.

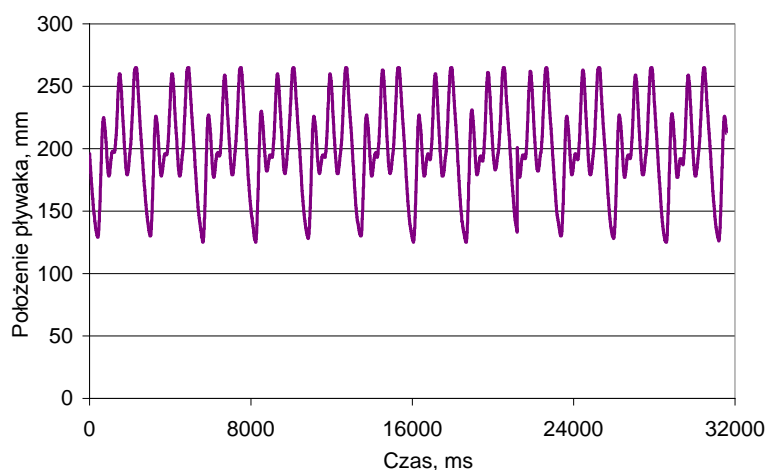


Rys. 3. Położenie pływa pomiarowego – cykl trapezoidalny addytywny [7]

W celu dalszego zwiększenia ilości faz wlotu powietrza w pojedynczym cyklu pulsacji opracowano nastawy regulacyjne wykorzystujące możliwość wprowadzania, pomiędzy kolejnymi fazami wlotu, krótkotrwałych faz wylotu, dla obniżenia ciśnienia powietrza w komorach pulsacyjnych. W wyniku zastosowania powyższej metody regulacji przepływu powietrza pulsacyjnego następowało podniesienie poziomu wody w komorach pulsacyjnych w stopniu pozwalającym na realizowanie kolejnej fazy wlotu powietrza.

Stosując powyższą metodę regulacji przepływu powietrza, opracowano zmodyfikowany trapezoidalny cykl pulsacji o trzech fazach wlotu i wylotu powietrza, przy czym dwie pierwsze, krótkotrwałe fazy wylotu, realizowane po dwóch fazach wlotu, służyły do zwiększenia objętości operacyjnej komór pulsacyjnych. W wyniku modyfikacji uzyskano wydłużenie czasu utrzymywania podwyższonego poziomu wody i rozluźniania materiału w komorze roboczej osadzarki przy zmniejszonym, w porównaniu do początkowego, skoku pulsacji wody.

Uzyskany czas trwania pojedynczego cyklu pulsacji o trzech fazach wlotu powietrza wynosił 2600 ms. Zmiany położenia lustra wody w komorze roboczej osadzarki, mierzone za pomocą pływa, przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Położenie pływa pomiarowego – cykl trapezoidalny zmodyfikowany [7]

Parametry regulacyjne badanych cykli pulsacji zestawiono w tabeli 1.

**Parametry pracy zaworów pulsacyjnych w badanych cyklach pulsacji [7]**

Tabela 1

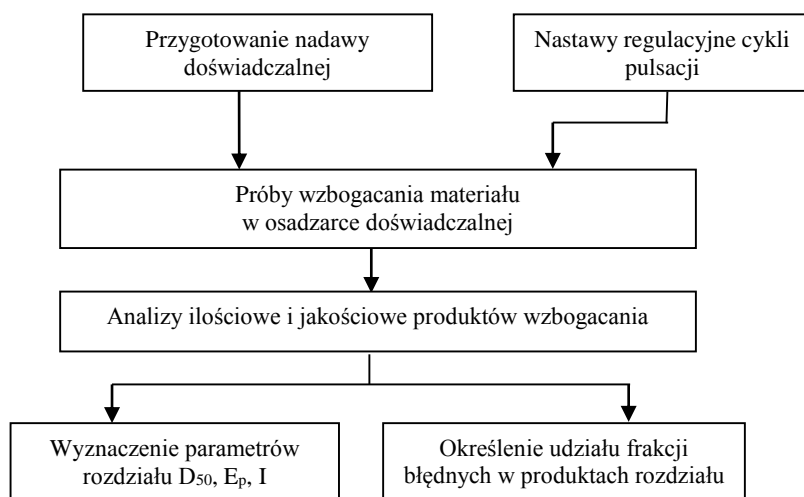
T [MS]	Cykl sinusoidalny	Cykl trapezoidalny addytywny	Cykl trapezoidalny zmodyfikowany
Czas pojedynczego cyklu	1000	1340	2600
Wlot 1	220	170	160
Przerwa 1	310	400	100
Wylot 1	320	-	100
Przerwa 2	150	-	440
Wlot 2	-	120	160
Przerwa 3	-	100	150
Wylot 2	-	-	150
Przerwa 4	-	-	340
Wlot 3	-	-	160
Przerwa 5	-	-	150
Wylot 3	-	450	540
Przerwa 6	-	100	150
Skok wody całkowity, [mm]	115	109	138
Skok wody fazowy, [mm]	-	77/64	100/82/85

Opracowany zmodyfikowany, trapezoidalny cykl pulsacji, zawierający dodatkowe fazy wylotu powietrza, charakteryzuje się:

- możliwością stosowania w osadzarkach wodnych pulsacyjnych do wzbogacania nadaw średnioziarnowych, gdzie wymagany jest duży skok pulsacji wody,
- zwiększonym zakresem doboru ilości faz pulsacji wody w cyklu,
- dłuższym czasem realizacji pojedynczego cyklu,
- większym skokiem pulsacji wody w okresie podtrzymywania jej wysokiego poziomu w komorze roboczej.

### 3. Porównanie sinusoidalnego i zmodyfikowanego trapezoidalnego cyklu pulsacji

Algorytm laboratoryjnych badań porównawczych cykli pulsacji wody, przedstawiono na rysunku 5. W badaniach porównawczych stosowano nadawę węglową w klasie ziarnowej 60-0,5 mm. Przeprowadzono dwie próby wzbogacania materiału w osadzarkę laboratoryjnej. W pierwszej, stosowano sinusoidalną charakterystykę pulsacji wody o częstotliwości  $f=60 \text{ min}^{-1}$  i o czasie trwania pojedynczego cyklu wynoszącym 1000 ms (uzyskiwano go stosując w cyklu pojedyncze fazy wlotu i wylotu powietrza, do i z komory pulsacyjnej).



Rys. 5. Algorytm porównawczych badań laboratoryjnych [7]

W drugiej zastosowano zmodyfikowany, trapezoidalny przebieg pulsacji wody o częstotliwości  $f=23 \text{ min}^{-1}$  i o czasie trwania pojedynczego cyklu wynoszącym 2600 ms.

W wyniku procesu wzbogacania nadawy otrzymano produkt „lekki” (koncentrat), o niskiej gęstości, odprowadzany przelewem na sito odwadniające oraz rozwarstwiony gęstościowo materiał w komorze roboczej, stanowiący produkt dolny rozdziału o wyższej gęstości.

Produkt dolny dzielono na dwie warstwy. Warstwa dolna stanowiąca produkt „ciężki” (odpady), usytuowana była na sicie komory roboczej i miała zawsze stałą wysokość. Warstwę górną materiału jako produkt „przejściowy” (półprodukt) oddzielano w celu uzyskania możliwości wariantowego wyznaczania gęstości rozdziału podczas oceny skuteczności procesu wzbogacania.

Sposób przeprowadzania prób wynikał z ograniczeń konstrukcyjnych osadzarki doświadczalnej, projektowanej do analiz procesu wzbogacania nadaw o uziarnieniu do 20 (30) mm, podczas których możliwe jest odprowadzanie z komory roboczej produktu ciężkiego przez szczelinowy przepust.

Otrzymywane podczas prób rozdziału produkty poddawano analizom gęstościowym w cieczach ciężkich o gęstości 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0 i 2,1  $\text{g/cm}^3$ , w celu określenia parametrów procesu wzbogacania, takich jak: gęstość rozdziału ( $D_{50}$ ), rozproszenie prawdopodobne ( $E_p$ ) oraz imperfekcja ( $I$ ).

Wyniki analiz gęstościowych produktów wykorzystano do oceny jakości produktu koncentratowego i odpadowego, dla dwuproduktowego procesu wzbogacania materiału, zaliczając produkt „przejściowy” jako składnik ww. produktów.

### 3.1. Wyniki badań

Określenie wartości współczynników  $E_p$  i  $I$ , charakteryzujących skuteczność rozdziału materiału, w próbie z sinusoidalnym cyklem pulsacji było możliwe dla dwóch gęstości rozdziału ( $D_{50}=2,044 \text{ g/cm}^3$ ,  $D_{50}=1,489 \text{ g/cm}^3$ ) poprzez alternatywne dodanie materiału warstwy przejściowej do produktu „lekkiego” lub „ciężkiego”. W próbie ze zmodyfikowanym, trapezoidalnym cyklem pulsacji parametry procesu rozdziału określono dla jednej gęstości rozdziału ( $D_{50}=1,783 \text{ g/cm}^3$ ), ze względu na brak możliwości wyznaczenia wszystkich liczb rozdziału, w wymaganym zakresie (od 25 do 75%), w przypadku dodania warstwy „przejściowej” do produktu „ciężkiego”.



Cykl sinusoidalny można scharakteryzować w następujący sposób.

Wyniki wzbogacania materiału z zastosowaniem sinusoidalnego cyklu pulsacji wody o pojedynczej fazie wlotu powietrza do komory pulsacyjnej umożliwiły wyznaczenie parametrów rozdziału dla dwóch gęstości rozdziału 1,489 g/cm<sup>3</sup> i 2,044 g/cm<sup>3</sup>.

Przy rozdziale warstw, podczas którego materiał warstwy „przejściowej” zaliczono do produktu odpadowego, produkt koncentratowy o wychodzie 23,4%, ze względu na niską gęstość rozdziału ( $D_{50}=1,489 \text{ g/cm}^3$ ), charakteryzował się niską zawartością ziaren odpadowych o gęstości  $>1,8 \text{ g/cm}^3$ , wynoszącą 0,9%.

Produkt odpadowy o wychodzie 76,6% zawierał bardzo duże ilości ziaren koncentratowych o gęstości  $<1,5 \text{ g/cm}^3$ , których udział wyniósł 5,0%.

Przy rozdziale warstw, polegającym na zaliczaniu materiału warstwy „przejściowej” do produktu koncentratowego, produkt koncentratowy o wychodzie 39,3% zawierał znaczne ilości ziaren odpadowych o gęstości  $>1,8 \text{ g/cm}^3$  oraz przerostowych o gęstości 1,5-1,8 g/cm<sup>3</sup>, których sumaryczny udział wyniósł 36,4%. Udział frakcji odpadowych w ww. produkcie był równy 15,4%.

Produkt odpadowy, o wychodzie 60,7%, charakteryzował się małym udziałem ziaren koncentratowych ( $<1,5 \text{ g/cm}^3$ ) oraz przerostowych (1,5-1,8 g/cm<sup>3</sup>) i wyniósł odpowiednio 0,37 i 1,1%.

Uzyskane wyniki gęstościowego rozdziału nadawy i produktów wzbogacania zestawiono w tabeli 2.

#### Wyniki rozdziału nadawy i produktów wzbogacania - Cykl sinusoidalny [7]

Tabela 2

Gęstość frakcji, [g/cm <sup>3</sup> ]	Koncentrat (1)	Półprodukt (2)	Koncentrat + Półprodukt (3)		Odpady (4)
	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %		wychód frakcji, %
<1,5	91,44	22,59	63,59		0,37
1,5-1,8	7,64	40,79	21,05		1,10
>1,8	0,92	36,62	15,36		98,53
Suma	100,00	100,00	100,00		100,00
Wychód produktu, %	23,42	15,90	39,32		60,68
Gęstość frakcji, [g/cm <sup>3</sup> ]	Półprodukt + Odpady (5)	Nadawa (6)	Liczby rozdziału		
	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %	R1 (4/6)	R2 (5/6)	
<1,5	4,98	25,23	0,88	15,12	
1,5-1,8	9,34	8,94	7,44	79,99	
>1,8	85,68	65,83	90,83	99,67	
Suma	100,00	100,00			
Wychód produktu, %	76,58	100,00			

Cykl trapezoidalny zmodyfikowany można scharakteryzować w następujący sposób.

W wyniku realizacji próby wzbogacania materiału z zastosowaniem zmodyfikowanego trapezoidalnego cyklu pulsacji, o trzech fazach wlotu powietrza, analizowano rozdział, w którym produktem koncentratowym był materiał produktu „lekkiego” i warstwy „prześciowej”, a produktem odpadowym materiał warstwy dolnej.

Produkt koncentratowy o wychodzie 33,3 %, ze względu na znaczny udział w nadawie ziaren odpadowych o gęstości  $>1,8 \text{ g/cm}^3$ , przekraczający 60%, zawierał 6,3% ziaren frakcji  $>1,8 \text{ g/cm}^3$ . Produkt odpadowy o wychodzie 66,5% charakteryzował się bardzo małym udziałem ziaren frakcji koncentratowych o gęstości  $<1,5 \text{ g/cm}^3$  wynoszącym 0,23%.

Uzyskane wyniki gęstościowego rozdziału nadawy i produktów wzbogacania zestawiono w tabeli 3.

#### Wyniki rozdziału nadawy i produktów wzbogacania - Cykl trapezoidalny [7]

Tabela 3

Gęstość frakcji, $\text{g/cm}^3$	Koncentrat (1)	Półprodukt (2)	Koncentrat + Półprodukt (3)	Odpady (4)
	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %
$<1,5$	98,93	68,52	77,12	0,23
1,5-1,8	0,83	22,75	16,55	3,62
$>1,8$	0,24	8,73	6,33	96,15
Suma	100,00	100,00	100,00	100,00
Wychód produktu, %	9,42	23,89	33,31	66,69
Gęstość frakcji, $\text{g/cm}^3$	Półprodukt + Odpady (5)	Nadawa (6)	Liczby rozdziału	
	wychód frakcji, %	wychód frakcji, %	R1 (4/6)	R2 (5/6)
$<1,5$	18,24	25,84	0,59	63,94
1,5-1,8	8,67	7,93	30,47	99,02
$>1,8$	73,09	66,23	96,82	99,97
Suma	100,00	100,00		
Wychód produktu, %	90,58	100,00		

#### Skuteczność rozdziału w zależności od kształtu cyklu pulsacji

Analiza wychodów produktu „lekkiego” (koncentratowego) wykazała, że w próbie z sinusoidalnym cyklem pulsacji był on znacznie większy (23,4%) w porównaniu z cyklem trapezoidalnym (9,4%).

Różnice w wychodzie i jakości produktu „lekkiego” wpłynęły na parametry warstwy „prześciowej” materiału w komorze roboczej osadzarki. W próbie z cyklem sinusoidalnym wychód ww. warstwy, wynoszący 15,9%, był mniejszy niż w próbie z cyklem trapezoidalnym - 23,9%.

Analiza wychodów warstwy dolnej wykazała, że w próbie ze zmodyfikowanym cyklem trapezoidalnym wychód wynoszący 66,9% był większy o 6% od uzyskanego w próbie z cyklem sinusoidalnym. Przyczyną mniejszego wychodu warstwy dolnej w próbie z cyklem sinusoidalnym było większe, w porównaniu do próby z cyklem trapezoidalnym, rozluźnienie

materiału, ograniczające zagęszczenie ziaren w warstwie podczas fazy ich osadzania na powierzchni sita komory roboczej.

Porównanie skuteczności rozdziału uzyskanego podczas prób wzbogacania w oparciu o rozproszenie prawdopodobne  $E_p$  i imperfekcję  $I$  wykazało, że ww. wskaźniki technologiczne uzyskane podczas realizacji próby z cyklem trapezoidalnym, przy  $D_{50}=1,783 \text{ g/cm}^3$  ( $E_p=1,805 \text{ g/cm}^3$ ,  $I=0,231$ ) zawierają się w zakresie wartości uzyskanych w próbie z cyklem sinusoidalnym dla gęstości rozdziału  $D_{50}=1,489 \text{ g/cm}^3$  ( $E_p=0,139 \text{ g/cm}^3$ ,  $I=0,284$ ) i  $D_{50}=2,044 \text{ g/cm}^3$  ( $E_p=0,206$ ,  $I=0,197$ ).

Wartości  $D_{50}$ ,  $E_p$  i  $I$  wskazują, że podczas badań uzyskano zbliżoną skuteczność rozdziału materiału w klasie ziarnowej 60-0,5 mm, przy zastosowanych parametrach sinusoidalnego i trapezoidalnego cyklu pulsacji wody, dla zakresu gęstości ziaren przyrozdziiałowych, odpowiadającemu zakresowi liczb rozdziału od 25% do 75%. Uzyskane w badaniach parametry procesu rozdziału zestawiono w tabeli 4.

Parametry procesu rozdziału [7]

Tabela 4

Parametr	Cykl sinusoidalny		Cykl trapezoidalny
	Rozdział I (R1)	Rozdział II (R2)	Rozdział I (R1)
Gęstość rozdziału $D_{50}$ , $\text{g/cm}^3$	2,044	1,489	1,783
Rozproszenie prawdopodobne $E_p$ , $\text{g/cm}^3$	0,206	0,139	0,181
Imperfekcja $I$	0,197	0,284	0,231

Znaczne zróżnicowanie gęstości rozdziału  $D_{50}$ , uniemożliwiające bezpośrednie porównanie wartości  $E_p$  i  $I$  w uzyskanych próbach rozwarstwiania materiału, dla obydwu cykli pulsacji, wynikało zarówno z różnic parametrów ruchu pulsacyjnego wody, jak i wpływu rozmiaru największych ziaren na wysokość rozdzielanych warstw, a tym samym na ich ograniczoną ilość.

Analiza skuteczności rozdziału materiału w pozostałym zakresie gęstościowym frakcji wykazała, że w porównaniu do wyników z próby z sinusoidalnym cyklem pulsacji wody, gdy gęstość rozdziału  $D_{50}$  była równa  $2,044 \text{ g/cm}^3$ , wyniki próby z cyklem trapezoidalnym wykazały korzystne zmniejszenie udziału ziaren koncentratowych o gęstości  $<1,5 \text{ g/cm}^3$  w produkcie odpadowym (warstwa dolna). Rozdział ww. ziaren w tym produkcie obniżył się z 0,88% do 0,59%, pomimo znacznie mniejszej gęstości rozdziału  $D_{50}$ , wynoszącej  $1,783 \text{ g/cm}^3$ .

#### 4. Podsumowanie

Wyniki badań porównawczych sinusoidalnego i trapezoidalnego cyklu pulsacji wykazały, że mogą one być alternatywnie stosowane w procesie jedno- i dwustopniowego osadzarkowego wzbogacania węglowych nadaw średnioziarnowych.

Trapezoidalny cykl pulsacji wody, w porównaniu do sinusoidalnego, zapewnia większą skuteczność rozdziału nadaw w klasie 60-0,5 mm, ze względu na mniejszy udział ziaren substancji palnej (o gęstości  $<1,5 \text{ g/cm}^3$ ) w produkcie odpadowym.

Skuteczność rozdziału materiału w klasie 60-0,5 mm, uzyskiwana przy stosowaniu trapezoidalnego i sinusoidalnego cyklu pulsacji wody oraz charakteryzowana rozproszeniem

prawdopodobnym i imperfekcją, dla zakresu gęstości ziaren przyrozdziałowych, kształtuje się na zbliżonym poziomie.

Cykl sinusoidalny, w porównaniu do trapezoidalnego, zapewnia możliwość uzyskiwania większego rozluźnienia materiału i większej wydajności osadzarki wodnej pulsacyjnej.

Stosowanie trapezoidalnego cyklu pulsacji wody może powodować konieczność zmniejszenia wydajności osadzarki wodnej pulsacyjnej, w przypadku wzbogacania nadaw o znacznym, przekraczającym 40%, udziale ziaren frakcji odpadowych.

## Literatura

- [1] Breuer H., Jungmann A.: New potentials in jigging separation for fine and ultra fine fractions. *Aufbereitungs-Technik* 1986, nr 7, s. 380-386.
- [2] Fellensiek E.: Improving the actual separation efficiency of jigs. *Aufbereitungs-Technik* 1986, nr 12, s. 649-658.
- [3] Głowiak S.: O możliwości poprawy efektywności wzbogacania w wodnej osadzance pulsacyjnej poprzez zastosowanie niekonwencjonalnego cyklu pulsacji. W: *Automatyzacja Procesów Przeróbki Kopalin: XIV Konferencja, Szczyrk, 28-30 maja 2008*. Gliwice: Politechnika Śląska, 2008, s. 35-47.
- [4] Kowol D., Jędo A., Osoba M., Łagódka M.: Badania efektywności wzbogacania mialu węglowego o uziarnieniu 20(30)-0,5 mm w wodnych osadzarkach pulsacyjnych typu KOMAG. *Maszyny Górnicze* 2002, nr 90, s. 40-46.
- [5] Kowol D. i in.: Badania wpływu uziarnienia oraz składu grawimetrycznego klas ziarnowych na wyniki procesu osadzarkowego wzbogacania nadaw węglowych. ITG KOMAG, Gliwice 2012-2013 (materiały niepublikowane).
- [6] Lutyński A., Osoba M.: Wpływ charakterystyki pulsacji wody w wodnych osadzarkach pulsacyjnych na proces pozyskiwania wybranych produktów mineralnych. Gliwice: CMG KOMAG, 2007, ISBN 978-83-60708-06-4.
- [7] Łagódka M. i in.: Opracowanie technologii otrzymywania trapezoidalnego cyklu pulsacji wody w osadzarkach średnioziarnowych wzbogacających nadawy w klasie 60-0,5 mm. ITG KOMAG, Gliwice 2015 (materiały niepublikowane).
- [8] Matusiak P., Łagódka M., Kowol D.: Badania laboratoryjne wpływu parametrów przepływu powietrza na zmiany poziomu wody i ciśnienia w komorze pulsacyjnej osadzarki. W: *Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych: Bezpieczeństwo, Jakość, Efektywność: KOMEKO 2014*. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2014, s. 299-310.
- [9] Onodera J., Koyanagi N., Kubo Y.: Badania eksploatacyjne osadzarki powietrzno - pulsacyjnej typu „Varivawe” w zakładzie przeróbczym Mitsumi Miike. *Nowe technologie i nowe urządzenia do przeróbki węgla: XII Międzynarodowy Kongres Przeróbki Węgla*. Kraków, 23-27 maja 1994. T.1. Kraków: Oficyna Wydawnicza JAXA, 1994, s. 297-308.

## Modułowa konstrukcja rozdrabniacza MR300 do rozdrabniania placków filtracyjnych

mgr inż. Michał Zuba  
mgr inż. Arkadiusz Tomas  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

W artykule przedstawiono modułową konstrukcję rozdrabniacza MR300, uwzględniającą wymóg możliwości konfiguracji jego wariantów. Omówiono wersję A6RWM oraz A64R2N jako odmiany dostosowane do potrzeb w zakresie rozdrabniania placków filtracyjnych. Urządzenie wynika z zapotrzebowania polskiego górnictwa w zakresie rozdrabniania placków filtracyjnych. Własności rozdrabnianego materiału wymagają doboru odpowiedniego pakietu elementów roboczych oraz kinematyki i mocy urządzenia. Modułowa budowa rozdrabniacza MR300 pozwala na właściwą konfigurację cech urządzenia, w celu zapewnienia odpowiedniej wydajności przy jednoczesnym zachowaniu jakości produktu wyjściowego.

### Abstract:

Modular structure of MR300 disintegrator is presented, including the possibilities of its variant configurations. A6RWM and A64R2N versions, adapted for disintegration of filtration cakes, are discussed. The device is a response to a demand of the Polish mining industry as regards disintegration of filtration cakes. The expected properties of disintegrated material require selection of proper operational components, kinematics and power of the device. Modular structure of MR300 disintegrator allows proper configuration of the device to ensure proper efficiency, while maintaining the quality of the product.

Słowa kluczowe: górnictwo, przeróbka, rozdrabnianie, dezintegracja, budowa modułowa

Keywords: mining industry, processing, disintegration, modular structure

## 1. Wprowadzenie

Maszyny do rozdrabniania surowców znajdują zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu, m.in. w górnictwie, przemyśle spożywczym, oczyszczalniach ścieków oraz przy utylizacji lub recyklingu odpadów. W zależności od technologii produkcji stosuje się maszyny dedykowane do przeróbki konkretnego materiału wsadowego, np. produktów procesu filtracji.

Odwadnianie produktów drobnoziarnistych realizowane jest w zakładach m.in. w procesie filtracji za pomocą pras. Prasy filtracyjne znajdują szerokie zastosowanie m.in. w zakładach mechanicznej przeróbki węgla, przy wzbogacaniu rud, w oczyszczalniach ścieków oraz w przemyśle spożywczym. Pod wpływem ciśnienia wywieranego na zawieszinę (koncentrat) na filtrze osadzają się cząstki stałe, które są usuwane z urządzenia w postaci placka filtracyjnego. Wilgotność odwodnionego materiału jest zróżnicowana, a jej zakres procentowy uwarunkowany jest wieloma czynnikami, w tym rodzajem materiału wsadowego oraz sprawnością maszyny. Wilgotność produktu wyjściowego może wynosić [2, 9, 11]:

- 3,0÷80,0%, dla osadów pogalwanicznych,
- 13,5÷20,0%, dla koncentratów miedzi,
- 18,0÷30,0 %, dla drobnoziarnistych produktów wzbogacania węgla.

Wymagania dotyczące jakości i granulacji dostarczanego sortymentu wymuszają poddawanie placków filtracyjnych procesowi rozdrobnienia (dezintegracji) [3, 12].



## 2. Przegląd stosowanych rozwiązań

Metody rozdrabniania placków filtracyjnych w górnictwie można scharakteryzować następująco [5, 13]:

- rozbijanie grawitacyjne (np. na rusztach, kratkach, strunach),
- nieliczne własne rozwiązania zakładów przeróbczych oraz wzory użytkowe,
- brak jest maszyn dedykowanych do określonego procesu i sortymentu,
- efekty rozdrabniania są niezadowalające – występuje problem z uzyskaniem odpowiedniej granulacji wyjściowej produktu.

Maszyny do rozdrabniania są stosowane powszechnie w wielu gałęziach przemysłu. Na polskim rynku w branży górniczej istnieją nieliczne rozwiązania konstrukcyjne, jednak nie znalazły one powszechnego zastosowania [1, 4, 5, 6, 7, 8]. W maszynach rozdrabniających pracujących w pozagórnich gałęziach przemysłu jako elementy robocze stosowane są najczęściej wały wyposażone w zastaw noży i/lub krążków tnących. Krążki mocowane są na wałach, kolejno z odpowiednim przesunięciem kątowym, tworząc śrubowy zarys linii powierzchni roboczej zębów, co w znaczący sposób poprawia proces rozdrabniania materiału [5, 13].

Krążki mają wiele kształtów, zależnych od zastosowania, rodzaju materiału rozdrabnianego oraz charakterystyki pracy urządzenia. Kształt krążków dobierany jest w zależności od możliwości pracy wałów w jednym i/lub obydwu kierunkach, czy charakteru procesu głównego (występuje możliwość np. przesiewania i cięcia). W związku z nadrzędnością procesu rozdrabniania, dla poszczególnych typów krążków można dokonać ich podziału według zasady: proces nadrzędny – proces dodatkowy. Na uwagę zasługują konstrukcje krążków z grupy przesiewająco–tnącej, które wyposażono w dodatkowe noże tnące, w celu polepszenia procesu rozdrabniania materiału o wysokiej wilgotności. Rozwiązanie takie pozwala również na zastosowanie lepszych jakościowo materiałów na powierzchnie tnące, bez istotnego wzrostu kosztów produkcji [5].

## 3. Rozdrabniacz MR300 konstrukcji ITG KOMAG

Proces rozdrabniania można podzielić na następujące etapy [5]:

- transport materiału do urządzenia (np. za pomocą przenośnika taśmowego),
- zasyp materiału do pracującego urządzenia,
- rozdrabnianie (dezintegracja) materiału wsadowego przez obracające się elementy robocze,
- odprowadzenie rozdrobnionego produktu przez wysyp do urządzenia odbierającego w ciągu technologicznym.

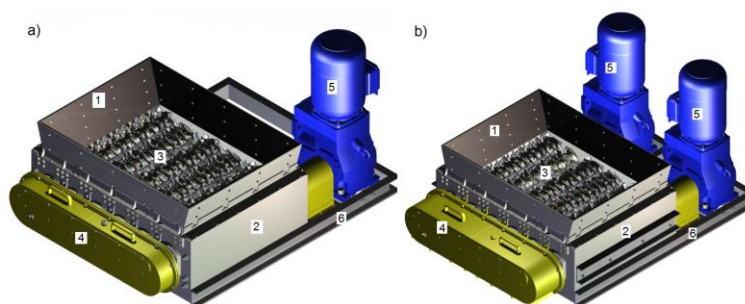
Zasypywanie rozdrabniacza zbyt dużą ilością materiału wsadowego jest niekorzystne dla jego eksploatacji i powoduje wydłużenie procesu rozdrabniania. W skrajnych przypadkach może prowadzić do zablokowania urządzenia [5].

W związku z brakiem odpowiedniej grupy maszyn do rozdrabniania placków filtracyjnych w polskim górnictwie węgla kamiennego, w ITG KOMAG opracowano rozdrabniacz placków filtracyjnych MR300 w odmianach A6RWM (rys. 1a) oraz A64R2N (rys. 1b). Urządzenie przeznaczone jest do rozdrabniania produktów procesu filtracji w zakładach przeróbki mechanicznej węgla. Gabaryty urządzenia pozwalają na instalację pod wysypami, co z kolei umożliwia łatwą zabudowę w ciągu technologicznym, bez konieczności stosowania dodatkowych przenośników. Konstrukcja rozdrabniacza pozwala również na łatwy wysuw urządzenia spod wysypu w celu prowadzenia prac serwisowych, przy jednoczesnej możliwości pracy węzła przesypowego. Podstawowe parametry techniczne urządzenia przedstawiono w tabeli 1.

## Parametry techniczne rozdrabniacza MR300. Źródło: opracowanie własne

Tabela 1

Rozdrabniacz MR300		
Wersja:	A6RWM	A64R2N
Wydajność orientacyjna:	$Q \sim 30$ [t/h]	$Q \sim 45$ [t/h]
Prędkość obrotowa elementów roboczych:	$n = 180$ [obr/min]	$n = 180$ [obr/min]
Ilość napędów:	1	2
Moc (łącznie):	22 [kW]	44 [kW]
Masa:	1985,0 [kg]	3096,0 [kg]



Rys. 1. Modele CAD rozdrabniacza produktów filtracji konstrukcji ITG KOMAG

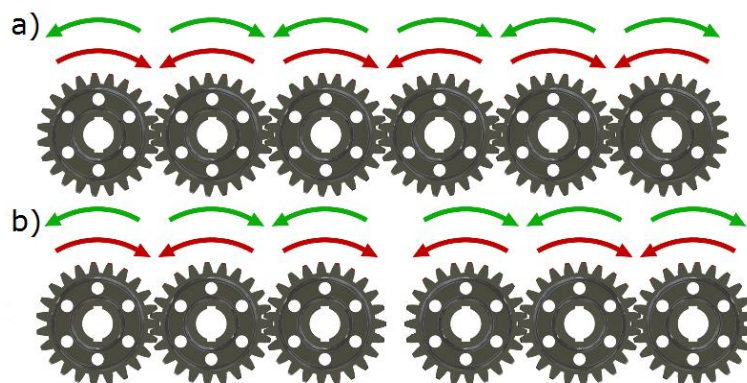
a) A6RWM – wersja jednapędowa b) A64R2N – wersja dwunapędowa.

Źródło: opracowanie własne

Rozdrabniacz MR300 zbudowany jest z wssypu (1), obudowy (2), modułu rozdrabniającego (3), układu przeniesienia napędu (4), motoreduktora (motoreduktorów) (5) oraz ramy (6). Na moduł rozdrabniający składają się trzy współpracujące ze sobą pary wałów roboczych z osadzonymi krążkami zębatymi. Dodatkowo skrajne wały modułu rozdrabniającego współpracują z nieruchomymi grzebieniami przytwierdzonymi do obudowy.

W wersji jednapędowej A6RWM, napęd przenoszony jest za pomocą pierwszego wału roboczego na wspólną przekładnię zębatą, która przekazuje napęd na pozostałe wały. W wersji dwunapędowej A64R2N, występują dwie, niezależne przekładnie zębate, z których każda przenosi napęd z pojedynczego motoreduktora na segment z trzema wałami roboczymi. Przekładnia zębata pracuje w oleju oraz obudowana jest szczelną osłoną z pokrywą rewizyjną. Zastosowanie modułu sterującego wyposażonego w falownik pozwala na płynne i elastyczne regulowanie prędkości obrotowej oraz mocy motoreduktorów, dostosowując ją do aktualnego obciążenia urządzenia. W przypadku wersji dwunapędowej istnieje możliwość zadania różnych prędkości obrotowych dla każdego z motoreduktorów.

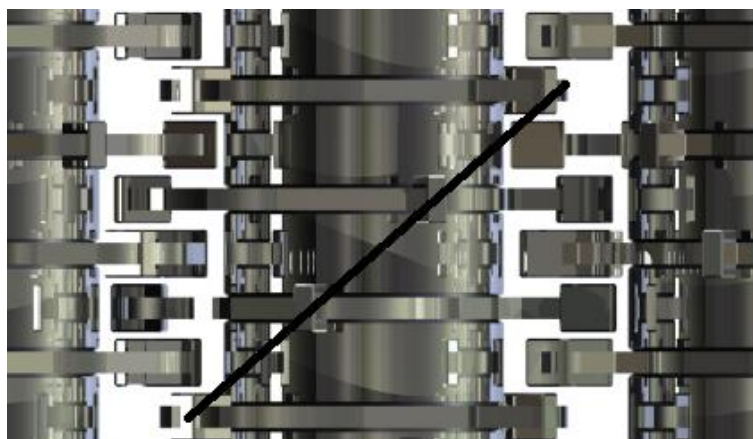
Odpowiednia konfiguracja modułowej przekładni urządzenia pozwala na uzyskanie właściwej kinematyki, w zależności od własności rozdrabnianego materiału. W przypadku placów filtracyjnych dotyczy to przede wszystkim wilgotności oraz zawartości substancji ilastych [10, 14]. Parametry te determinują zapotrzebowanie na moc urządzenia, potrzebną do osiągnięcia odpowiedniej wydajności, przy jednoczesnym zachowaniu jakości produktu wyjściowego. Modułowa konstrukcja układu przeniesienia napędu rozdrabniacza MR300 pozwala na uzyskanie różnych kierunków obrotu wałów modułu rozdrabniającego (rys. 2), niezależnie od ilości zastosowanych napędów, dla wariantu z wałami sprzężonymi (rys. 2a) oraz rozdzielonymi na dwa niezależnie napędzane segmenty (rys. 2b).



Rys. 2. Możliwe do uzyskania kierunki obrotów wałów urządzenia rozdrabniającego:

a) wały sprzężone, b) wały rozdzielone na dwa niezależnie napędzane segmenty. Źródło: opracowanie własne

W rozdrabniaczu MR300 elementami roboczymi, mającymi bezpośredni kontakt z rozdrabnianym materiałem, są zespoły (pakiety) krążków zębatych osadzone na wałach za pomocą połączenia kształtowego. Każdy pakiet krążków zębatych jest zamocowany na wale w sposób umożliwiający bezkolizyjny ruch (rys. 3), względem zespołu krążków osadzonych na sąsiednim wale. Krążek zębata składa się z odsadzenia oraz tarczy zębatej wyposażonej w ostrza robocze wykonane ze stali o podwyższonej wytrzymałości na ścieranie.



Rys. 3. Analiza kolizyjności ruchomych elementów roboczych oraz śrubowa linia wierzchołków zębów.

Źródło: opracowanie własne

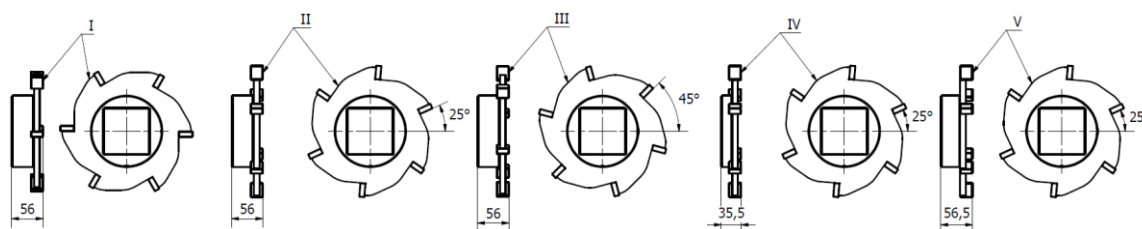
Niezależnie od kinematyki czy ilości napędów, możliwe jest zastosowanie różnych odmian krążków roboczych (rys. 4).



Rys. 4. Modele CAD elementów roboczych w wersji cztero-, sześć- i ośmio- zębatej.

Źródło: opracowanie własne

Najczęściej stosowanymi odmianami są cztero- sześć- i ośmiozębne. Każda odmiana krążka posiada pięć wariantów – trzy podstawowe, różniące się przesunięciem kątowym zębów oraz dwie skrajne, różniące się jedynie grubością odsadzenia (rys. 5).



Rys. 5. Krążki sześćzębne, widoczne przesunięcie kątowe (I, II, III) i różne szerokości skrajnych krążków (IV, V). Źródło: opracowanie własne

Konstrukcja każdego krążka zębatego zachowuje budowę modułową. Uniwersalność tego rozwiązania pozwala na dowolne kombinacje krążków w pojedynczym pakiecie. Podczas układania pakietu z gotowych modułów, korzystnym jest zachowanie śrubowej linii wierzchołków zębów kolejnych krążków (rys. 3). Powoduje to lepsze wciąganie większych fragmentów materiału wsadowego do przestrzeni roboczej podczas pracy urządzenia. Ważnym aspektem jest też kwestia wpływu ilości zębów na granulację produktu oraz wydajność procesu. Wzrost liczby zębów skutkować może lepszym rozdrobnieniem, jednak powoduje znaczący spadek wydajności procesu. Zbyt mała liczba zębów na krążku może natomiast powodować, że uzyskiwany produkt będzie niezdatny do wykorzystania jako składnik mieszanek handlowych [5]. Modułowa budowa pakietu krążków zębatych, w porównaniu z uzębionymi monoblokami, pozwala zatem na obniżenie kosztów produkcji związanych z dostosowaniem urządzenia do indywidualnych wymagań użytkownika.

#### 4. Wdrożenia i doświadczenia

Rozdrabniacz produktów filtracji MR300 w wersji A6RWM został wyprodukowany w 2014 r. przez Fugor Sp. z o.o. i został zamontowany w Zakładzie Wzbogacania Węgla Julian (obecnie Zakład Wzbogacania Węgla Węglkoks Kraj Sp. z o.o.) w Piekarach Śląskich.

Urządzenie pracuje w węźle przesypowym dwóch taśmociągów, które cyklicznie dostarczają do rozdrabniacza placki filtracyjne. Noże robocze umiejscowione na krążkach zębatych, narażone na największe zużycie eksploatacyjne, po półrocznej pracy wykazywały stopień zużycia pozwalający na ich dalszą eksploatację [5]. W związku z koniecznością zwiększenia wydajności procesu powstała wersja A64R2N. Zastosowanie dwóch niezależnych napędów oraz dobranie odpowiedniej konfiguracji krążków roboczych pozwoliło na zwiększenie wydajności o około 50%, przy jednoczesnym zachowaniu jakości produktu wyjściowego. Modułowa konstrukcja urządzenia MR300 pozwoliła na łatwą przebudowę jednonapędowej wersji A6RWM w dwunapędową A64R2N, bez konieczności produkcji nowego urządzenia.

#### 5. Podsumowanie

Opracowany rozdrabniacz produktów filtracji MR300 konstrukcji Instytutu Techniki Górniczej KOMAG jest maszyną dedykowaną dla zakładów mechanicznej przeróbki węgla. Zastosowanie modułowej konstrukcji urządzenia pozwala na uzyskanie konfigurowalnej maszyny, dostosowanej do indywidualnych wymagań użytkownika oraz własności rozdrabnianego materiału. Dotyczy to zarówno nowo instalowanych urządzeń, jak i aktualnie eksploatowanych.



Właściwa konfiguracja cech urządzenia, tj. kinematyki i mocy oraz właściwy dobór elementów roboczych zapewniają uzyskanie odpowiedniej wydajności przy jednoczesnym zachowaniu jakości produktu wyjściowego.

Doświadczenia zdobyte podczas projektowania, wytwarzania oraz eksploatacji pozwalają na prowadzenie dalszych prac optymalizacyjnych w aspekcie uzyskiwanych cech produktu wyjściowego procesu rozdrabniania.

## Literatura

- [1] Blaschke S., Blaschke W.: Technika wzbogacania węgla. Kraków: Akademia Górniczo-Hutnicza, 1986.
- [2] Nawrocki J.: Budowa i eksploatacja maszyn do odwadniania produktów wzbogacania. Gliwice: Politechnika Śląska, 1975.
- [3] Tomas A., Matusiak P., Kowol D.: Mieszalniki i rozdrabniacze konstrukcji KOMAG. W: Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych: Bezpieczeństwo - Jakość - Efektywność. KOMEKO 2014. Red. nauk.: A. Klich, A. Koziel. Gliwice, ITG KOMAG, 2014, s. 147-158.
- [4] Tomas A., Matusiak P.: Nowe rozwiązanie rozdrabniacza produktów filtracji. W: Górnictwo: perspektywy, zagrożenia: Mechanizacja prac górniczych. Red. nauk.: W. Biały, J. Brodny, S. Czerwiński. Gliwice: PA NOVA, 2014, s. 210-224.
- [5] Zuba M., Tomas A., Matusiak P.: Rozdrabniacz produktów filtracji MR300 konstrukcji ITG KOMAG. W: Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych: Bezpieczeństwo - Jakość - Efektywność. KOMEKO 2015. Red. nauk.: A. Klich, A. Koziel. Gliwice, ITG KOMAG, 2015, s. 136-146.
- [6] Gawenda T.: Problematyka doboru maszyn kruszących w instalacjach produkcji kruszyw mineralnych. Górnictwo i Geoinżynieria 2010, nr 4, s. 195-209.
- [7] Gawenda T.: Rozdrabnianie wczoraj, dziś i jutro. Cz. 1. Surowce i Maszyny Budowlane 2013, nr 5, s. 43-46.
- [8] Harder J.: Energy trend: Advances in fine grinding and classification. AT Mineral Processing 2015, nr 1-2, s. 42-55.
- [9] Matusiak P., Tomas A., Kwaśny K.: Nowe rozwiązanie prasy filtracyjnej PFK 570N. Maszyny Górnicze 2013, nr 1, s. 27-33.
- [10] Saramak D., Naziemiec Z.: Efekty rozdrabniania w kruszarkach i prasach walcowych. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały 2011, nr 132/39, s. 249-258.
- [11] Tomas A., Matusiak P., Bal M.: Układ rozdrabniania placków filtracyjnych dla zakładu mechanicznej przeróbki węgla. ITG KOMAG, Gliwice 2013 (materiały niepublikowane).
- [12] Tomas A., Matusiak P., Sałkiewicz B.: Układ rozdrabniania placków filtracyjnych dla zakładu mechanicznej przeróbki węgla. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane).
- [13] Zuba M.: Optymalizacja pracy urządzeń kruszących i rozdrabniających. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane).
- [14] Zuba M.: Rozpoznanie i identyfikacja zjawisk zachodzących w trakcie rozdrabniania tzw. placków filtracyjnych. ITG KOMAG, Gliwice 2015 (materiały niepublikowane).
- [15] Materiały niepublikowane ITG KOMAG.



## Zawór hamujący ZH 1

### Streszczenie:

W artykule omówiono koncepcję zaworu hamującego typu ZH 1, przeznaczonego do pracy z emulsjami HFA i HFB lub wodą. Przedstawiono jego główne parametry techniczne, jak również budowę i zasadę działania. Wskazano możliwość zastosowania zaworu w górnictwie, w pomieszczeniach o stopniu „a”, „b” i „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A i B zagrożenia wybuchu pyłu węglowego.

### Abstract:

A concept of ZH 1 braking valve designed for operation with HFA and HFB emulsion or water is discussed. Its main technical parameters as well as its design and principles of operation are presented. Possibilities of using this valve in the mining industry, in rooms of "a", "b" and "c" degree of methane explosion hazard as well as of A and B class of coal dust explosion hazard are indicated.

Słowa kluczowe: silnik hydrauliczny, zawór hamujący, konstrukcja

Keywords: hydraulic motor, braking valve, design

## 1. Wprowadzenie

Szeroki asortyment urządzeń hydraulicznych stosowanych na rynku i dedykowanych do pracy z medium wodnym czy też emulsyjnym (emulsje typu HFA i HFB) nie oferuje rozwiązań zaworów hamujących, współpracujących z silnikami hydraulicznymi (liniowymi i obrotowymi), montowanymi w podnośnikach i wciągnikach. Oferowane zawory często nazywane zaworami przeciwcieżaru bardzo dobrze współpracują z silnikami zasilanymi olejem mineralnym, gdzie ich zadaniem jest niedopuszczenie do niekontrolowanego ruchu odbiorników (wał silnika lub tłok cylindra hydraulicznego) oraz kontrola nad opuszczanym ładunkiem (zwykle poprzez dławienie strumienia wylotowego medium roboczego). Cechują się one kompaktową budową, tworząc zespół zaworów przelewowych i zwrotnych, co umożliwia swobodny przepływ cieczy roboczej w jedną stronę i ograniczony wypływ w drugą (zależny od nastawy zaworu przelewowego). W wielu przypadkach zastępują również zamki hydrauliczne [1, 5, 6, 10, 11].

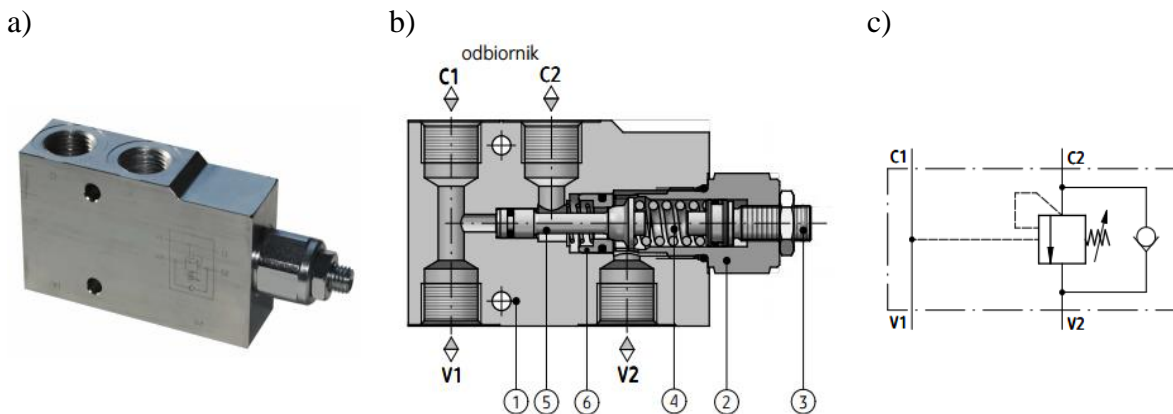
W ciągach technologicznych maszyn wykorzystuje się urządzenia hydrauliczne zasilane emulsjami HFA i HFB lub wodą. Przykładem jest opracowany w ITG KOMAG wciągnik hydrauliczny, przeznaczony do pracy w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego występującego w kopalniach węgla kamiennego [2, 3, 4, 8].

Wciągnik służy do podnoszenia i opuszczania podwieszonych na zawieszaniu elementów maszyn i urządzeń. Próby eksploatacyjne wciągника zasilanego wodą pozwoliły stwierdzić, że opuszczana masa, mimo że nie opada gwałtownie, to może powodować niekontrolowany ruch łańcucha (rozbieganie), ze względu na niską lepkość cieczy roboczej jaką jest woda i występujące przecieki w hydraulicznych podzespołach roboczych urządzenia (głównie w silniku) [7]. Skłoniło to do opracowania zaworu hamującego typu ZH 1, przystosowanego do pracy z cieczami niskolepkimi, możliwego do zastosowania w warunkach kopalni węgla kamiennego.

## 2. Rozwiązania zaworów hamulcowych

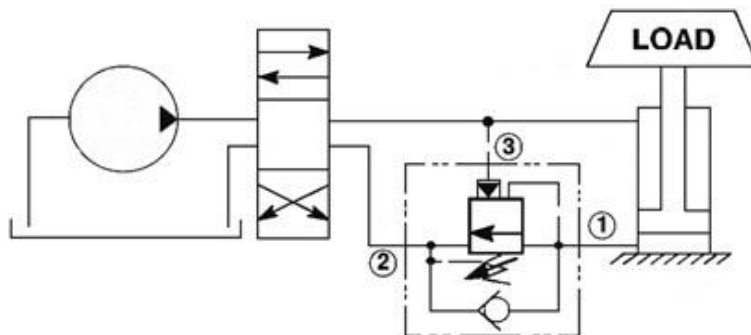
Na rynku polskim oferowanych jest szereg zaworów hamujących (pojedynczych i bliźniaczych) zasilanych olejem mineralnym.

Jednym z nich jest zawór hamujący pojedynczy (rys. 1) stosowany do sterowania otwarciem i nastawiania wielkości strumienia oleju, przy przepływie w jednym kierunku i swobodnym przepływie w kierunku przeciwnym. W układach hydraulicznych z cylindrem (rys. 2), zawór może być wykorzystywany do hamowania ruchów jego tłoka (obciążonego siłą zewnętrzną). Może też pełnić rolę zamka hydraulicznego oraz zaworu przelewowego w przypadku wystąpienia przeciążenia od strony cylindra [14].



Rys. 1. Zawór hamujący typu UZPHE6

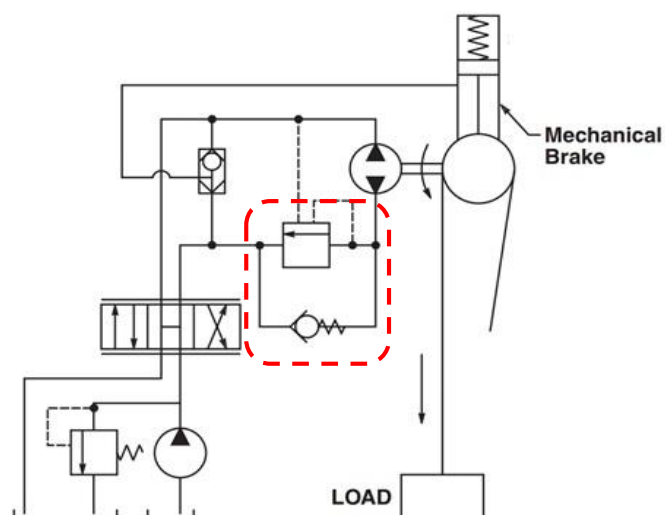
a) widok, b) przekrój: 1 - korpus, 2 - zawór zwrotno-przelewowy, 3 - nastawa, 4 - sprężyna, 5 - tłoczek, 6 - zawór zwrotny, c) symbol graficzny [15]



Rys. 2. Zawór hamujący w układzie hydraulicznym z cylindrem [16]

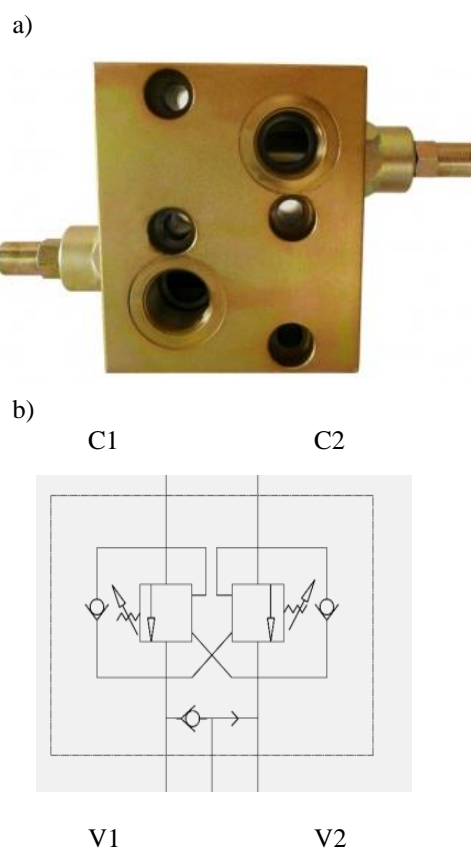
Oprócz typowego zastosowania, zawór hamujący używany jest również w silniku hydraulicznym wciągarki do kontrolowanego ruchu (obrotu) jego wału. Umożliwia to łagodne i kontrolowane opuszczanie ładunku oraz ograniczenie maksymalnego ciśnienia w przypadku przeciążenia układu [2].

Na rysunku 3 przedstawiono zabudowę zaworu hamującego w układzie z silnikiem hydraulicznym.

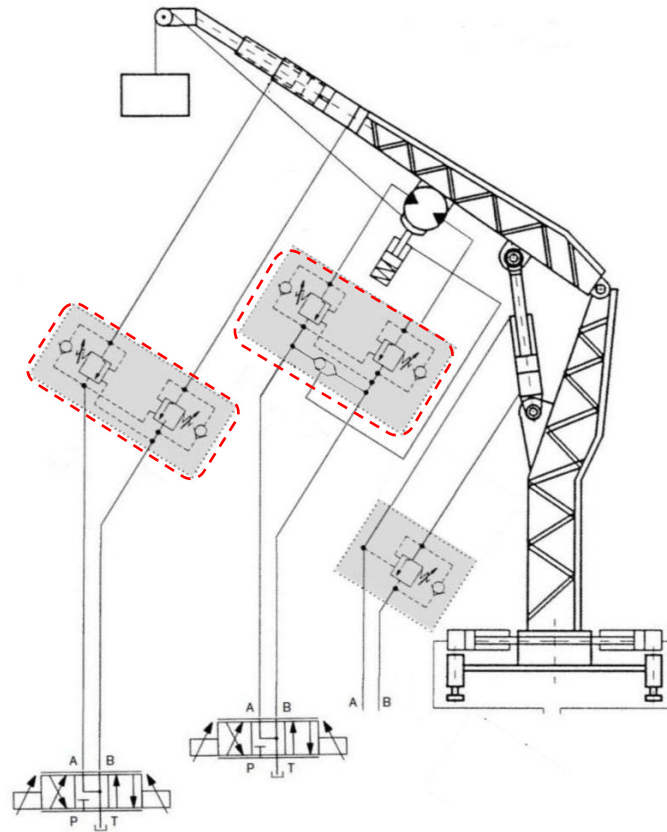


Rys. 3. Zawór hamujący w układzie hydraulicznym z silnikiem [14]

W przypadku, gdy zachodzi konieczność kontroli i zabezpieczenia obu kierunków ruchu odbiornika (podnoszenie i opuszczanie ładunku), stosowane są zawory hamujące bliźniacze (rys. 4), składające się z dwóch zaworów pojedynczych. Zawory bliźniacze wyposażone są dodatkowo w zawory alternatywne. Takie rozwiązania stosowane są w układach z silnikami hydraulicznymi z hamulcem. W układach hydraulicznych z cylindrem (rys. 5), zawór bliźniaczy pełni rolę zamka hydraulicznego, zapobiegającego niekontrolowanemu zsuwowi tłoka.



Rys. 4. Zawór hamujący typu VBCDF DE: a) widok, b) symbol graficzny [13]



Rys. 5. Zwory hamujące bliźniacze współpracujące z cylindrem hydraulicznym i silnikiem hydraulicznym [12]

### 3. Zawór hamujący przeznaczony do pracy z cieczami niskolepkimi

Coraz szersze stosowanie w układach hydraulicznych mediów nieolejowych, skłoniło ITG KOMAG do opracowania zaworu hamującego, przystosowanego do pracy z medium wodnym oraz emulsjami typu HFA i HFB. Zawór o roboczej nazwie ZH 1 charakteryzuje się następującymi parametrami:

– wymiary	ok. 120x100x50 mm
– ciecz robocza	woda, emulsja typu HFA, HFB
– maksymalne ciśnienie cieczy roboczej	35 MPa
– masa	ok. 5 kg

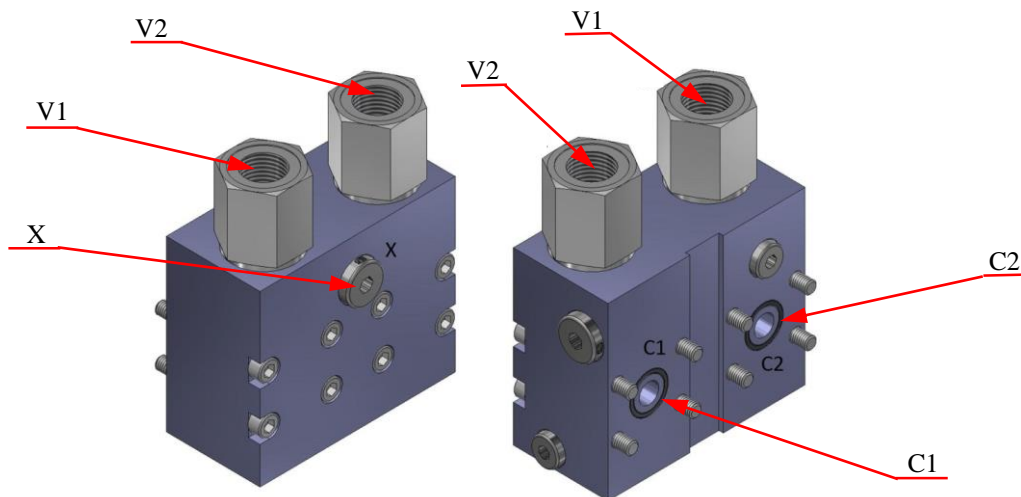
Spełnia on wymagania dotyczące bezpieczeństwa użytkowania, jak również wytyczne zawarte w następujących dokumentach:

- PN-EN 982+A1:2008 Bezpieczeństwo maszyn – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów – Hydraulika.
- PN-EN ISO 12100:2012 Bezpieczeństwo maszyn - Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka.
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dz. U. 2008 nr 199 poz. 1228).
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz. U. 2005 nr 263 poz. 2203).

- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dziennik Ustaw z 2 września 2002 r., Nr 139, poz. 1169).
- Ustawa z dnia 30 sierpnia 2002 r. o systemie oceny zgodności (Dziennik Ustaw z 7 października 2002 r., Nr 166, poz. 1360, obowiązująca wraz z późniejszymi zmianami od 1 stycznia 2003 r. Dziennik Ustaw Nr 80, poz. 718, Nr 130, poz. 1188 i nr 170, poz. 1652 z 2003 r).

#### 4. Budowa i zasada działania zaworu

Zawór hamujący ZH 1 (rys. 6) składa się z korpusu, w którym zabudowano dwa zawory zwrotno-przelewowe, wyposażone w przyłącza zasilające V1 i V2. W korpusie wykonano gniazda portów roboczych (od strony odbiornika) C1 i C2 oraz gniazdo portu odhamowania X.



Rys. 6. Zawór hamujący ZH 1 [9]

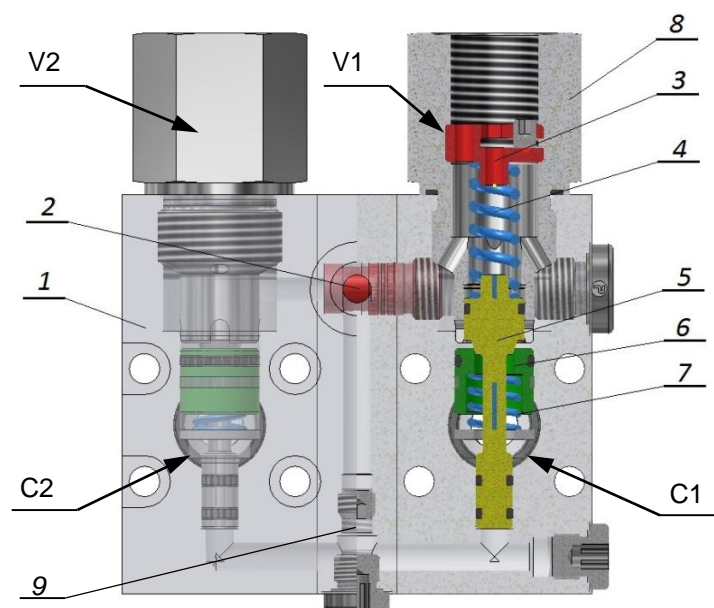
Konstrukcja zaworu umożliwia jego zabudowę na odbiorniku (np. silniku hydraulicznym), bez przewodów pośrednich, co znacznie poprawia bezpieczeństwo użytkowania (ograniczenie możliwości uszkodzenia przewodów hydraulicznych łączących odbiornik z zaworem będących pod ciśnieniem). W przypadku zastosowania silników hydraulicznych z hamulcami negatywnymi (odhamowywanymi ciśnieniem cieczy), hamulec może być podłączony do portu X.

Budowę zaworu hamującego przedstawiono na rysunku 7. Wewnątrz korpusu zamontowano zawór alternatywny, służący do wytworzenia sygnału odhamowania, w przypadku przyłączenia dodatkowych odbiorników np. hamulców tarczowych.

Górną granicą zadziałania zaworu zwrotno-przelewowego ustala się poprzez wkręcenie nakrętki regulacyjnej, oddziałującej na sprężynę i suwak sterujący. Suwak osadzony jest w korpusie zaworu i przymyka gniazdo pływające podparte dodatkową sprężyną.

Podanie medium pod ciśnieniem do portu V1 powoduje przesunięcie się gniazda pływającego w dół i otwarcie drogi przepływu z kanału V1 do kanału C1. Jednocześnie, poprzez zawór alternatywny i zawór dławiący strumień cieczy oddziałuje na powierzchnię czołową suwaka sterującego drugiego zaworu zwrotno-przelewowego (bliźniaczego). Powoduje to jego przesunięcie w górę i otwarcie drogi przepływu z portu C2 do V2.





Rys. 7. Budowa zaworu hamującego ZH 1

1 - korpus, 2 - zawór alternatywny, 3 - nakrętka regulacyjna, 4 - sprężyna, 5 - suwak sterujący, 6 - gniazdo pływające, 7 - sprężyna, 8 - przyłącze zasilające, 9 - zawór dławiący [9]

W przypadku, gdy przepływ strumienia zasilającego jest mniejszy niż to wynika z oddziaływania sił zewnętrznych na odbiornik, ciśnienie w kanale C1 zanika (występuje podciśnienie). Nie występuje zatem siła mogąca powodować otwarcie drogi z C1 do V1 - następuje hamowanie ruchu odbiornika. Po ponownym wzroście ciśnienia w kanale zasilającym, następuje przepływ cieczy z C1 do V1. Taki mechanizm działania tworzy równowagę, na którą ma wpływ natężenie przepływu oraz ciśnienie zasilania, skutkuje płynnym ruchem odbiornika (obrotom wału silnika hydraulicznego lub przesuwem tłoka cylindra hydraulicznego), który jest niezależny od sił zewnętrznych oraz prędkości ruchu podnoszonej bądź opuszczanej masy. W przypadku braku zasilania hydraulicznego, kanały V1 i V2 powinny być połączone ze spływem.

Gdy na odbiorniku występuje obciążenie, na wyjściach zaworu hamującego pojawia się ciśnienie. Jeżeli ciśnienie to przekracza nastawę zaworu, suwak sterujący, pod wpływem tego ciśnienia, przesuwany jest w górę, umożliwiając przepływ części cieczy z portu C1 do V1 lub C2 do V2. Dzieje się tak aż do momentu, w którym ciśnienie pochodzące od odbiornika będzie niższe niż nastawy zaworu.

## 5. Podsumowanie

W technice górniczej rozwiązania hydrauliczne zasilane wodą lub emulsjami typu HFA i HFB stosowane są sporadycznie. Spowodowane jest to brakiem oferowanych na rynku zaworów przystosowanych do pracy z takim medium. Uwzględniając potrzeby przemysłu, w tym górnictwa, w ITG KOMAG opracowano koncepcję zaworu hamującego, przeznaczonego do zastosowania w nieolejowych układach hydraulicznych z silnikami (obrotowymi i liniowymi), stosowanymi do podnoszenia i opuszczania części maszyn o znacznych masach. Budowa zaworu pozwala na jego stosowanie w urządzeniach pracujących w agresywnym środowisku kopalnianym, w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Może być także zastosowane w innych, dziedzinach przemysłu, w których stosowanie oleju mineralnego do napędu maszyn i urządzeń jest niewskazane.

## Literatura

- [1] Bednarski S.: Kontrolowany ruch siłownika z obciążeniem czynnym. *Hydraulika i Pneumatyka* 2012, nr 2, 10-14.
- [2] Cebula D., Kalita M.: Innowacyjne rozwiązania ITG KOMAG w zakresie górniczych urządzeń dźwignicowych. W: *Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa: Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność. KOMTECH 2013*. Red. nauk.: A. Klich, E. Pieczora. Gliwice: ITG KOMAG, 2013, s. 257-266.
- [3] Dąbek P., Deja P., Kalita M.: Typoszereg wciągników łańcuchowych efektem współpracy Instytutu Techniki Górniczej KOMAG z Fabryką Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o. W: *Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa: Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność. KOMTECH 2014*. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2014, s. 113-124.
- [4] Dąbek P., Kalita M.: Nowe rozwiązania pneumatycznych i hydraulicznych wciągników łańcuchowych. W: *Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych: monografia*. Kraków: Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, 2013, s. 242-250.
- [5] Gronert M., Lamentowicz R.: Zawory hamulcowe w układach wciągarki. *Napędy i Sterowanie* 2008, nr 9, 188-192.
- [6] Hunt T., Vaughan N.: *The hydraulic handbook*. 9th Edition. Oxford: Elsevier Advanced Technology, 1996. ISBN 1-85617-250-3.
- [7] Kalita M. i in.: Próby ruchowe hydraulicznego wciągnika łańcuchowego HeWŁ-3/6A. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane).
- [8] Kalita M., Prostański D.: Mechanizacja robót w kamiennych wyrobiskach górniczych. W: *Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa: Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność. KOMTECH 2011*. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2011, s. 17-28.
- [9] Rojek P. i in.: Opracowanie projektu wstępnego zaworu hamującego, dokumentacji technicznej zaworu hamującego, instrukcji oryginalnej, warunków technicznych oraz analizy ryzyka. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane).
- [10] Stawiński Ł.: Stanowisko laboratoryjne do badań układów hydrostatycznych ze zmiennym obciążeniem. *Hydraulika i Pneumatyka* 2014, nr 1, s. 9-12.
- [11] Stawiński Ł.: Badania symulacyjne układu hydrostatycznego z zaworem counterbalance. W: *Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2012: Stan, potrzeby, oczekiwania i możliwości: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna*, Wrocław, 16-18 maja 2012 r. Wrocław: Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, 2012, s. 246-254.
- [12] Katalog DENISON HYDRAULIC  
<http://www.oleodinamica.com.mx/pdf/valvulas.pdf> (12 grudnia 2014).
- [13] Katalog GRENE  
[http://www.grene.pl/katalogi/hydraulika\\_silowa/files/assets/downloads/publication.pdf](http://www.grene.pl/katalogi/hydraulika_silowa/files/assets/downloads/publication.pdf) (11 grudnia 2014).
- [14] Katalog Parker: Load and Motor Control Valves  
<http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/IHD/LMsection.pdf> (09 grudnia 2014).
- [15] Katalog PONAR Wadowice  
<http://www.ponar-silesia.pl/var/files/3887/pl/4198.pdf> (10 grudnia 2014).
- [16] Katalog SUN: Sun Hydraulics Technical Tips  
[http://www.sunhydraulics.com/sites/default/files/media\\_library/tech\\_resources/TT\\_US\\_Ctrbal\\_POCK.pdf](http://www.sunhydraulics.com/sites/default/files/media_library/tech_resources/TT_US_Ctrbal_POCK.pdf) (10 grudnia 2014).

## Projektowanie napędów maszyn górniczych zasilanych z baterii akumulatorów nowej generacji

mgr inż. Zdzisław Budzyński  
mgr inż. Bartosz Polnik  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

W artykule przedstawiono problemy związane z konstruowaniem maszyn górniczych na przykładzie ciągnika podwieszonego, w którym zastosowano po raz pierwszy w światowym górnictwie, nową generację baterii akumulatorów z ogniwami litowymi. Szczególną uwagę zwrócono na bezpieczeństwo w czasie eksploatacji i na specjalne, dotychczas nie stosowane, systemy zabezpieczeń baterii akumulatorów, umożliwiające pracę w wyrobiskach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Obecnie stosowane baterie z ogniwami ołowiowo-kwasowymi wymagają specjalnych komór do ładowania, nowe rozwiązanie z ogniwami litowymi jest przystosowane do ładowania w dowolnym miejscu trasy transportowej. Ciągnik PCA-1 dostosowany jest do ładowania z ogólnodostępnych urządzeń górniczych, będących na wyposażeniu kopalń.

### Abstract:

Problems of designing the mining machines on the example of suspended drivetrain, in which the new generation batteries with lithium cells were used for the first time in the mining industry are presented. Special attention was paid to safety measures enabling operation in workings threatened by methane and/or coal dust explosion hazard, which had been not used before. The batteries with lead-acid cells used so far, require special rooms for recharging, the new solutions with lithium cells enables charging the batteries at any place along the transportation route. PCA-1 drivetrain is adapted to be charged from all devices available in the mine.

Słowa kluczowe: napędy maszyn górniczych, baterie akumulatorów, ogniwa litowe, zabezpieczenia baterii, aparatura łączeniowa

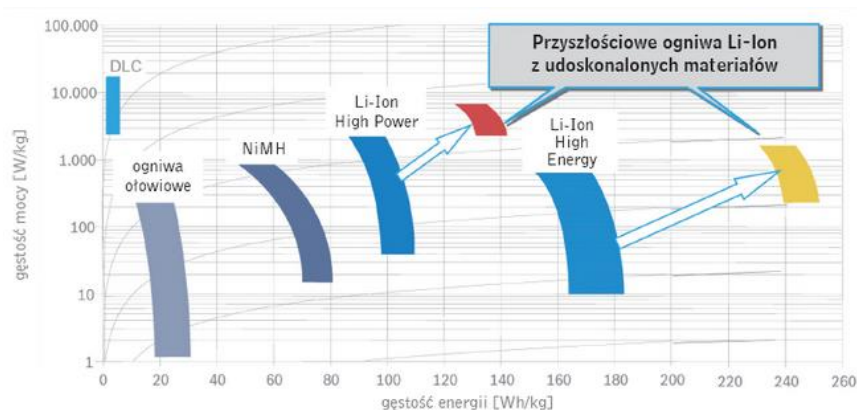
Keywords: drives of mining machines, pack of batteries, lithium cells, batteries protection systems, connecting devices

## 1. Rodzaj ogniw i parametry energetyczne baterii

Ciągniki podwieszone zaprojektowane i wykonane w kraju są pierwszymi w światowym górnictwie maszynami górniczymi w wykonaniu przeciwwybuchowym, które są zasilane z baterii akumulatorów litowych. Napędy maszyn górniczych zasilanych z baterii ogniw w zależności od przeznaczenia, wymagają ciągłego dostarczania im energii elektrycznej o odpowiednich parametrach, przez całą zmianę wydobywczą. W zależności od przeznaczenia maszyny i jej charakteru pracy, bateria może być wymieniana lub ładowana w trakcie postojów technologicznych. Podstawowym parametrem do sporządzenia poprawnego bilansu energetycznego jest moc zainstalowana na maszynie, liczba cykli oraz występujące obciążenia. Istotnym jest wybór napięcia zasilania baterii, który musi uwzględniać napięcie znamionowe dostępnych na rynku silników lub możliwość ich przezwojenia, w ramach posiadanego certyfikatu [4]. Ustalone napięcie zasilania pozwala wybrać rodzaj ogniwa i jego pojemność. Dostępne na rynku ogniwa różnią się napięciem, gęstością energii i mocy oraz trwałością, ilością cykli ładowania i typoszeregiem pojemności (rys. 1).

Dobór ogniw uzależniony jest od warunków pracy maszyny. Dla lokomotyw szynowych istotą jest kryterium dużej masy. Dla ciągników podwieszonych, celowym jest stosowanie ogniw charakteryzujących się małą masą i gabarytami (dużym wskaźnikiem gęstości energii Wh/kg) [2]. Cechami tymi charakteryzują się ogniwa nowej generacji, z grupy litowych:

- Litowo-jonowe (Li-ion), o napięciu znamionowym 3,3 V,
- Litowo-polimerowe (Li-poly), o napięciu znamionowym 3,7 V,
- Litowo-żelazowo-fosforanowe (Li-FePO<sub>4</sub>), o napięciu znamionowym 3,2.



Rys. 1. Parametry ogniw akumulatorowych [6]

Ogniwa litowo-jonowe posiadają jedną ujemną elektrodę wykonaną z grafitu i drugą dodatnią, z tlenków metali. Elektrolit tworzą złożone chemicznie sole litowe rozpuszczone w mieszaninie organicznych rozpuszczalników. Pierwsze akumulatory, z powodu nierównomiernego odkładania się metalicznego litu na elektrodzie ujemnej podczas ładowania, stwarzały zagrożenie wybuchem. Dopiero akumulatory wykonane po 1991 r. z zastosowaniem litu w postaci jonów (bez metalicznego litu) oraz po wykonaniu elektrody dodatniej z tlenków kobaltu, niklu lub manganu, a elektrody ujemnej ze specjalnego grafitu, stały się bezpieczniejsze. Wydzielane na elektrodzie ujemnej, podczas ładowania, atomy litu nie tworzą metalicznej warstwy, lecz wnikają w jej strukturę. Parametrami optymalnej pracy, w aspekcie żywotności ogniw, jest temperatura otoczenia od  $-20^{\circ}\text{C}$  do  $+70^{\circ}\text{C}$ . Zaletami tych ogniw jest stosunkowo wysoka gęstość mocy i energii. Charakteryzują się one cechą braku „efektu pamięci”. Baterię akumulatora można ładować i doładowywać wielokrotnie, bez obawy o żywotność akumulatora. Zaletą jest też niski stopień samoczynnego rozładowania [7].

Obecnie dostępne są na rynku ogniwa litowe o dużych pojemnościach: polimerowe produkcji południowokoreańskiej oraz żelazowo-fosforanowe produkcji chińskiej.

Rozwiązaniem przyszłościowym, z uwagi na parametry oraz brak ładowania energią elektryczną, będą akumulatory wanadowe, składające się z dwóch komór, oddzielonych od siebie półprzewodzącą przegrodą. Zazwyczaj elektrody są grafitowe. Komory są wyłożone grafitem, a wnętrze komór wypełnione watą grafitową. Do komór tłoczony jest ze zbiorników wodny roztwór jonów wanadu w kwasie siarkowym, zawierający wanad o różnym stopniu utlenienia. W wyniku procesów elektrochemicznych, które zachodzą w roztworach na elektrodzie dodatniej, pojawia się niedobór a na ujemnej nadmiar elektronów. Zamiast elektrycznego ładowania, wymienia się roztwory a zużyte podlegają regeneracji.

Maszyny mobilne zasilane z baterii akumulatorów litowych nowej generacji charakteryzują się wieloma zaletami, tj.:

- nieograniczonym zasięgiem pracy urządzenia,
- możliwością doładowywania baterii w miejscu pracy,
- zastosowaniem typowych, dopuszczonych silników indukcyjnych lub z magnesami trwałymi,
- płynną regulacją prędkości oraz zmianą kierunku jazdy,
- odzyskaniem energii w procesie hamowania elektrycznego,
- brakiem negatywnego oddziaływania ogniw na środowisko pracy,
- modułową konstrukcją urządzenia.

## 1.1. Obliczenia energetyczne

Sposób sporządzenia bilansu energetycznego przedstawiono na przykładzie ciągnika akumulatorowego PCA-1. Do wykonania obliczeń zapotrzebowania energii przyjęto dwa silniki o mocy 1,1 kW każdy, do mechanizmu jazdy oraz opcjonalnie dwa silniki mocy 1,1 kW, do obsługi belki transportowej w czasie załadunku i rozładunku. W bilansie energetycznym uwzględniono występujące obciążenia w czasie cyklu pracy oraz przyjęto możliwość dwukrotnego doładowania baterii przez 10 minut na stacjach transportowych. Wyniki obliczeń wykazały, że zapotrzebowanie energetyczne dla ciągnika wynosi 4,86 kWh/zmianę, a ciągnika z belką transportową 4,98 kWh/zmianę. W przerwach między zmianami przewidziano ładowanie uzupełniające [1].

## 1.2. Parametry ogniów

Dostępne silniki samohamowne o mocy 1,1 kW produkowane są na napięcia 3x230 V, 3x400 V oraz 3x500 V. Założono, że ładowanie baterii odbywać się będzie z ogólnie dostępnych zespołów transformatorowych, będących na wyposażeniu kopalń. Wybrano zatem napięcie 3x230 V. Dla ww. napięcia sieci 3-fazowej napięcie baterii powinno wynosić min. 322 V DC. Dla baterii o napięciu 322 V i energii 4,98 kWh należało zastosować 100 ogniów o napięciu znamionowym 3,2 V i pojemności min. 15 Ah. Z uwagi na wymóg monitorowania każdego ogniwa w czasie pracy i ładowania, należy dążyć do ograniczenia liczby ogniów w baterii. W rozwiązaniu ciągnika PCA-1 zestawiono baterię z 15 ogniów o pojemności 100Ah, uzyskując wymaganą energię (napięcie 48 V DC). Konieczny do zamiany zasilania prądu stałego na przemienny, przekształtnik energoelektroniczny zasilają uzwojenie pierwotne transformatora. Napięcie wtórne transformatorowe wynosi 3x230 V AC i jest źródłem zasilania dla silników napędowych [5]. Zastosowanie transformatora jest ekonomicznie uzasadnione tylko do niewielkich mocy zainstalowanych w maszynie (oprócz korzyści w ograniczeniu liczby ogniów dodatkowo uzyskujemy galwaniczną separację sieci prądu stałego od przemiennego).

## 2. Wymagania norm w zakresie ogniów nowej generacji przeznaczonych do stosowania w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem

Podstawowe normy zharmonizowane z Dyrektywą ATEX w zakresie stosowania ogniów i baterii litowych o dużych pojemnościach w maszynach górniczych stanowią:

- a) PN-EN 60079-0:2013-03 Atmosfery wybuchowe - Część 0: Urządzenia - Podstawowe wymagania. Norma dopuszcza stosowanie ogniów litowych zgodnie z normą IEC 61960. Baterie wewnątrz urządzeń przeciwwybuchowych powinny składać się wyłącznie z ogniów połączonych szeregowo. Dopuszcza się wymianę ogniów jak również baterii przez użytkownika.
- b) PN-EN 60079-1:2014-12 Atmosfery wybuchowe. Część 1: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon ognioszczelnych „d”. W aneksie E (normatywnym) tej normy pkt. E.1 nie dopuszcza się stosowania we wnętrzu osłony ognioszczelnej ogniów i baterii, które w czasie normalnej pracy mogą uwalniać gazy elektrolityczne (albo za pomocą naturalnej wentylacji albo ciśnieniowego zaworu odprężającego). Punkt E.2.1 dopuszcza stosowanie ogniów litowych spełniających wymagania normy IEC 61960 oraz dopuszcza możliwość



ładowania we wnętrzu osłon ognioszczelnych ogni w zamknięciem gazoszczelnym, po spełnieniu wymagań pkt. E.5.2 określonych przez producenta w dokumentacji warunków ładowania oraz powinny być zastosowane elementy zabezpieczenia w celu zapewnienia, że warunki nie są przekroczone. Muszą być spełnione wymagania pkt. E.5.5, gdy bateria jest wyposażona w element zabezpieczenia odłączający prąd ładowania i zabezpieczający przed powstawaniem i możliwością uwalniania gazów elektrolitycznych, jeżeli napięcie dowolnego ogniwa w baterii przekroczy napięcie maksymalne, określone przez producenta ogniwa.

- c) PN-EN 60079-2:2014-2 Atmosfery wybuchowe. Część 2: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon gazowych z nadciśnieniem „p”. W aneksie G (normatywnym) tej normy dopuszcza stosowanie ogni w litowych zgodnie z normą PN-EN 60079-0.
- d) PN-EN 60079-5:2015-5 Atmosfery wybuchowe. Część 5: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłony piaskowej „q”. Norma dopuszcza stosowanie ogni w litowych o znamionowym prądzie nie większym niż 16 A, o napięciu niższym od 1000 V i znamionowej mocy mniejszej lub równej 1000 W.
- e) PN-EN 60079-7:2010 Atmosfery wybuchowe – Część 7: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą budowy wzmocnionej "e". Norma nie przewiduje możliwości stosowania baterii litowych o pojemności większej niż 25 Ah.
- f) PN-EN 60079-18:2010 Atmosfery wybuchowe – Część 18: Zabezpieczenie za pomocą hermetyzacji "m". Norma dopuszcza stosowanie baterii litowych bez ograniczeń. Wymagania co do stosowania jak w normie PN-EN 60079-1:2014-12.

Normy zharmonizowane z Dyrektywą ATEX umożliwiają zastosowanie baterii litowych o pojemnościach większych od 25 Ah w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego, w osłonie ognioszczelnej „d”, w osłonie gazowej z nadciśnieniem „p” oraz za pomocą hermetyzacji „m”.

Stosowanie osłony gazowej dla obudowy posiadającej dużą ilość pokryw, złączy i wpustów przewodowych jest technicznie nieuzasadnione. Zastosowanie osłony za pomocą hermetyzacji „m” wyklucza możliwość wymiany pojedynczych ogni. Ogniwa o dużej pojemności są bardzo drogie i ten sposób stosowania zabezpieczeń jest ekonomicznie nieuzasadniony.

Jedynym sposobem zastosowania baterii litowych o pojemnościach większych od 25 Ah w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego jest umieszczenie ich w osłonie ognioszczelnej „d” i spełnienie wymagań Aneksu E.

### **3. Zabezpieczenia baterii akumulatorów w tym upływowych, w celu kontroli stanu izolacji sieci maszyny**

Baterie zestawione z ogni w litowych są szczególnie wrażliwe na niewłaściwą eksploatację, polegającą na ładowaniu prądem wyższym od dopuszczalnego. Przeładowanie baterii może spowodować uszkodzenie ogni, a nawet pożar. Podstawowym problemem w zakresie zabezpieczeń w takich układach jest kontrola stanu izolacji sieci prądu stałego maszyny oraz zabezpieczenie przed nadmiernym rozładowaniem i przeładowaniem ogni.

Stosowane dotychczas maszyny górnicze, zasilane z sieci prądu stałego, to lokomotywy akumulatorowe wyprodukowane w latach 60. i 70. ubiegłego wieku, eksploatowane bez zabezpieczeń ziemnozwarciowych. Obecnie obowiązujące przepisy wymagają stosowania tych zabezpieczeń zarówno w sieciach prądu przemiennego, jak i stałego.

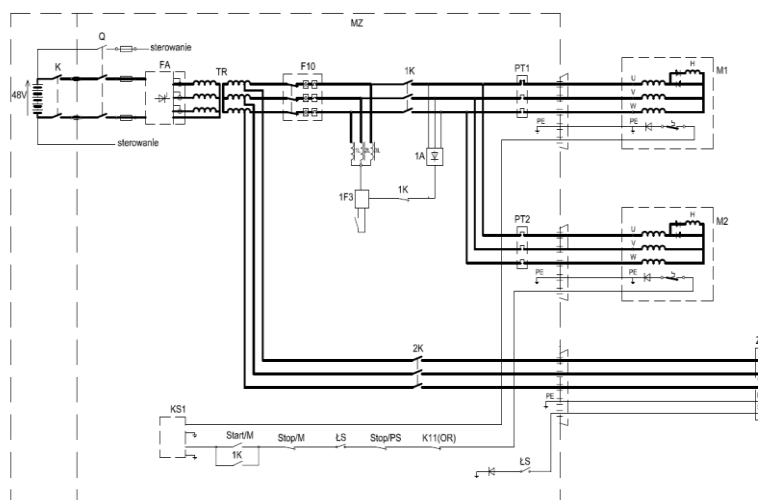
W normie PN-EN 1710+A1 z 2010 roku dotyczącej „Urządzeń i podzespołów przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem w podziemnych wyrobiskach górniczych” w pkt. 4.3.4 sformułowano zapis, iż ochrona ziemnozwarciowa powinna być wykonana zgodnie z wymaganiami normy EN 60204-1 oraz że „W pojazdach zasilanych z akumulatorów ....obniżenie wartości rezystancji powinno być sygnalizowane operatorowi.” Ostatnim zapisem tego punktu jest „Uwaga 3 Wartości dopuszczalne zawarte są w przepisach krajowych”. Dla sieci prądu stałego brak jest zapisów w przepisach krajowych, dotyczących nastaw rezystancji oraz czasów zadziałania.

Wymagania dotyczące czasów zadziałania są określone tylko dla sieci prądu przemiennego. Norma PN-EN 60204-1:2010, na którą powołuje się norma PN-EN 1710+A1 w rozdziale „6.3 Ochrona przed dotykiem bezpośrednim” podaje, że wyłączenie przez urządzenie ochronne powinno nastąpić w wystarczająco krótkim czasie, tak aby ograniczyć trwanie napięcia dotyku. W załączniku A do normy podano wymagane czasy zadziałania urządzenia ochronnego tylko dla sieci TN.

Definicja „wystarczająco krótki czas” może być zatem różnie interpretowana przez jednostki certyfikujące, np.: skoro brak jest nastaw rezystancji oraz czasów zadziałania dla sieci prądu stałego, to należy przyjąć parametry jak dla sieci prądu przemiennego. Producenci zabezpieczeń dla sieci prądu stałego nie spełniają parametrów sieci prądu przemiennego uważając, że obniżenie rezystancji zgodnie z normą PN-EN 60204-1:2010 w pojazdach zasilanych z akumulatorów powinno być jedynie sygnalizowane operatorowi.

Rozwiązaniem nie budzącym żadnych wątpliwości jest usytuowanie baterii, przemiennika częstotliwości oraz transformatora separującego w jednej osłonie ognioszczelnej. Przykładem zabezpieczenia sieci prądu przemiennego galwanicznie separowanego od sieci prądu stałego przedstawiono na rysunku 2.

Zestawiona z szeregowo połączonych ogniw bateria wymaga stałego systemu nadzoru i zarządzania, polegającego na monitorowaniu parametrów napięcia i temperatury każdego ogniwa. Ogniwa wykonane przez producenta z pewną tolerancją, w czasie ich użytkowania powodują, że różnice między nimi mogą się powiększać. Sumaryczne napięcie baterii może być mniejsze od znamionowego, co może sugerować, że należy ją doładować. Uruchomienie procedury ładowania baterii może spowodować niebezpieczne przeładowanie ogniwa o najwyższym napięciu. Analogicznie niskie napięcie baterii w zakresie dopuszczalnym przez producenta może powodować wchodzenie najsłabszego ogniwa w stan głębokiego rozładowania.



Rys. 2. Schemat zasilania z zabezpieczeniem ziemnozwarciowym sieci prądu przemiennego [ 3]

Na rynku akumulatorów oferowane są urządzenia do nadzoru i zarządzania ogniwami o napięciach nie stosowanych w górnictwie. Niektórzy producenci ogniw, oferują wykonanie do zamówionych baterii systemu tzw. BMS (Battery Management System), w których monitorowane są parametry ogniw oraz realizowane jest wyrównywanie napięć (aktywne lub pasywne). System aktywnego wyrównywania napięć w baterii polega na pomiarze napięcia każdego ogniwa i doładowaniu ogniwa o najniższym napięciu, przez określony w programie kontrolera czas, prądem z wewnętrznej ładowarki. Po tym czasie następuje przerwanie doładowania i ponowny pomiar napięć wszystkich ogniw, po którym następuje cykl doładowania ogniwa będącego aktualnie o najniższym napięciu.

System pasywny polega na pomiarze napięć wszystkich ogniw baterii, a następnie równoważeniu napięć przez czasowe rozładowanie układem rezystancyjnym ogniwa o najwyższym napięciu. Systemy aktywne, jak i pasywne reagują na stany awaryjne np.: wzrost temperatury ogniwa, oraz przekroczenie minimalnego i maksymalnego napięcia dopuszczalnego przez producenta ogniw. Pozostałe zabezpieczenia wymagane przepisami i normami nie stanowią większego problemu.

#### **4. Aparatura łączeniowa dla sieci prądu stałego**

W przemyśle oraz energetyce podstawowymi sieciami zasilającymi są 3-fazowe sieci prądu przemiennego o częstotliwości 50 Hz lub 60 Hz i napięciu od 400 V wzwyż. Sieci prądu stałego stosowane są jedynie w trakcji elektrycznej w komunikacji kolejowej oraz komunikacji miejskiej tramwajowej i trolejbusowej. W związku z powyższym na rynku znajduje się głównie aparatura łączeniowa przystosowana do stosowania ww. sieciach. Dla napędów zasilanych z baterii akumulatorów, które z reguły są na napięcia niższe od napięć w trakcji elektrycznej, brak jest aparatury łączeniowej. Stosowanie dostępnej na rynku aparatury w obwodach prądu stałego skutkuje koniecznością jej przewymiarowania prądowego lub łączenie w obwodzie szeregowo dwóch styków głównych przekładników, styczników itp.

Wraz z rozwojem napędów elektrycznych w pojazdach samochodowych należy spodziewać się poprawy w zakresie aparatury łączeniowej przystosowanej do sieci prądu stałego.

#### **5. Stosunek użytkowników oraz jednostek opiniujących i certyfikujących do rozwiązań nowatorskich**

Nowatorskie rozwiązania są traktowane z reguły przez użytkowników z zainteresowaniem, ale również z dużą rezerwą. Zawsze zadawane jest pytanie, gdzie zastosowano już takie rozwiązanie. Szczególnie odnosi się to do ogniw litowych, których niebezpieczne przypadki pożarów wzbudzają niepokój.

Jednostki oceniające, również w przypadku zastosowania ogniw litowych, zachowują dużą rezerwę, a jeżeli podejmują się certyfikowania takich maszyn to wymagają nadzwyczajnych środków w zakresie konstrukcji, jak i zabezpieczeń. Największą uwagę koncentrują na zabezpieczeniu baterii akumulatorów litowych przed możliwością przeładowania. Przykładowo, dla ciągników przystosowanych do pracy po upadzie można baterię maksymalnie naładować do poziomu 92% jej pojemności znamionowej, aby w przypadku rozpoczęcia pracy po naładowaniu baterii, na trasie wymagającej hamowania nie doszło do jej przeładowania. System zabezpieczeń przed przeładowaniem musi być zdublowany, aby w przypadku awarii jednego z nich ogniwa baterii pozostały w dalszym ciągu zabezpieczone.

## 6. Rozwiązania konstrukcyjne

Podstawowymi problemami, z jakimi musi zmierzyć się projektant, to stała obecność napięcia na maszynie, hamowanie z oddawaniem energii oraz ładowanie baterii.

Problem stałej obecności napięcia zasilania na maszynie, którego praktycznie nigdy nie można wyłączyć, wymaga wykonania specjalnej konstrukcji skrzyni. Wydzielona część skrzyni aparaturowej zawierająca ogniwa powinna być dodatkowo zabezpieczona przed dostępem użytkownika, a prace związane z ich wymianą powinien wykonywać odpowiednio przeszkolony serwis producenta maszyny [7].

Baterie zestawione z ogniw litowych są szczególnie wrażliwe na niewłaściwą eksploatację, polegającą na ładowaniu prądem wyższym od dopuszczalnego, co powoduje wzrost temperatury oraz przeładowanie baterii, co może spowodować uszkodzenia ogniw, a nawet ich pożar. Konieczne są zatem ograniczenia w systemach hamowania i ładowania baterii.

Niektóre z dostępnych ogniw litowych nie posiadają sztywnej obudowy. Wymagają więc wykonania specjalnej konstrukcji mechanicznej do mocowania mechanicznego i elektrycznego.

## 7. Podsumowanie

Zastosowanie akumulatorów nowej generacji, charakteryzujących się bardzo dobrymi wskaźnikami gęstości energii do masy, stanowi alternatywę w stosunku innych źródeł energii.

Na podstawie analizy norm zharmonizowanych z Dyrektywą ATEX, jedynym sposobem zastosowania baterii litowych o dużej pojemności jest ich umieszczenie w osłonie ognioszczelnej „d”.

W związku z brakiem zapisów w normach, dotyczących nastaw rezystancji i czasów zadziałania zabezpieczeń ziemnozwarciowych w obwodach prądu stałego, rozwiązaniem jest usytuowanie baterii i przekształtnika energoelektronicznego w jednej osłonie ognioszczelnej.

Zabezpieczenie ogniw przed nadmiernym przeładowaniem lub zbyt głębokim rozładowaniem można realizować przez systemy aktywne lub pasywne z poziomem nienaruszalności bezpieczeństwa SIL 2.

Problem stałej obecności napięcia zasilania na maszynie, którego praktycznie nigdy nie można wyłączyć, wymaga wykonania specjalnej konstrukcji mechanicznej obudowy.

Należy przewidywać, że baterie złożone z ogniw nowej generacji znajdą również zastosowanie w napędach hybrydowych maszyn górniczych jako drugie źródło energii.

## Literatura

- [1] Budzyński Z. [red]: Manewrowy ciągnik elektryczny do transportu materiałów i ludzi – Koncepcja zasilania i sterowania, ITG KOMAG, Gliwice 2009 (materiały niepublikowane)
- [2] Budzyński Z., Czerniak D., Drwiega A., Polnik B., 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. Red. nauk.: A. Klich, A. Koziel. Gliwice: ITG KOMAG, 2011.
- [3] Budzyński Z., Dobrzaniecki P., Heliński M., Kaczmarczyk K., Polnik B., Suffner H.: Podwieszony ciągnik akumulatorowy PCA-1 kierunkiem rozwoju nowoczesnych urządzeń transportowych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo -

Efektywność - Niezawodność KOMTECH 2011. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2011.

- [4] Budzyński Z., Kaczmarczyk K., Pieczora E.: Akumulatory nowej generacji w górniczych systemach transportowych na przykładzie ciągnika PCA-1. Napędy i Sterowanie 2012 nr 2 s. 108-111.
- [5] Budzyński Z., Drwięga A., Kaczmarczyk K., Pieczora E.: Innowacyjne rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem akumulatorowym. Maszyny Górnicze 2012 nr 1 s. 19-25,
- [6] Fetzer J.: 59 Międzynarodowa Konferencja dla Prasy Motoryzacyjnej, Boxberg czerwiec 2009 r.
- [7] Kaczmarczyk K.: Podwieszony ciągnik PCA-1 – nowatorskie rozwiązanie do prac transportowych w przodkach chodnikowych. W: Materiały konferencyjne: VI Międzynarodowa Konferencja: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. CBiDGP. Mysłowice – Ustroń 2011.

### *Czy wiesz, że ....*

*...wzrasta znaczenie krajów Afryki Południowej dla globalnej gospodarki. Widać to wyraźnie w stale zwiększającej się aktywności firm z całego świata na tym kontynencie. Kraje takie jak Francja czy USA mają silną pozycję w Afryce od dawna, podczas gdy Chiny, Indie i Brazylia rozpoczęły umacnianie swojej obecności na tamtejszych rynkach już ponad dziesięć lat temu. Przemysł niemiecki jest w Afryce Południowej również obecny, ale znacznie mniej aktywny niż w innych regionach świata. Pomimo dużego potencjału zapewniającego sukces na rynku afrykańskim, firmy niemieckie jak dotąd unikały większego zaangażowania. A tymczasem dla niemieckich dostawców urządzeń górniczych istnieją duże możliwości wzdłuż całego „łańcucha wartości dodanej”, począwszy od działalności poszukiwawczej, a kończąc na procesach przeróbczych. Szczególnie warte podkreślenia są: optymalizacja procesów, zwiększenie wydajności pracy, rozwijanie technologii wydobywania metodą odkrywkową i górnictwa podziemnego, rekultywacja terenów pogórnich oraz kształcenie kadr.*

*Mining Report. Glückauf 2016 nr Special Issue s.62-71*



## Modelowanie charakterystyk pracy indukcyjnego przemiennika momentu

mgr inż. Arkadiusz Tomasz  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

dr hab. inż. Tomasz Trawiński  
Politechnika Śląska

### Streszczenie:

W artykule przedstawiono przegląd rozwiązań przekładni magnetycznych. Zaprezentowano koncepcję indukcyjnego przemiennika momentu, który jest w założeniu przekładnią magnetyczną o zmiennym przełożeniu kinematycznym i dynamicznym, wykorzystującą do przeniesienia napędu zjawisko indukcji napięcia i momentu elektromagnetycznego w przewodniku w zmiennym polu magnetycznym. Łączy cechy przekładni magnetycznych z magnesami trwałymi, takie jak: tłumienie drgań, brak fizycznego styku pomiędzy elementami nadawczym i odbiorczym, cicha praca, z cechą hydrokinetycznego zmiennika momentu, czyli zmiennym przełożeniem kinematycznym i dynamicznym. Zaprezentowano model obwodowo-polowy i numeryczny przemiennika oraz wyznaczone charakterystyki pracy. Na podstawie charakterystyk pracy wariantów przemiennika przeprowadzono analizę możliwości jego zastosowania w napędach maszyn przerobczych.

### Abstract:

The solutions of magnetic gears are reviewed. A concept of induction torque converter, which is a magnetic gear of variable kinematic and dynamic gear ratio, which uses the induction of voltage and electromagnetic torque in a conductor in a changeable magnetic field to transfer drive torque, is presented. It has the features of magnetic gear with permanent magnets such as suppression of vibrations, lack of physical contact between transmitting and receiving components, silent operation and the features of hydro-kinematic torque converter, i.e. variable kinematic and dynamic gear ratio. Circuit-and-field model and numerical model of converter as well as its operational characteristics are given. The possibilities of using the converter in drives of processing machines were analysed on the basis of operational characteristics of torque converter variants.

Słowa kluczowe: maszyny przerobcze, przekładnia magnetyczna, indukcyjny przemiennik momentu

Keywords: processing machines, magnetic gear, induction torque converter

## 1. Wstęp

Przekładnie magnetyczne to mechanizmy, w których do transmisji momentu obrotowego wykorzystywane są siły oddziaływań magnetycznych. Pierwsze koncepcje przekładni magnetycznych opracowano na początku ubiegłego wieku [14]. Stosowane w nich magnesy ferrytowe miały jednak ograniczenia. W porównaniu z innymi rodzajami przekładni, np. zębatymi, przenosiły niewielkie momenty obrotowe. Pod koniec lat 90-tych ubiegłego wieku, w celu zwiększenia zakresu przenoszonych momentów, w przekładniach magnetycznych zaczęto stosować magnesy neodymowe [7].

Przekładnie magnetyczne są ciche, nie występuje w nich tarcie pomiędzy elementami nadawczymi i odbiorczymi, nie wytwarzają ciepła związanego z tarciem, tłumią drgania oraz nie wymagają stosowania środków smarnych [8].

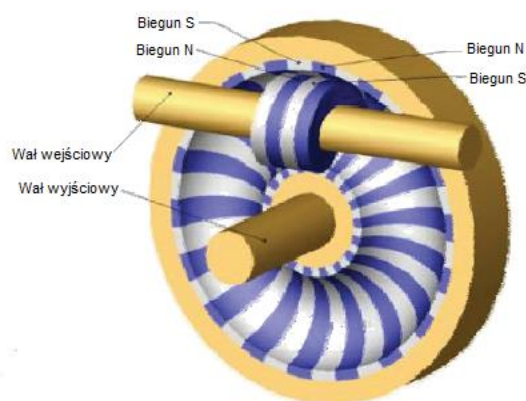
W ITG KOMAG podjęto prace nad szczególnym rodzajem przekładni magnetycznej, o zmiennym przełożeniu kinematycznym i dynamicznym – indukcyjnym przemiennikiem momentu obrotowego. Prowadzone prace mają na celu połączenie w jednym urządzeniu zalet przekładni magnetycznych z cechą hydrokinetycznego zmiennika momentu. Indukcyjny przemiennik momentu ma w założeniu znaleźć zastosowanie w napędach maszyn nierównomiernie obciążonych i narażonych na przeciążenia i rozruch pod obciążeniem.

## 2. Przegląd rozwiązań przekładni magnetycznych

Na przestrzeni kilkudziesięciu lat badań nad przekładniami magnetycznymi, powstało wiele koncepcji i rozwiązań tych mechanizmów. Analizując ich rozwiązania, można dokonać podziału ze względu na następujące kryteria [3, 8]:

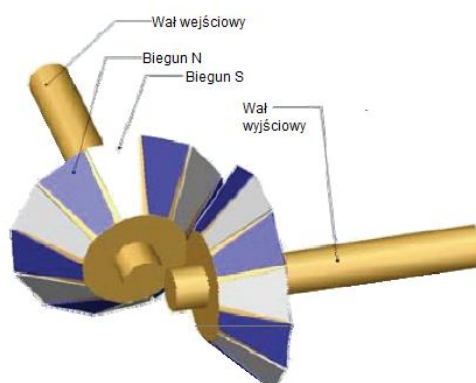
1. Sposób przeniesienia momentu obrotowego:
  - elektromagnetyczne:
    - zasilane elektrycznie,
    - bez zasilania,
  - z magnesami trwałymi (nazywane magnetycznymi, ang. magnetic gear):
    - z elementem pośrednim,
    - bezpośrednie.
2. Wzajemne ułożenie osi koła napędzającego i napędzanego:
  - 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.

Na rysunku 1 pokazano magnetyczną przekładnię ślimakową.



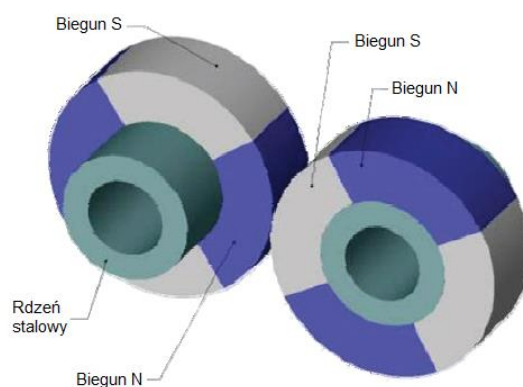
Rys. 1. Magnetyczna przekładnia ślimakowa [1]

Przekładnię tę można analizować jedynie teoretycznie, ze względu na trudności w uzyskaniu wymaganego kształtu i ułożenia biegunów magnetycznych. Wartość gęstości momentu obrotowego  $g_m = 2 \text{ Nm/dm}^3$  [1] jest wynikiem obliczeń teoretycznych.



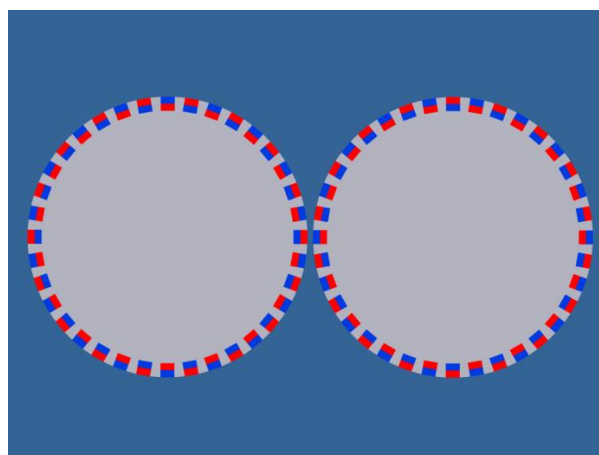
Rys. 2. Magnetyczna przekładnia kątowa [1]

Na rysunku 2 pokazano magnetyczną przekładnię kątową. Obliczona wartość gęstości momentu dla tej przekładni wynosi  $g_m = 5 \text{ Nm/dm}^3$  [1].



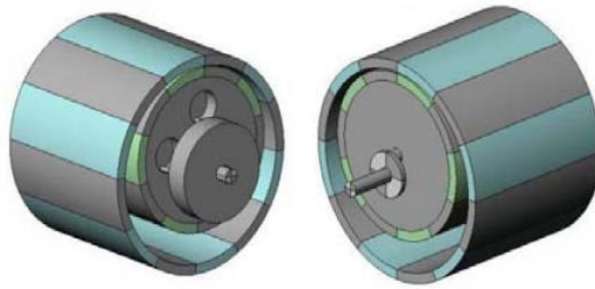
Rys. 3. Magnetyczna przekładnia promieniowa [1]

Kolejną analizowaną jest magnetyczna przekładnia promieniowa – rysunek 3. Teoretycznie obliczono wartość  $g_m = 7 \text{ Nm/dm}^3$  [1].



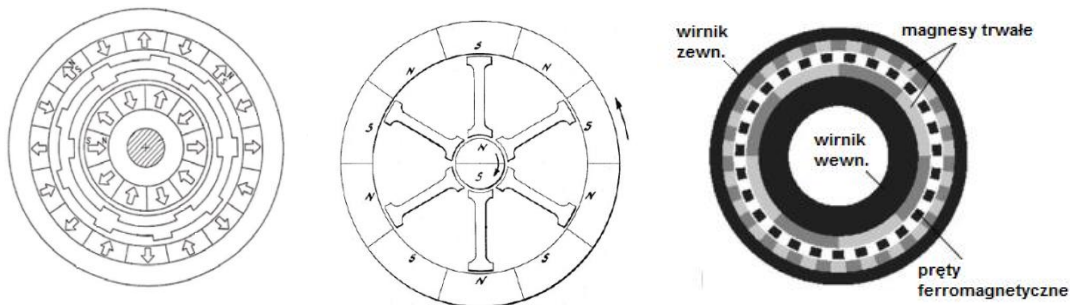
Rys. 4. Magnetyczna przekładnia czołowa. Źródło: opracowanie własne

Magnetyczną przekładnię czołową pokazano na rysunku 4. Doświadczalnie wyznaczony zakres wartości gęstości momentu obrotowego wynosi  $g_m=(10-20) \text{ Nm/dm}^3$  [1].



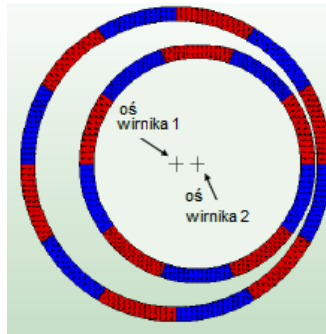
Rys. 5. Magnetyczna przekładnia cykloidalna 2-stopniowa, wysokie przełożenie [1]

Magnetyczna przekładnia cykloidalna (rys. 5), w wykonaniu 2-stopniowym, o wysokim przełożeniu, była budowana doświadczalnie. Uzyskano gęstość momentu obrotowego  $g_m=75 \text{ Nm/dm}^3$  [1].



Rys. 6. Magnetyczna przekładnia planetarna [1]

Na rysunku 6 pokazano różne warianty przekładni magnetycznych planetarnych. Wartości  $g_m$ , uzyskiwane praktycznie, mieszczą się w zakresie  $(45-90) \text{ Nm/dm}^3$  [1].



Rys. 7. Magnetyczna przekładnia koncentryczna 1-stopniowa, niskie przełożenie [1]

Schemat magnetycznej przekładni koncentrycznej 1-stopniowej, o niskim przełożeniu pokazano na rysunku 7. Przekładnie uzyskują wartości  $g_m=(70-100) \text{ Nm/dm}^3$  [1].



Rys. 8. Magnetyczna przekładnia harmoniczna 1-stopniowa, niskie przełożenie [1]

Magnetyczna przekładnia harmoniczna (falowa), o 1 stopniu i niskim przełożeniu – rysunek 8, umożliwia uzyskanie gęstości momentu obrotowego, wynoszącej  $g_m = 110 \text{ Nm/dm}^3$  [1], zaś dla magnetycznej przekładni cykloidalnej 1-stopniowej, o niskim przełożeniu – rysunek 9, uzyskiwane wartości  $g_m$  mieszczą się w zakresie  $140\text{-}290 \text{ Nm/dm}^3$  [1, 2].



Rys. 9. Magnetyczna przekładnia cykloidalna 1-stopniowa, niskie przełożenie [1]

Kryterium porównawczym dla przekładni magnetycznych jest gęstość momentu obrotowego (torque density), definiowana jako stosunek maksymalnego przenoszonego momentu przekładni, do jej objętości [15]. Kryterium nie precyzuje jednak, czy moment odnoszony jest do całkowitej objętości przekładni, opisującej ją bryły czy też jej części roboczej. W pracy [10] podano, że moment nie rośnie proporcjonalnie ze zmianą objętości. Gęstość momentu obrotowego może być zatem traktowana jako parametr porównawczy. Wymagane jest wprowadzenie nowej wielkości, dokładniej opisującej zależność transmitowanego momentu w zależności od wielkości przekładni (objętości, masy).

Przykładowo gęstość momentu obrotowego magnetycznej przekładni ślimakowej wynosi ok.  $2 \text{ Nm/dm}^3$ , natomiast magnetycznej przekładni cykloidalnej ok.  $140\text{-}290 \text{ Nm/dm}^3$ . W tabeli 1 podano gęstości momentu obrotowego dla różnych przekładni magnetycznych [1, 2].

**Gęstość momentu obrotowego dla różnych przekładni magnetycznych [1, 2]**

Tabela 1

Lp.	Typ przekładni magnetycznej	Gęstość momentu obrotowego [ $\text{Nm/dm}^3$ ]
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)	140-290

### 3. Koncepcja indukcyjnego przemiennika momentu

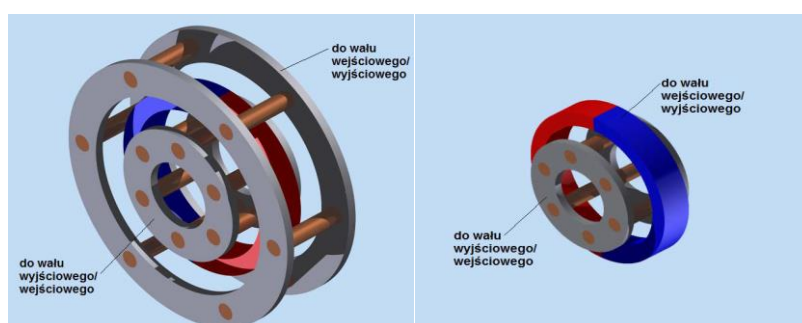
Indukcyjny przemiennik momentu jest w założeniu przekładnią magnetyczną o zmiennym przełożeniu kinematycznym i dynamicznym, wykorzystującą do przeniesienia napędu zjawisko indukcji napięcia w przewodniku w zmiennym polu magnetycznym. Łączy cechy przekładni



magnetycznych z magnesami trwałymi, takie jak: tłumienie drgań, brak fizycznego styku pomiędzy elementami nadawczym i odbiorczym, cicha praca, z cechą hydrokinetycznego zmiennika momentu, czyli zmiennym przełożeniem kinematycznym i dynamicznym.

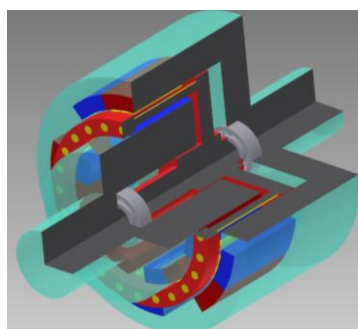
Przeziennik w układzie cylindrycznym, według pierwotnej koncepcji, składał się z co najmniej jednej klatki indukcyjnej i co najmniej jednego obwodu magnesów trwałych. Ruch magnesów trwałych wywołany zewnętrznym źródłem momentu obrotowego względem klatki, skutkowało powstaniem momentu elektromagnetycznego i ruchem obrotowym klatki. Jego zasada działania była analogiczna do silnika asynchronicznego, z tym że źródłem wirującego pola magnetycznego był wzajemny ruch obrotowy klatki i biegunów magnetycznych, wywołany podanym na wejściu momentem obrotowym.

Koncepcję indukcyjnego przeziennika momentu w układzie cylindrycznym w wariantach: klatka indukcyjna/magnesy/klatka oraz magnesy/klatka pokazano na rysunku 10.

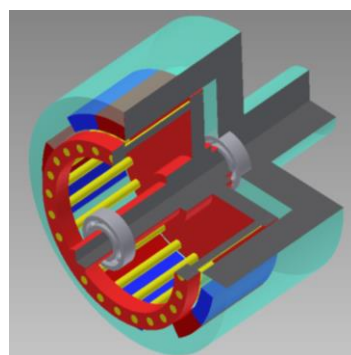


Rys.10. Koncepcja indukcyjnego przeziennika momentu w układzie cylindrycznym [3]

Utworzono model komputerowy wariantu z elementem pośrednim – rysunek 11 oraz wariantu bez elementu pośredniego – rysunek 12.

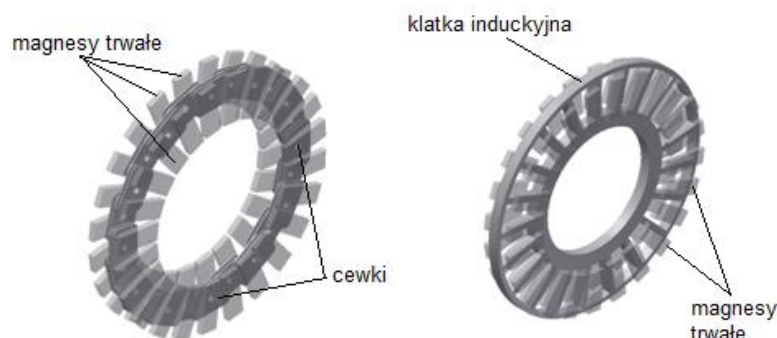


Rys. 11. Model przekładni z elementem pośrednim – klatką indukcyjną [8]



Rys. 12. Model przekładni w układzie bezpośrednim – magnesy/klatka indukcyjna [8]

Ze względu na złożoność modelu, ograniczenia sprzętowe i programowe, a także trudności z wykonaniem modelu fizycznego, podjęto decyzję o przejściu na układ tarczowy (rys. 13).



Rys. 13. Koncepcja indukcyjnego przemiennika momentu w układzie tarczowym [9]

W układzie tarczowym zasada działania jest taka sama jak w cylindrycznym, jednak magnesy rozmieszczono promieniowo, a element, w którym indukowane są napięcia, miał postać tarczowej klatki indukcyjnej lub rozłożonych po obwodzie cewek. Cewki lub klatka indukcyjna, umieszczone są pomiędzy magnesami trwałymi, ułożonymi na tarczach, sprzężonych mechanicznie.

#### 4. Przemiennik z układem cewek indukcyjnych

W przeprowadzonych symulacjach przemiennika w układzie tarczowym z klatką indukcyjną, uzyskano zmienne przełożenie kinematyczne i dynamiczne, jednak przy niskich wartościach momentu obrotowego, dochodzących do 6,14 Nm [8]. Aby zwiększyć wartości przenoszonych momentów, podjęto decyzję o przejściu na układ z cewkami indukcyjnymi. W układzie takim rośnie długość przewodnika w polu magnetycznym w porównaniu do klatki indukcyjnej, co skutkuje wzrostem generowanego momentu elektromagnetycznego, to zaś przekłada się na wzrost przenoszonego przez przemiennik momentu obrotowego.

Indukcyjny przemiennik momentu służy do transmisji momentu obrotowego (bez bezpośredniego kontaktu mechanicznego części ruchomych) za pośrednictwem pola magnetycznego. Wykorzystuje on magnesy trwałe do generacji pola magnetycznego – tzw. pola wzbudzenia w jego szczelinie powietrznej. Układ magnesów trwałych (układ wzbudzenia) wprowadzony jest w ruch przez źródło napędu, zaś dostarczona energia mechaniczna przekształcana jest w energię wirującego pola magnetycznego. W szczelinie powietrznej przemiennika mogą znajdować się: magnesy trwałe, uzwojenia lub inne pomocnicze elementy, które poprzez interakcję z polem wzbudzenia, dokonują kolejnej przemiany energii pola magnetycznego na energię mechaniczną, o innych parametrach niż energia mechaniczna dostarczana do przemiennika.

W przemienniku momentu z cewkami indukcyjnymi, o konstrukcji tarczowej, układ wzbudzenia pola magnetycznego uformowany został w postaci tarcz z magnesami trwałymi, pomiędzy którymi umieszczono tzw. układ odbierający. Układ odbierający, którego rolą jest wejście w interakcję z wirującym polem magnetycznym w szczelinie powietrznej i przetworzenie energii tego pola na energię mechaniczną, zbudowano w postaci uzwojeń (w formie cewek) formujących tarczę. Tarcze układu wzbudzenia i tarcza układu odbierającego tworzą pojedynczy moduł, o określonych parametrach maksymalnych (moc, moment, prędkości kątowe). Moduły można ze sobą łączyć, dostosowując parametry indukcyjnego przemiennika momentu do wymagań docelowego układu napędowego.

Konstrukcja tarczowa indukcyjnego przemiennika momentu, w wycinku obwodu magnetycznego ograniczonego do dwóch biegunów magnesu trwałego oraz przy ograniczeniu liczby uzwojeń układu odbierającego do jednej cewki, cechuje się pewnymi podobieństwami do tzw. silników VCM (stosowany powszechnie do napędu systemów pozycjonowania w pamięciach masowych – w dyskach twardych HDD) [11]. Moment elektromagnetyczny generowany przez układ pojedynczej cewki silnika VCM [11] można określić na podstawie następującej zależności:

$$T_e = NB(2r_l l + l^2)i \quad (1)$$

gdzie:

$N$  – liczba zwojów cewki,

$B$  – indukcja w szczeliny powietrznej,

$r_l$  – promień od osi obrotu do początku cewki (dolnej części cewki),

$l$  – długość boku cewki znajdująca się w obrysie magnesów trwałych,

$i$  – natężenie prądu w cewce.

W przypadku silnika VCM na moment elektromagnetyczny możemy dodatkowo wpływać poprzez wymuszany przepływ prądu, w przypadku przemiennika momentu płynący prąd jest efektem indukowania się napięcia w uzwojeniach cewek, na skutek ruchu układu wzbudzenia (uzwojenia są zwarte). Ze względu na niewielki zakresu ruchu kąтового w typowych silnikach VCM (30-40 stopni) rozkład indukcji w szczeliny powietrznej przyjmuje się jako równomierny (wartości indukcji są takie same przy różnych położeniach kątowych uzwojenia).

Odmierna sytuacja występuje w indukcyjnym przemienniku momentu. Na obwodzie tarczy może się znaleźć kilka lub kilkanaście biegunów magnesu trwałego. Przyjęcie stałej wartości indukcji jest zatem błędne. Na podstawie zależności (1) można wstępnie oszacować wymiary geometryczne tarcz obwodu wzbudzenia – średnica tarcz będzie co najmniej równa sumie  $r_l$  i  $l$ . W obliczeniach należy uwzględnić rozkład składowej  $B_z$  indukcji magnetycznej, w szczeliny powietrznej pomiędzy magnesami. Kierunek wektora  $B_z$  jest zgodny z osią „Z”, będącą osią obrotu tarcz przemiennika.

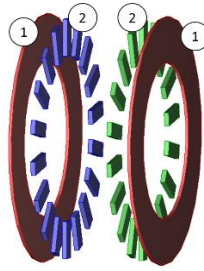
## 5. Procedura formułowania modelu matematycznego przemiennika

Model matematyczny przemiennika momentu tworzony jest w trzech etapach:

- w etapie pierwszym wyznaczone są rozkłady przestrzenne pola magnetycznego w szczeliny powietrznej przemiennika momentu; analiza polowa prowadzona jest tak, aby magnesy trwały pracowały w swoim optymalnym punkcie pracy (iloczyn natężenia pola magnetycznego i indukcji magnetycznej jest bliski maksymalnej gęstości energii magnesów); obliczane są uśrednione wartości indukcji, w objętości jednego boku cewki uzwojenia,
- w etapie drugim tworzony jest model matematyczny (model obwodowy), tarczy z uzwojeniami układu odbierającego; rozważane są – układ jedno-, dwu- i trójfazowy uzwojeń (uzwojenia nie są ze sobą połączone galwanicznie).
- w etapie trzecim tworzony jest model matematyczny integrujący wyniki obliczeń polowych z modelem obwodowym układu odbierającego.

Przedstawiony sposób postępowania pozwala na utworzenie modelu indukcyjnego przemiennika momentu do optymalizacji konstrukcji, bądź też analizy zjawisk cieplnych.

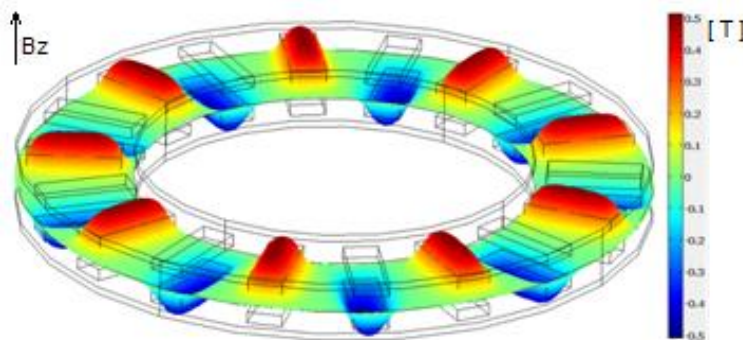
Przykładowa postać tarcz (elementy składowe tarcz zostały rozsunięte) układu wzbudzenia, utworzona w programie Comsol Multiphysics, przedstawiona została na rysunku 14.



Rys. 14. Pierścienie reprezentujące jarzma obwodu magnetycznego – (1), segmentowe magnesy trwałe – (2).  
Źródło: opracowanie własne

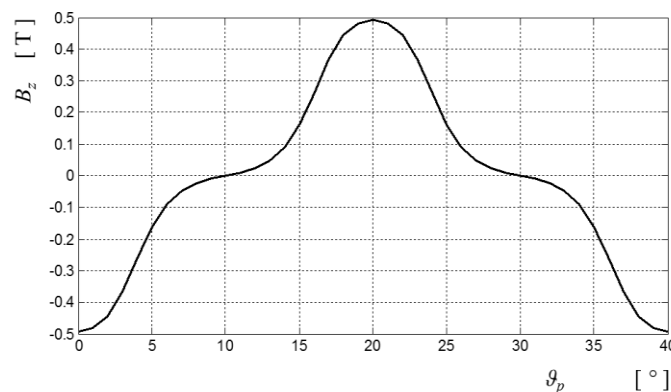
W pierwszej kolejności analizowano geometrię złożoną z 18 magnesów trwałych (wariant 1), rozłożonych równomiernie na obwodzie tarcz (pierścienie na rys.1). W obliczeniach polowych przyjęto neodymowe magnesy trwałe o wymiarach 5x15x40 mm, indukcji remanentu 1,2 T, wartości promienia  $r_1$  90 mm i długości 140 mm. Szerokość szczeliny powietrznej wynosiła 10 mm, natomiast grubość pierścieni jarzm obwodu magnetycznego 3 mm. Model polowy składał się z 1006678 elementów skończonych, co, ze względu na przyjęte warunki brzegowe, skutkowało 173818 stopniami swobody. Rozkład przestrzenny indukcji w środku szczeliny powietrznej zaprezentowano na rysunku 15.

Maksymalne wartości indukcji wynosiły  $\pm 0,5$  T.



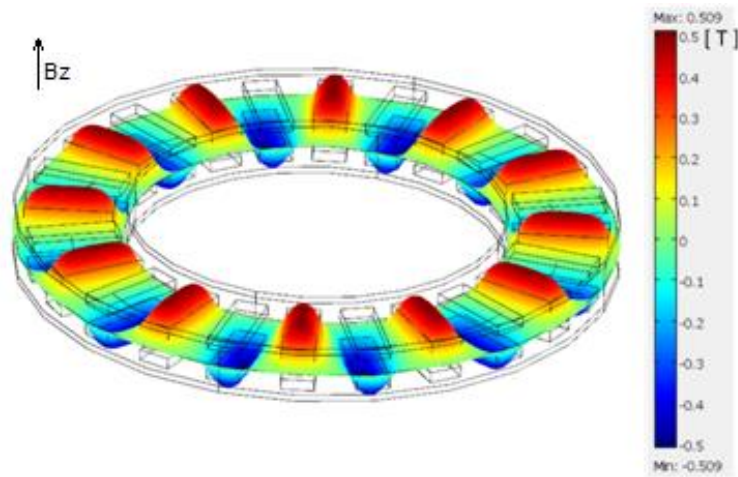
Rys. 15. Rozkład przestrzenny indukcji magnetycznej w środku szczeliny powietrznej – 18 magnesów trwałych na obwodzie pojedynczej tarczy. Źródło: opracowanie własne

Rozkład przestrzenny składowej  $B_z$  indukcji magnetycznej w szczelinie powietrznej, w zakresie dwóch podziałek biegunowych, wzdłuż łuku o promieniu  $r = r_1 + 1/2l$  przedstawiono na rysunku 16.



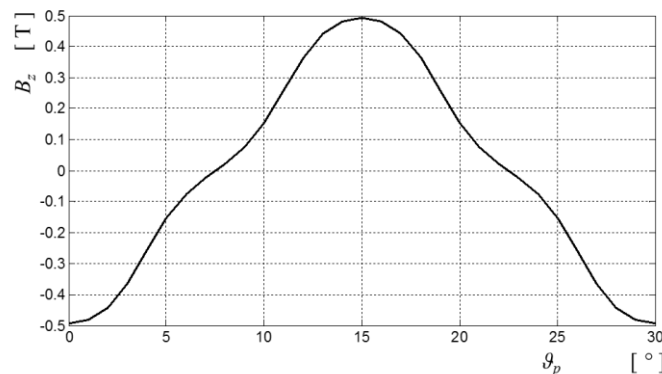
Rys. 16. Rozkład składowej  $B_z$  indukcji magnetycznej w środku szczeliny powietrznej w połowie długości magnesów trwałych, w obrębie dwóch podziałek biegunowych. Źródło: opracowanie własne

Następnie wykonano analizę wariantu 2, modelu zawierającego 24 magnesy trwałe na obwodzie tarcz układu wzbudzenia (wymiary geometryczne magnesów pozostały takie same). Model polowy składał się 1002330 elementów skończonych, o liczbie stopni swobody 173014. W tym przypadku indukcje maksymalne również sięgały  $\pm 0,5$  T – rysunek 17.



Rys. 17. Rozkład przestrzenny indukcji magnetycznej w środku szczeliny powietrznej – 24 magnesy trwałe na obwodzie pojedynczej tarczy. Źródło: opracowanie własne

Rozkład przestrzenny składowej  $B_z$  indukcji w szczelinie powietrznej, w zakresie dwóch podziałek biegunowych, wzdłuż łuku o promieniu  $r = r_1 + l/2l$  przedstawiono na rysunku 18.



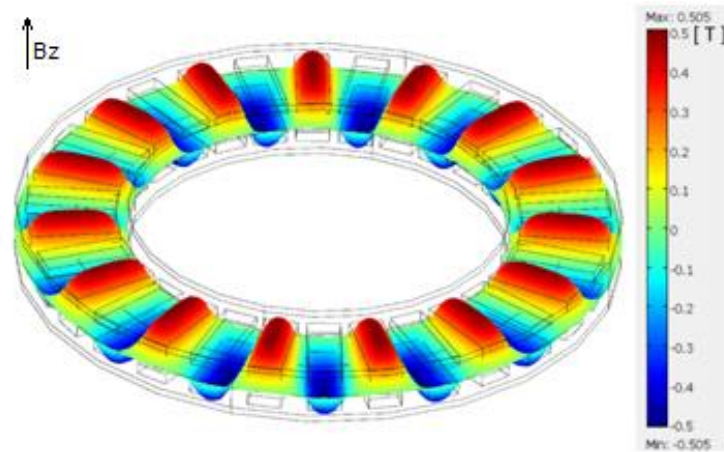
Rys. 18. Rozkład składowej  $B_z$  indukcji magnetycznej w środku szczeliny powietrznej w połowie długości magnesów trwałych, w obrębie dwóch podziałek biegunowych. Źródło: opracowanie własne

Dalsze zwiększanie liczby magnesów trwałych, do 30 (wariant 3), prowadziło do bardziej równomiernego rozkładu przestrzennego indukcji, a kształt składowej  $B_z$  indukcji w szczelinie powietrznej, w zakresie dwóch podziałek biegunowych, wzdłuż łuku o promieniu  $r = r_1 + l/2l$ , był praktycznie sinusoidalny.

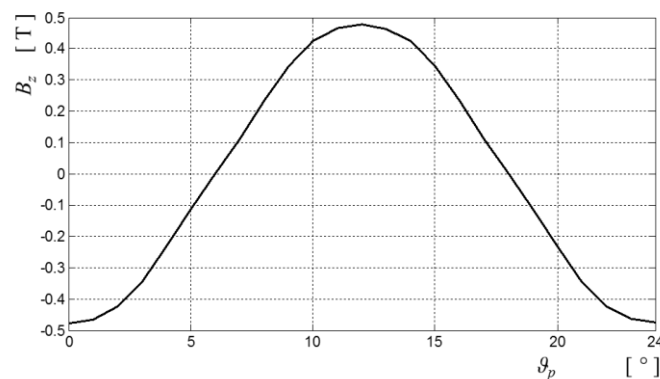
Wyniki analizy takiego wariantu modelu układu wzbudzenia przemiennika przedstawiono na rysunkach 19 i 20.

Badania numeryczne wykazały, że możliwe jest uzyskanie rozkładu przestrzennego indukcji w środku długości magnesów trwałych zbliżonego do sinusoidy, z zastosowaniem powszechnie dostępnych kształtów magnesów trwałych, do budowy układu wzbudzenia indukcyjnego przemiennika momentu.





Rys. 19. Rozkład przestrzenny indukcji magnetycznej w środku szczeliny powietrznej – 30 magnesów trwałych na obwodzie pojedynczej tarczy. Źródło: opracowanie własne

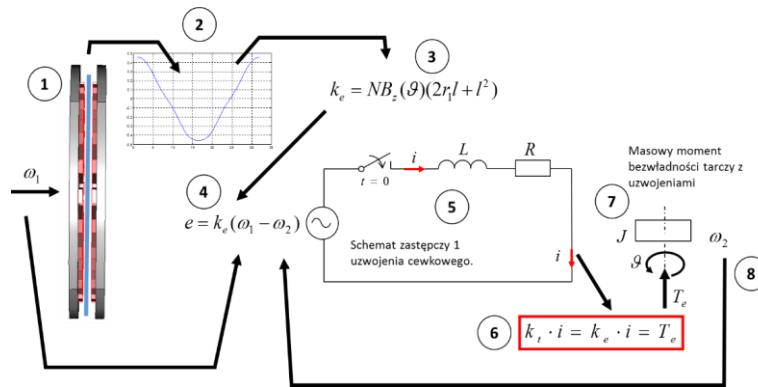


Rys. 20. Rozkład składowej  $B_z$  indukcji magnetycznej w środku szczeliny powietrznej w połowie długości magnesów trwałych, w obrębie dwóch podziałek biegunowych. Źródło: opracowanie własne

Ze względu na znaczne rozproszenie indukcji w obszarach obejmujących początki i końce magnesów, konieczne było uśrednienie rozkładu przestrzennego indukcji, w obszarze zajmowanym przez bok uzwojenia cewkowego.

Metodę wykorzystania obliczonych, uśrednionych rozkładów przestrzennych indukcji w modelu obwodowym indukcyjnego przemiennika momentu przedstawiono na rysunku 21. Założono, że układ odbierający składa się tylko z jednego uzwojenia cewkowego. Układ napędowy zewnętrzny napędza tarczę „1” układu wzbudzenia do prędkości kątowej  $\omega_1$ .

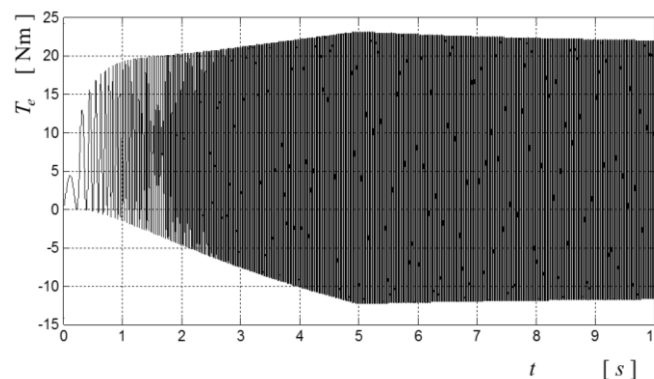
Obliczony i uśredniony rozkład przestrzenny indukcji „2” służy do obliczenia aktualnej wartości współczynnika napięcia indukowanego  $k_e$  „3”. Współczynnik napięcia kątowego, przemnożony przez różnicę prędkości kątowej układu wzbudzenia i układu odbierającego, pozwala na obliczenia napięcia indukowanego „4” w uzwojeniu cewkowym „5”. Uzwojenie cewkowe „5”, w postaci schematu złożonego z dwójnika R-L-e, jest zwarte, co powoduje przepływ prądu, który pomnożony przez współczynnik momentu  $k_t$  „6” (lub współczynnik napięcia indukowanego  $k_e$ ), pozwala obliczyć moment działający na cewkę uzwojenia. Moment wprowadza w ruch tarczę układu odbierającego „7”. Prędkość kątowa tarczy układu odbierającego  $\omega_2$  „8” wprowadzona do równania, pozwala na obliczenie napięcia indukowanego „4”.



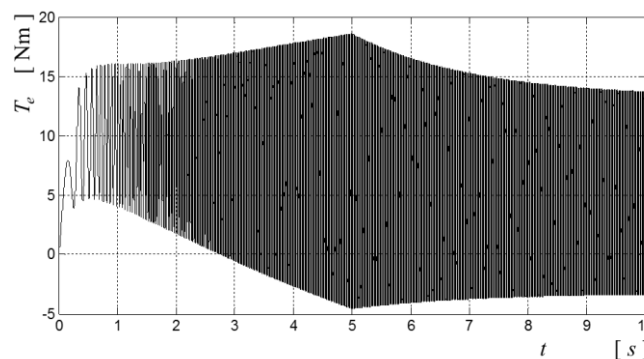
Rys. 21. Metoda wykorzystania obliczonych połowo uśrednionych rozkładów przestrzennych indukcji w modelu obwodowym indukcyjnego przemiennika momentu. Źródło: opracowanie własne

Celem sprawdzenia wpływu liczby cewek układu odbierającego oraz ich wzajemnego położenia przestrzennego na przebiegi chwilowe przenoszonego momentu, wykonano symulację rozruchu przemiennika, w którym układ odbierający złożony był kolejno z: jednej cewki, dwóch cewek (druga cewka była przemieszczona względem pierwszej o 1/3 podziałki biegunowej magnesów układu wzbudzenia) i trzech cewek (przemieszczonych względem siebie o 1/3 i 2/3 podziałki biegunowej magnesów układu wzbudzenia).

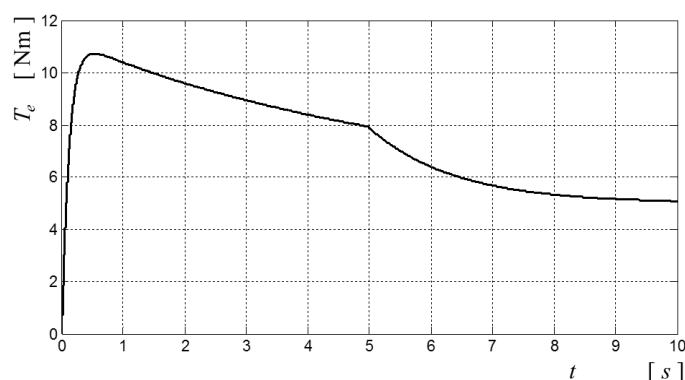
Założono, że napęd zewnętrzny napędza jednostajnie układ wzbudzenia, ze stałym przyspieszeniem kątowym, w ciągu 5 sekund do prędkości  $50\pi$  rad/s, zaś przemiennik obciążony jest momentem o wartości 5 Nm. Wyniki zaprezentowano na rysunkach 22-24.



Rys. 22. Przebieg chwilowy momentu indukcyjnego przemiennika momentu – jedna cewka. Źródło: opracowanie własne



Rys. 23. Przebieg chwilowy momentu indukcyjnego przemiennika momentu – dwie cewki. Źródło: opracowanie własne



Rys. 24. Przebieg chwilowy momentu indukcyjnego przemiennika momentu – trzy cewki.

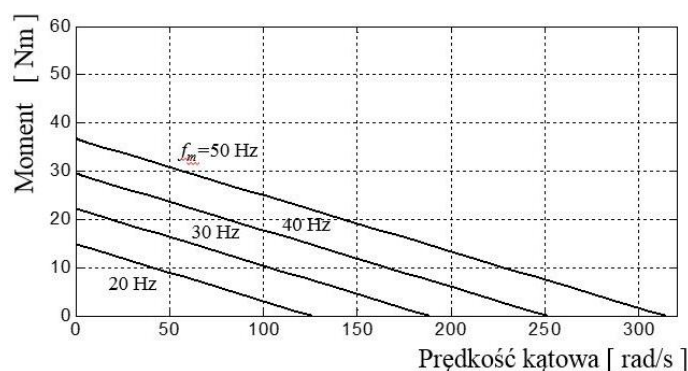
Źródło: opracowanie własne

Stwierdzono, że zastosowanie układu jednej cewki powoduje generację momentu o dużej składowej przemienniej. Wprowadzenie drugiej cewki powoduje złagodzenie składowej przemienniej, (amplituda ok. 5 Nm). Zastosowanie układu trzech cewek spowodowało wyeliminowanie składowej przemienniej. Na rysunku 24 widać nadwyżkę momentu potrzebnego do przyspieszenia mas bezwładnościowych oraz wartość momentu równą wartości momentu obciążającego (w stanie ustalonym).

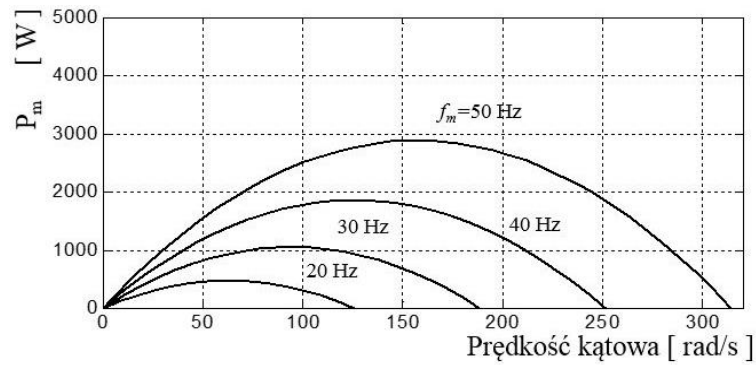
Celem prowadzonych symulacji komputerowych było również wyznaczenie charakterystyk ruchowych – moment obciążenia - prędkość obrotowa przemiennika, dla stałej prędkości kątowej tarcz układu wzbudzenia. Przyjęto zakres częstotliwości obrotowych tarcz układu wzbudzenia od 20 do 50 Hz, narastających do wartości maksymalnej w ciągu 1 sekundy, ze stałym przyspieszeniem. Na rysunkach 25 – 26 przedstawiono otrzymane dla indukcyjnego przemiennika momentu (wariant 1) charakterystyki:

- charakterystykę zewnętrzną przemiennika momentu (reprezentującą zmiany przenoszonych momentu przez element odbierający w funkcji prędkości obrotowej – rys. 25),
- charakterystykę mocy przenoszonej (w funkcji prędkości kątowej elementu odbierającego – rys. 26),
- charakterystykę strat w uzwojeniach elementu odbierającego – rys. 27.

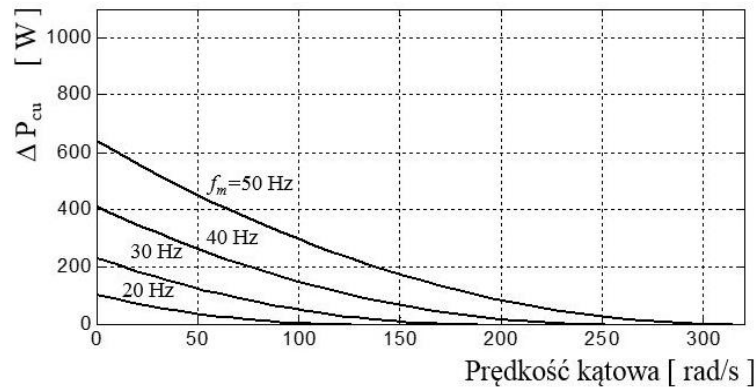
Ze względu na podobieństwo kształtów charakterystyk dla indukcyjnego przemiennika momentu, na rysunkach 28 – 30 przedstawiono charakterystyki dla przemiennika wykonanego według wariantu 2, zaś na rysunkach 31-33 dla wariantu 3.



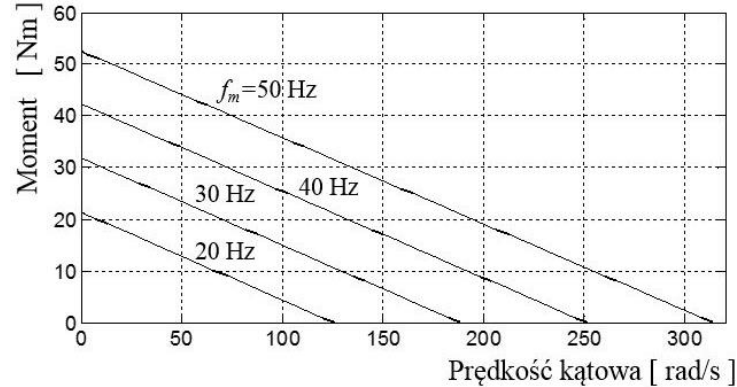
Rys. 25. Charakterystyki zewnętrzne przenoszony moment – prędkość kątowa przemiennika momentu (wariant 1), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



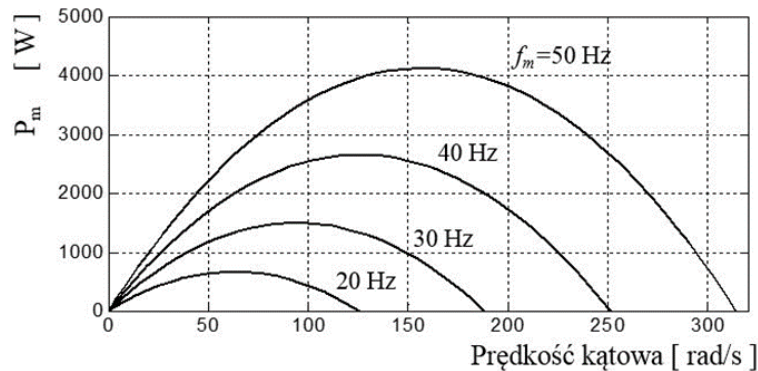
Rys. 26. Charakterystyki mocy przenoszonej w funkcji prędkości kątowej przemiennika momentu (wariant 1), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



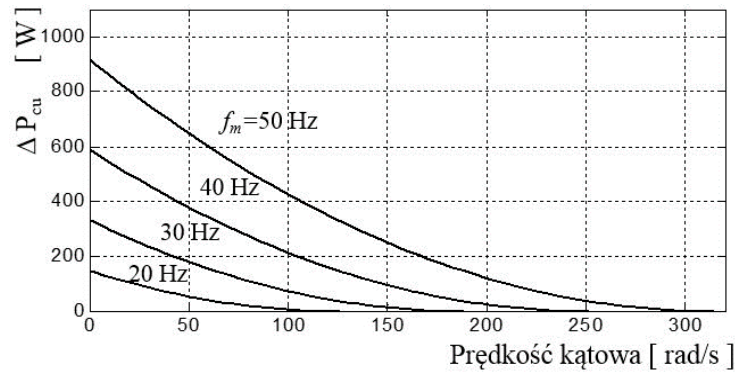
Rys. 27. Charakterystyki strat mocy w uzwojeniach przemiennika momentu (wariant 1), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



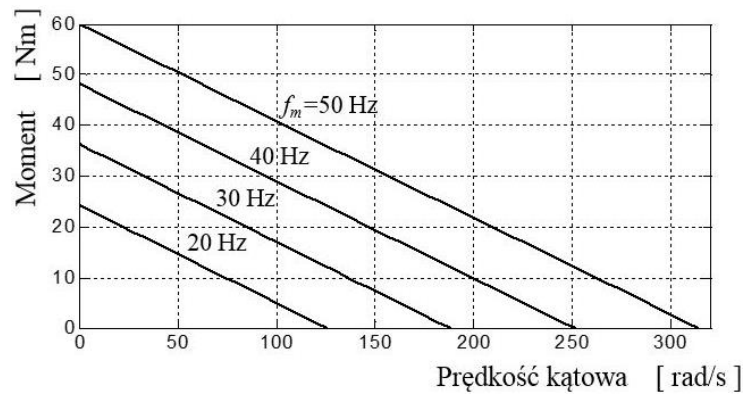
Rys. 28. Charakterystyki zewnętrznie przenoszony moment – prędkość kątowa przemiennika momentu (wariant 2), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



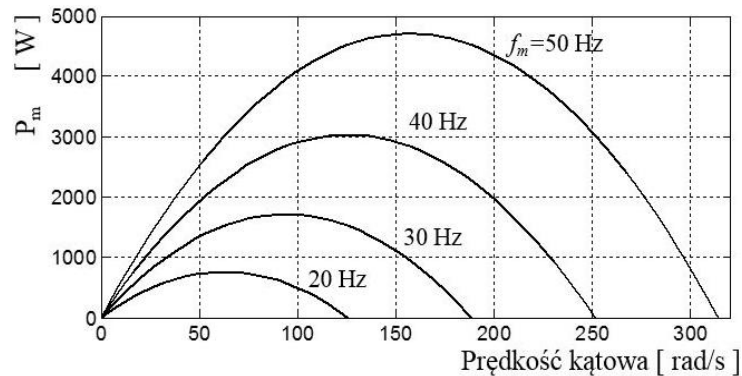
Rys. 29. Charakterystyki mocy przenoszonej w funkcji prędkości kątowej przemiennika momentu (wariant 2), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



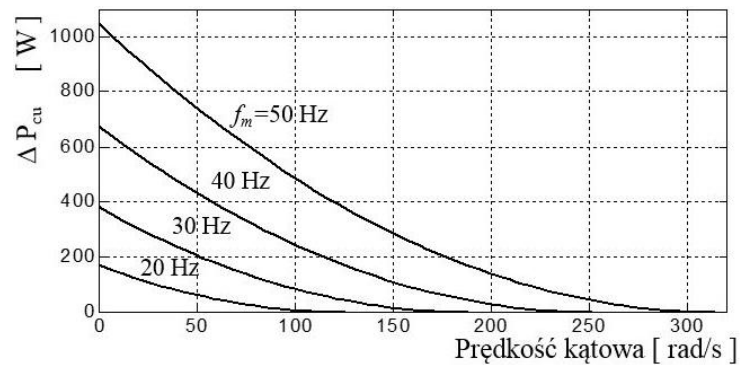
Rys. 30. Charakterystyki strat mocy w uzwojeniach przemiennika momentu (wariant 2), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



Rys. 31. Charakterystyki zewnętrzne przenoszony moment – prędkość kątowa przemiennika momentu (wariant 3), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



Rys. 32. Charakterystyki mocy przenoszonej w funkcji prędkości kątowej przemiennika momentu (wariant 3), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne



Rys. 33. Charakterystyki strat mocy w uzwojeniach przemiennika momentu (wariant 3), dla różnych częstotliwości obrotowych układu wzbudzenia. Źródło: opracowanie własne

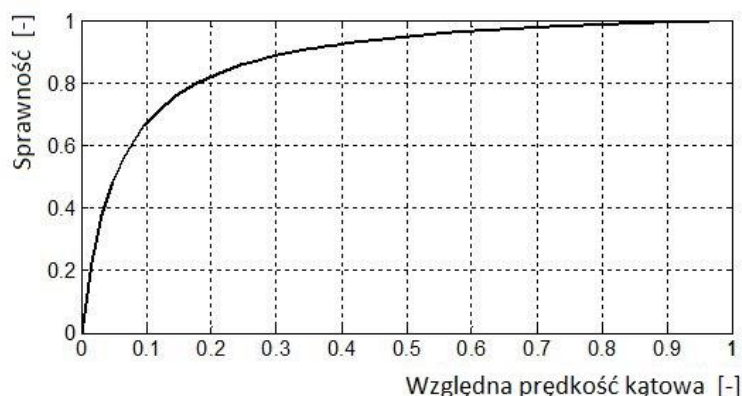


Uzyskane charakterystyki wykazują liniową zależność przenoszonego momentu obrotowego od zadanej prędkości. Zależność prędkości wyjściowej i momentu obrotowego jest odwrotnie proporcjonalna.

Moc uzyskiwana na przemienniku jest również proporcjonalnie zależna od prędkości wejściowej, natomiast zależność mocy i uzyskiwanej prędkości wyjściowej ma kształt paraboli, z maksimum dla połowy wartości możliwej do uzyskania prędkości wyjściowej.

Największe straty występują przy rozruchu, wraz ze wzrostem prędkości wyjściowej maleją, zależność ta ma kształt hiperboli. Wartość strat jest również zależna od prędkości wejściowej, im większa jest jej wartość, tym proporcjonalnie większe straty.

Na rysunku 34 przedstawiono charakterystykę sprawności elektromagnetycznej przemiennika momentu, z uwzględnieniem strat mocy na rezystancji uzwojeń elementu pośredniczącego. Krzywa odnosi się do wszystkich analizowanych przypadków przemiennika momentu. Maksymalną sprawność osiągnięto dla przemiennika momentu obciążonego momentem wynoszącym połowę wartości momentu rozruchowego. Ze względu na nachylenie (i kształt charakterystyk zewnętrznych przemiennika momentu) punkt pracy, w którym przenoszona jest maksymalna moc, przypada w połowie prędkości kątowej elementu odbierającego. Sprawność elektromagnetyczna w tym punkcie wynosi  $\eta \approx 0,947$ .



Rys. 34. Wykres sprawności (bez uwzględnienia strat mocy mechanicznej) w funkcji względnej prędkości kątowej przemiennika momentu (wszystkie warianty. Źródło: opracowanie własne)

Po uwzględnieniu szacowanych strat mechanicznych (tarcia w łożyskach, straty wentylacyjne etc.) ogólna sprawność będzie jednak mniejsza, powinna kształtować się na poziomie  $\eta = 0.85$ . Straty wentylacyjne i mechaniczne odnoszą się do przetworników elektromechanicznych o podobnych mocach nominalnych – porównywalnych do mocy maksymalnej przemiennika. Obliczona wstępnie wartość gęstości momentu obrotowego  $g_m$  mieści się w granicach 27-40 Nm/dm<sup>3</sup>.

## 6. Możliwości potencjalnego zastosowania przemiennika w napędach maszyn przeróbczych

Indukcyjny przemiennik momentu jest mechanizmem o ruchu obrotowym i może znaleźć zastosowanie w:

- kruszarkach walcowych, pierścieniowych UPK itp.,
- przenośnikach kulekowych,
- wirówkach,
- mieszalnikach,
- wygarniaczach w klasyfikatorach.

Napędy wymienionych maszyn przeróbczych pracują przy zmiennych dynamicznie obciążeniach. Występują jednak sytuacje przeciążeń oraz zatrzymań wynikających z zablokowania elementów roboczych, np. przez ziarno nadmiarowe w kruszarce lub wygarniaczu klasyfikatora. Występują również rozruchy pod obciążeniem, kiedy nie ma możliwości opróżnienia przestrzeni roboczej maszyny.

Układy napędowe maszyn przeróbczych przyjmują różną postać:

- motoreduktora wraz ze sprzęgłem, stosowanego w kruszarkach laboratoryjnych, wygarniaczach,
- silnika elektrycznego ze sprzęgłem i przekładnią pasową, stosowanego w kruszarkach UPK, mieszalnikach i wirówkach,
- silnika elektrycznego ze sprzęgłem i przekładnią łańcuchową, stosowanego w przenośnikach kulekowych.

Korzystną cechą przemiennika, wynikającą z jego charakterystyki pracy jest wysoki moment obrotowy, generowany w tarczy odbierającej przy rozruchu i przy niskich obrotach części odbierającej. Zastosowanie przemiennika powinno zatem ułatwić rozruch maszyn obciążonych, takich jak kruszarki, wirówki czy przenośniki kulekowe.

Istotną cechą przemiennika, wynikającą z jego budowy, jest również możliwość pracy napędu w przypadku blokady elementów roboczych odbiornika. Przy zablokowaniu i zatrzymaniu np. walców kruszarki, tarcza z cewkami zatrzyma się, natomiast tarcza nadawcza z magnesami, połączona mechanicznie z napędem, będzie wirować ze stałą prędkością, ponieważ nie ma mechanicznego połączenia z tarczą odbiorczą. Dodatkowo, co wynika z charakterystyki przemiennika, wzrośnie do maksimum moment generowany na tarczy odbiorczej. Konieczne będzie jednak zapewnienie odpowiedniego chłodzenia, ponieważ w tym punkcie charakterystyki generowane są największe straty (energia wydzielana jest w postaci ciepła na uzwojeniu cewek tarczy odbierającej).

Potencjalnie najmniejsze korzyści z zastosowania w napędzie indukcyjnego przemiennika momentu uzyskająby przesiewacze i podajniki wibracyjne. W urządzeniach tych napęd bezwładnościowy nie jest bezpośrednio (mechanicznie) połączony z elementami roboczymi, a więc nie ma możliwości jego przeciążenia czy zablokowania.

Korzystna dla większości maszyn przeróbczych, a więc kruszarek, wirówek, przenośników kulekowych oraz wygarnaczy w klasyfikatorach jest natomiast zdolność tłumienia drgań przez przemiennik, wynikająca z braku mechanicznego połączenia pomiędzy tarczą nadawczą i odbiorczą oraz z tłumiącego charakteru oddziaływań magnetycznych.

## 7. Podsumowanie

W artykule przedstawiono koncepcję przemiennika momentu obrotowego, wykorzystującego pole magnetyczne magnesów trwałych i zjawisko indukcji elektromagnetycznej do przeniesienia momentu obrotowego. Przemiennik ma zmienne przełożenie dynamiczne i kinetyczne. Zaprezentowano modele: polowo-obwodowy oraz model matematyczny przemiennika. W modelu matematycznym uwzględniono wartości indukcji z obliczeń polowych. Model może służyć do zadań optymalizacyjnych. Zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych pracy przemiennika oraz pokazano charakterystyki jego pracy. Pozwalają one na sformułowanie następujących wniosków:

- przenoszony moment przemiennika zależy zarówno od prędkości wejściowej, jak i wyjściowej; wzrost prędkości wejściowej powoduje proporcjonalny wzrost przenoszonego momentu; wraz ze wzrostem prędkości wyjściowej maleje liniowo moment obrotowy,

- przenoszona przez przemiennik moc (ze źródła napędu) zależy od prędkości wejściowej (wzbudzenia) oraz prędkości wyjściowej; wraz ze wzrostem prędkości wejściowej przenoszona moc liniowo rośnie; zależność przenoszonej mocy od prędkości wyjściowej przyjmuje postać paraboli, z maksimum dla połowy możliwej do uzyskania prędkości wyjściowej,
- maksymalne straty występują dla zerowej prędkości elementu odbierającego - ze wzrostem jego prędkości maleją.

Zmienne przełożenie dynamiczne może być korzystne w napędach nierównomiernie obciążonych maszyn: takich jak np. kruszarki, wirówki, mieszalniki. Korzystną cechą wydaje się być również zdolność tłumienia drgań. Istotna jest cecha pozwalająca na pracę napędu nawet w przypadku zablokowania elementów odbiornika (np. walców w kruszarce walcowej).

Planowane są badania przemiennika połączonego w szeregowy łańcuch kinematyczny, razem z silnikiem i układem odbiorczym maszyny, z zastosowaniem modeli dynamicznych różnych maszyn roboczych, takich jak kruszarka, przenośnik kubelkowy, wirówka. Uzyskane wyniki badań symulacyjnych wymagają weryfikacji w badaniach doświadczalnych na obiektach rzeczywistych.

Istotnym aspektem będzie także optymalizacja przemiennika pod kątem zwiększenia wartości gęstości przenoszonego momentu obrotowego, co może wpływać na zmniejszenie gabarytów przemiennika.

## Literatura

- [1] Hatch G. P.: Recent Developments In Permanent Magnet Gear Systems & Machines. W: Magnetics 2010 Conference, Lake Buena Vista, Florida, USA, January 2010 via [terramagnetica.com](http://terramagnetica.com)
- [2] Li X., Chau K.-T., Cheng M., Hua W.: Comparison of magnetic-gear permanent-magnet machines. Progress In Electromagnetics Research 2013, vol. 133, p.177-198.
- [3] Mężyk A., Tomas A.: Przekładnie magnetyczne - nowa jakość w transmisji momentu obrotowego. Przegląd Mechaniczny 2013, nr 10, s. 40-44.
- [4] Mitamura Y., Mori Y.: Magnetic Fluid-Driven Artificial Hearts. W: World Congress on Medical Physics and Biomedical Engineering 2006, August 27 - September 1, Seoul, Korea, IFMBE Proceedings, 2007, vol 14, s. 4149-4152.
- [5] Ostberg B. N., Ostberg G. N.: Total artificial heart design with integrated electric motor. Medical & Biological Engineering & Computing 1987, vol. 25 (3), p. 345-346.
- [6] Pilch Z., Burlikowski W., Trawiński T., Kluszczyński K.: Operation fundamentals of the electromagnetic torque generator part II – Design process. W: Technical and Economic Aspect of Modern Technology Transfer in Context of Integration with European Union, Košice, 2004. Vol. 2. Košice: Mercury-Smékal Publ. House, 2004, s. 261-265.
- [7] Trout S. R.: Permanent magnets based on the lanthanides Raw Materials (online), Processing and Properties via [www.spontaneousmaterials.com/Papers/Koreapaper.pdf](http://www.spontaneousmaterials.com/Papers/Koreapaper.pdf)
- [8] Tomas A.: Indukcyjny przemiennik momentu - koncepcja i badania symulacyjne. Maszyny Górnicze 2014, nr 3, s. 11-18.
- [9] Tomas A.: Badania symulacyjne indukcyjnego przemiennika momentu. Prezentacja z seminarium KOMAG, maj 2015, Gliwice.
- [10] Tomas A., Matusiak P., Bal M.: Nowe rozwiązanie sprzęgła magnetycznego przeciążeniowego zmienno-obrotowego. ITG KOMAG Gliwice 2011 (materiały niepublikowane).

- [11] Trawiński T., Kluszczyński K., Kołton W.: Lumped parameter model of double armature VCM motor for head positioning system of mass storage devices. Przegląd Elektrotechniczny 2011, nr 12b, s.184-187.
- [12] Trawiński T., Pilch Z., Burlikowski W., Kluszczyński K.: Operation fundamentals of the electromagnetic torque generator part I - Properties of the pulsating torque. W: Technical and Economic Aspect of Modern Technology Transfer in Context of Integration with European Union, Košice, 2004. Vol. 2. Košice: Mercury-Smékal Publ. House, 2004, s. 255-260.
- [13] Trawiński T., Kluszczyński K.: Symbolic calculations - tool for fast analyzing poliharmonic models of squirrel-cage motors. Prace Instytutu Elektrotechniki 2003, z. 216, s. 117-129.
- [14] Armstrong C.G. Power transmitting device. USA. Opis patentowy 687292. Opubl. 1901.
- [15] [http://en.wikipedia.org/wiki/Torque\\_density](http://en.wikipedia.org/wiki/Torque_density).

### *Czy wiesz, że ....*

*... w przyszłym roku spółka PD Co chce złożyć wniosek o koncesję wydobywczą, a w 2023 roku rozpocząć wydobywanie w nowej kopalni węgla kamiennego na Lubelszczyźnie. Inwestycja ma kosztować 631,7 mln dolarów. Kopalnia, nazywająca się Jan Karcki, będzie zlokalizowana w pobliżu miejscowości Kulik w gminie Siedliszcze – poinformowali przedstawiciele PD Co, spółki zależnej od australijskiego koncernu wydobywczego Prairie Mining. Kopalnia ma szansę stać się najbardziej efektywnym zakładem górniczym w Europie, nie będzie konkurować z innymi kopalniami węgla na polskim rynku, ponieważ wydobywany w niej węgiel ma być kierowany na eksport.*

*Rzeczpospolita 2016 17 maja s.B11*

## Wpływ przestoi technicznych i postoi górniczych na dyspozycyjny czas pracy przodka ścianowego

### Streszczenie:

W pracy przedstawiono wyniki analizy postoi górniczych w odniesieniu do przestoi technicznych. Analizowane dane pochodzą z trzech przodków ścianowych, gdzie jeden z nich był w pełni zautomatyzowany. Do analizy zebranych wyników pomiarowych wykorzystano diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów zidentyfikowanych postoi/przestoi, ich ilości i czasu usuwania. Dla służb kopalnianych zajmujących się przygotowaniem produkcji, harmonogramowaniem i utrzymaniem ruchu istotne jest systematyczne zbieranie danych o postojach/przestojach oraz ich analiza, pozwalająca na poprawę efektywnego czasu pracy przodków ścianowych.

Słowa kluczowe: efektywny czas pracy, przestój techniczny, postój górniczy, kompleks ścianowy

Keywords: effective working time, technical stops, mining downtimes, longwall systems

### Abstract:

The paper present analysis results of mining downtimes in relation to mechanical downtimes. Data came from three longwall panels where one of them was fully automated. To compare the results of measurement used diagram Pareto-Lorenz for the types of downtimes/stops the amount and time of removal. For the mining support, scheduling, maintenance systematic collection of data about downtimes/stops and their analysis allow to improve the effective working longwall faces.

## 1. Wstęp

W obecnej sytuacji sektora wydobywczego węgla kamiennego w Polsce spółki górnicze, jak i same kopalnie, poszukują możliwości zmniejszenia kosztów wydobycia. Z punktu widzenia samej eksploatacji z przodków ścianowych, ich rentowność zależy w dużej mierze od stopnia wykorzystania czasu pracy. Zakładając, iż czas pracy przodka składa się z trzech lub czterech zmian roboczych, a czas pracy ściany wynosi 24 godziny, wówczas składowymi procesu eksploatacji będzie:

- czas organizacyjny (zjazd załogi, podział załogi, dojazd do miejsca pracy, przygotowanie stanowisk roboczych),
- czas dyspozycyjny ściany (urabianie przodka ścianowego, usuwanie przestoi technicznych i postoi górniczych),
- czas konserwacyjny (przegląd kompleksu, usuwanie drobnych awarii, wymiana zużytych części, zmiana parametrów pracy maszyn itp.).

Dla zminimalizowania czasu organizacyjnego kopalnie wprowadzają coraz częściej międzymiany tworząc pięcio- czy sześciomianowy cykl pracy. Ilość dodatkowych zmian związana jest ściśle z drogą i czasem potrzebnym na dotarcie załogi do miejsca pracy.

Czas konserwacyjny w całości zawiera się w ramach zmiany konserwacyjnej przy systemie cztero- i więcej zmianowym. Przy systemie trójzmianowym czas konserwacyjny jest składową jednej ze zmian roboczych (najczęściej pierwszej lub trzeciej).

W obszarze tych dwóch czasów kopalnie starają się zminimalizować straty i tym samym zwiększyć czas dyspozycyjny. Niejednokrotnie czas zaoszczędzony w ten sposób, tracony jest w wyniku wystąpienia tzw. przestoi technicznych i postoi górniczych [1, 7, 8].



Przez pojęcie **efektywnego czasu pracy ściany** rozumie się czas, w jakim maszyna urabiająca odpaja urobek od calizny węglowej.

Pod pojęciem **przestoju technicznego** należy rozumieć uszkodzenia mechaniczne elementów kompleksu ścianowego, awarie elektryczne, hydrauliczne, pneumatyczne oraz odstawy taśmowej. Natomiast pod pojęciem **postoiu górniczego** [1, 7, 8] kryją się obwały i zawały skał stropowych do wyrobiska ścianowego, utraty stateczności i przebudowy wyrobisk po wystąpieniu tąpnięć, pobierki spągu czy przebudowy wyrobisk przed czołem ściany wstrzymujące lub spowalniające postęp ściany, strzelanie odprężające, rozbijanie kęsów itd.

Od roku 2009 w Polsce zaczęto stosować do eksploatacji kompleksy zautomatyzowane. Automatyzacja kompleksu wymaga, aby poszczególne maszyny i urządzenia wyposażone były w szereg czujników (położenie, prędkość, wysuw, ciśnienie itp.). Zastosowanie różnego rodzaju czujników pozwala na obserwację parametrów pracy kompleksu zautomatyzowanego i ich rejestrację. Jedną z funkcji systemów automatyzacji jest rejestracja przestoi i postoi z podaniem ich przyczyn przez sam system lub obsługującego (strugowy/kombajnista). Ten sposób zapisu pozwala na analizę przyczyn, częstotliwości występowania i czasu trwania przerw.

Autor niniejszego artykułu w swej pracy naukowej nie zajmuje się awariami maszyn górniczych, jednakże jego doświadczenia [6] oraz zainteresowania skłoniły go do:

- określenia wpływu poszczególnych postoi i przestoi na czas pracy kompleksu ścianowego,
- wskazania możliwości wykorzystania automatyki kompleksu ścianowego jako narzędzia pomiarowo-diagnostycznego.

Autor posiadał dane rejestrowane w jednym z kompleksów zautomatyzowanych pracujących w jednej z kopalń węgla kamiennego. Kompleks ten w niniejszym artykule nazwano "zautomatyzowanym", a ścianie, w której pracował nadano nr „3”. Aby móc porównać pozyskane dane z kompleksu zautomatyzowanego szukano w kopalniach węgla kamiennego pól ścianowych o zbliżonych parametrach geologicznych i przyjętej technologii prowadzenia, tj. grubości pokładu, długości ściany i sposobie utrzymania wyrobiska przyścianowego za frontem ściany. W wyniku poszukiwań wyłoniono dwie ściany. Zostały one umownie nazwane ściana „1” i „2”, a kompleksom w nich pracującym nadano nazwę „niezautomatyzowane”. Średnia grubość pokładu w rejonie lokalizacji ścian „1” i „2” różniła się około 10 ÷ 15% od pokładu w rejonie ściany „3”. Za ścianami „1”, „2”, i „3” jedno z wyrobisk przyścianowych było utrzymywane z zastosowaniem zbliżonych technologii. Jedyną znaczącą różnicą była długość ściany „3”, która była większa w stosunku do ścian „1” i „2” o kilkadziesiąt metrów (26%).

## 2. Sposób uzyskania danych i ich interpretacja

W analizowanej ścianie zautomatyzowanej nie dokonywano ręcznie pomiarów, wszystkie dane były pozyskiwane z systemu automatyzacji kompleksu w formie tabeli, gdzie rejestrowano datę, czas przestoju/postoiu, kod przestoju/postoiu, przyczynę oraz uwagi obsługi (tabela 1).

Analizę danych ograniczono do informacji zawartych w tabeli pobranej z systemu automatyzacji. Jak widać z danych zamieszczonych w tabeli 1, wiedza na temat, w jakim urządzeniu i jego elemencie nastąpiła awaria ograniczona była do uwag obsługi. Ograniczeniem dla głębszej analizy danych był poziom dostępności danych.

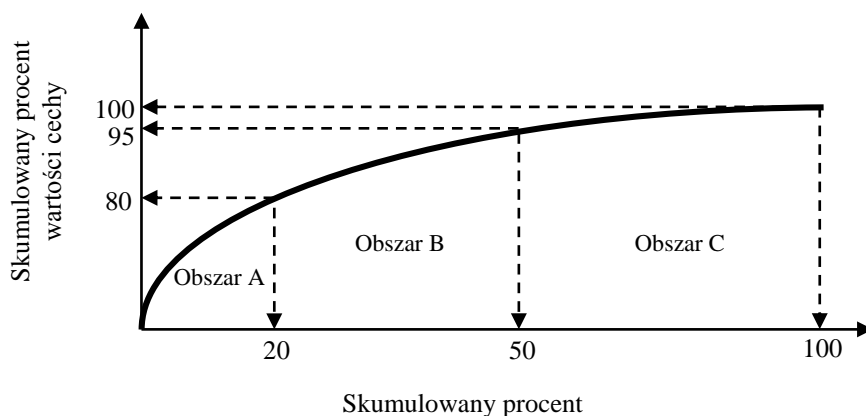
**Przykładowy zapis przestoju/postoju w ścianie zautomatyzowanej**  
**Źródło: opracowanie własne**

Tabela 1

Data	Czas przestoju/postoju [h:min:s]	Kod przestoju/postoju	Przyczyna	Uwagi
31.12.2015 01:13	05:13:13	2	Awarie mechaniczne	Zerwany łańcuch
01.02.2016 07:09	01:01:55	1	Postój górniczy	Wykładka wnęki
01.02.2016 08:15	00:05:28	4	Awarie hydrauliczne	Brak ciśnienia
01.02.2016 07:26	00:03:15	3	Awarie elektryczne	Przeciążenie silnika napędu maszyny urabiającej
01.02.2016 07:31	00:04:00	5	Awarie odstawy	Blokada na 2 Poziomie

Poprzez zastosowanie narzędzi informatycznych jak w pracy [6] jest możliwość zidentyfikowania konkretnych czujników odpowiedzialnych za zatrzymanie kompleksu zautomatyzowanego. W analizowanym okresie, w książkach raportowych sprawdzono zapisane przestoje/postoje celem weryfikacji danych z systemu. W ścianach niezautomatyzowanych zapisywano czas oraz rodzaj przestoi/postoi na wszystkich zmianach roboczych. Podział oraz minimalny czas przestoi/postoi został przyjęty jak dla ścian zautomatyzowanej. Rejestracja przestoi/postoi dokonywana była przez autora, jak i dozór górniczy.

Diagram Pareto-Lorenza (rys. 1) przez swą konstrukcję umożliwia hierarchizację czynników mających wpływ na analizowane zjawiska oraz graficzne przedstawienie względnych, bezwzględnych rozkładów rodzajów problemów, błędów (przestoi) i ich przyczyn [7]. Zastosowanie diagramu Pareto-Lorentza pozwala na przykład na wybranie 20% przyczyn, które powodują aż 80% przestoi.



Rys.1. Konstrukcja diagramu Pareto-Lorenza. Źródło: opracowanie własne na podstawie [7]

Diagram można podzielić na trzy obszary [7]:

Obszar A – postoje w tej grupie mają najistotniejszy wpływ na przebieg lub funkcjonowanie procesu. Likwidacja lub ograniczenie tych przestoi musi być sprawą priorytetową.

Obszar B – zawiera przestoje, które powinny być ograniczone w drugiej kolejności. Mają one mniejszy wpływ na funkcjonowanie procesu.

Obszar C – grupa przestoi o niskim poziomie istotności.

### 3. Składowe czasu pracy kompleksów niezautomatyzowanych

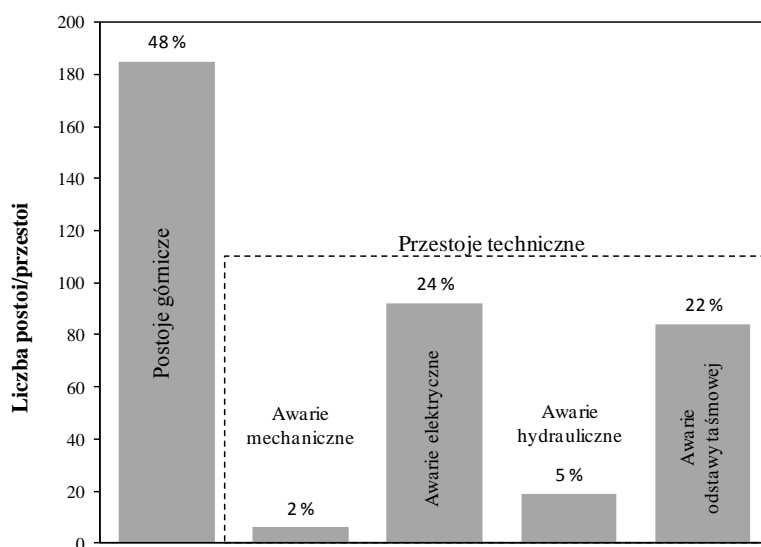
Rejestracja przestoi/postoi prowadzona była w jednej z kopalń węgla kamiennego w dwóch rejonach eksploatacyjnych znajdujących się w tym samym pokładzie. Ściany pracowały w systemie czterozmianowym z jedną zmianą konserwacyjną. Czas dyspozycyjny pracy kompleksów niezautomatyzowanych wynosił 19:30:00 *h:min:s*. W trakcie siedmiu dni pomiarowych (z wyłączeniem weekendów) odnotowywano postoje górnicze i przestoje techniczne dłuższe od 2 *min*. Przyjęty minimalny czas postoi i jego podział wynika z możliwości zapisu oprogramowania zautomatyzowanego kompleksu ścianowego.

W ścianie „1” zarejestrowano 386 przerw w trakcie pracy kompleksu, z czego 48% spowodowane było postojami górniczymi, pozostałe 52% to przestoje techniczne (rys. 2). W ścianie „2” liczba przerw wynosiła 336, z czego 66% spowodowały przyczyny górnicze (rys. 4). Składowe czasu pracy ściany (rys. 3, 5) wynosiły:

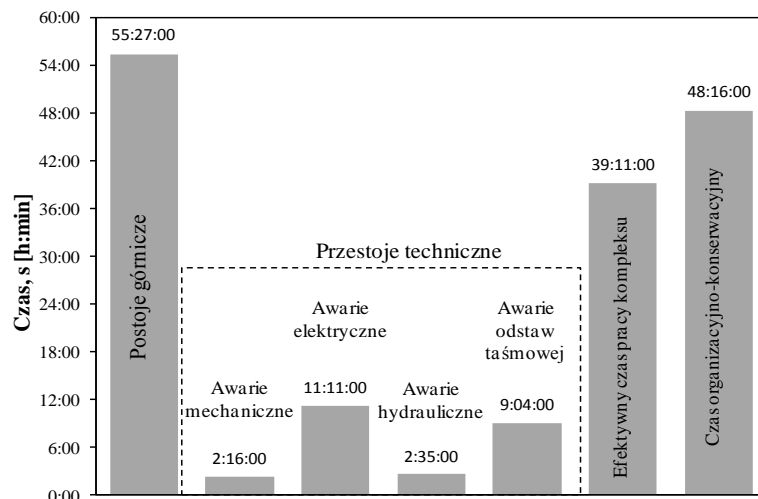
- kompleks „1”;
  - 55:27:00 *h:min:s*, postoje górnicze (33,01%),
  - 25:06:00 *h:min:s*, przestoje techniczne (14,94%),
  - 48:16:00 *h:min:s*, czas organizacyjno-techniczny (28,73%),
  - 39:11:00 *h:min:s*, efektywny czas pracy kompleksu (23,32%).
- kompleks „2”;
  - 46:23:00 *h:min:s*, postoje górnicze (33,97%),
  - 24:26:00 *h:min:s*, przestoje techniczne (17,90%)
  - 20:09:00 *h:min:s*, czas organizacyjno-techniczny (14,76%),
  - 45:32:00 *h:min:s*, efektywny czas pracy kompleksu (33,36%)

Powyższe czasy, jak i wartości procentowe odnoszą się do całkowitego czasu pracy ściany, równego 168:00 *h:min*, uzyskanego w trakcie 7 dni roboczych.

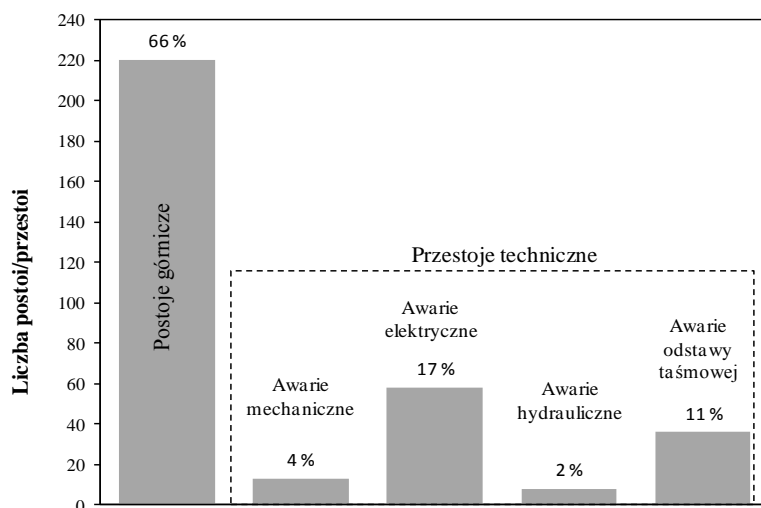
Średni efektywny czas pracy kompleksu niezautomatyzowanego w trakcie dni pomiarowych dla ścian „1”, „2” wynosił odpowiednio 5:35:51, 6:30:00 *h:min:s/dobę*.



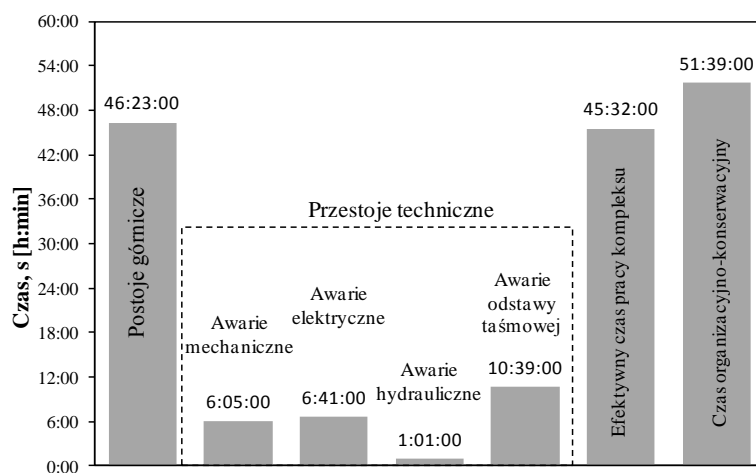
Rys. 2. Liczność postoi/przestoi w ścianie „1”. Źródło: opracowanie własne



Rys. 3. Składowe czasu pracy i postoi/przestoi w ścianie "1". Źródło: opracowanie własne



Rys. 4. Liczność postoi/przestoi w ścianie „2”. Źródło: opracowanie własne



Rys.5. Składowe czasu pracy i postoi/przestoi w ścianie "2". Źródło: opracowanie własne

Technologia eksploatacji ścian „1” i „2” zakładała utrzymanie wyrobiska za frontem eksploatacyjnym. Zgodnie z technologią za i przed nim wykonywano wzmocnienia, które były jedną z przyczyn postoi/przestoi kompleksów. Sumaryczna strata czasu na ich wykonanie wynosiła odpowiednio 11:43:00, 7:00:00 *h:min:s*. W ścianie „2” odnotowano również postoje spowodowane opadem skał stropowych do wyrobiska ścianowego, jak i awarią układu napędowego maszyny urabiającej. Czas potrzebny na usunięcie skutków opadów skał stropowych wynosił 13:40:00 *h:min:s*. W przypadku usuwania awarii układu napędowego strata czasu wynosiła 5:20:00 *h:min:s*.

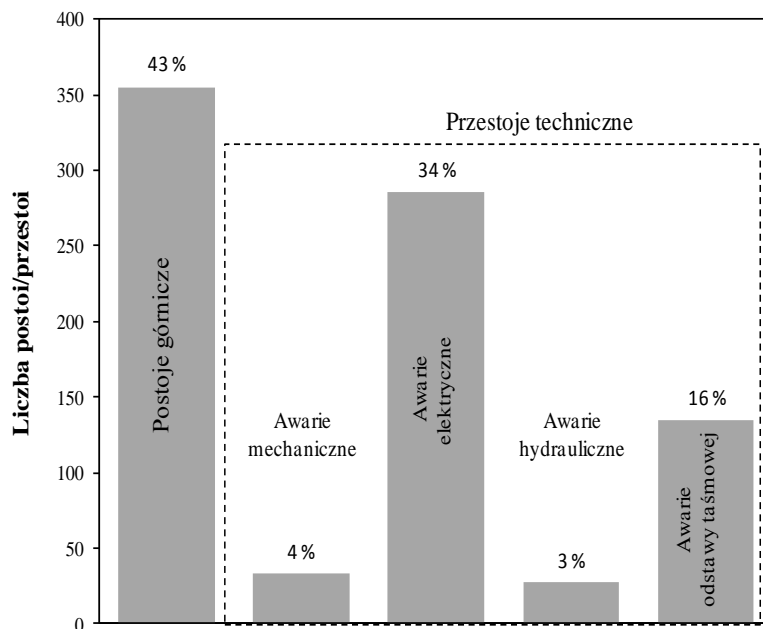
#### 4. Składowe czasu pracy zautomatyzowanego kompleksu ścianowego

Analizie poddano postoje/przestoi zarejestrowane w ciągu 22 dni kalendarzowych, z czego 19 było dniami produkcyjnymi. Ściana „3” prowadzona była w systemie czterozmianowym z jedną zmianą konserwacyjną. Dyspozycyjny czas pracy wynosił 19:30:00 *h:min:s*. Jedno z wyrobisk przyścianowych przedmiotowej ściany było utrzymywane za frontem eksploatacyjnym. W ścianie „3” zarejestrowano 835 przerw w trakcie pracy kompleksu zautomatyzowanego, z czego 43% spowodowane było postojami górniczymi, pozostałe 57% to przestoi techniczne (rys. 6).

Składowe czasu pracy ściany (rys. 7) wynosiły:

- 113:25:00 *h:min:s*, postoje górnicze (24,87%),
- 140:26:00 *h:min:s*, przestoi techniczne (30,80%)
- 101:36:00 *h:min:s*, czas organizacyjno-techniczny (22,05%),
- 100:33:00 *h:min:s*, efektywny czas pracy kompleksu (22,28%).

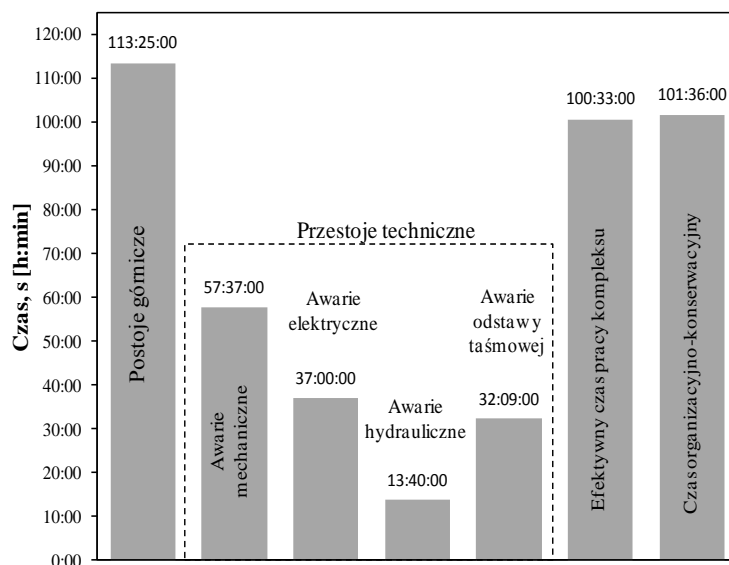
Średni efektywny czas pracy kompleksu zautomatyzowanego dla dni eksploatacyjnych wynosił 5:17:00 *h:min:s/dobę*.



Rys.6. Liczność postoi/przestoi zautomatyzowanego kompleksu ścianowego.

Źródło: opracowanie własne





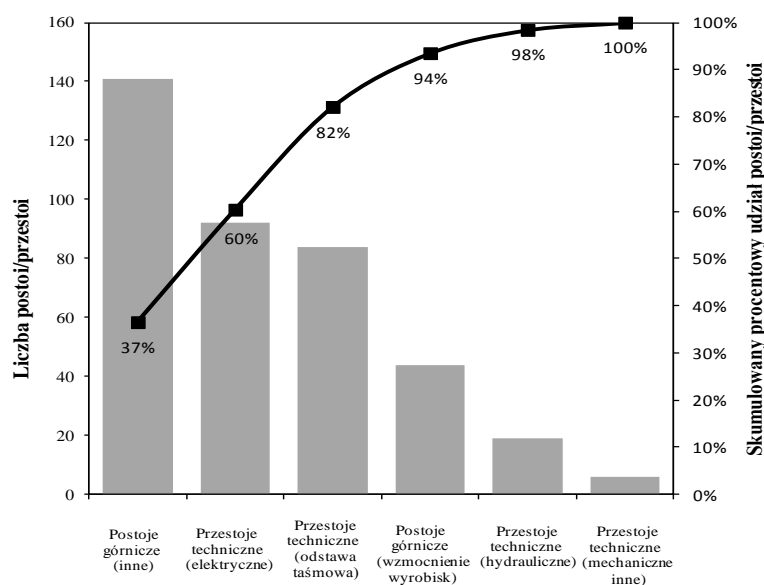
Rys.7. Składowe czasu pracy i postoi/przestoi w zautomatyzowanym kompleksie ścianowym.

Źródło: opracowanie własne

W przypadku postoi/przestoi zaimplementowanych z oprogramowania nie ma możliwości określenia czasu straconego na wzmocnienie wyrobisk przyścianowych. Uzyskano natomiast dane postoi związanych z opadem skał stropowych do wyrobiska ścianowego i uszkodzeniem układu napędowego urządzenia urabiającego. Usunięcie dwóch awarii układu napędowego zabrało czas równy 39:35:00 h:min:s. Prace związane z usunięciem dwóch niewielkich obwałów skał stropowych wymagały 9:37:00 h:min:s.

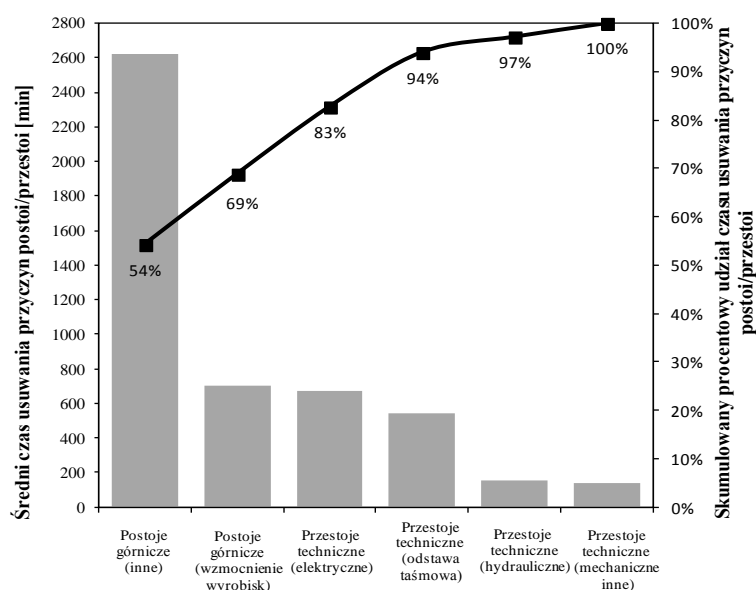
## 5. Analiza wpływu czasów postoi/przestoi na dyspozycyjny czas pracy przodka ścianowego z wykorzystaniem diagramu Pareto-Lorenza

W tabeli 2 przedstawiono wartości identyfikujące poszczególne postoje/postoje. Na ich podstawie skonstruowano diagram Pareto-Lorenza dla liczby postoi/przestoi (rys. 8) i średniego czasu usuwania przyczyn ich zaistnienia (rys. 9).



Rys. 8. Diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów i liczby postojów/przestojów w ścianie "1".

Źródło: opracowanie własne



Rys.9. Diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów i czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi w ścianie "1".

Źródło: opracowanie własne

Z diagramu zamieszczonego na rysunku 9 wynika, że 82% to postoje górnicze (inne niż wzmocnienie wyrobiska), awarie elektryczne oraz odstawy taśmowej urobku.

Inaczej jednak przedstawia się diagram (rys. 9) z analizowanymi średnimi czasami usuwania przyczyn postoi/przestoi. Prym wiodą postoje górnicze gdzie, aż 69% czasu potrzebnego na usunięcie wszystkich przyczyn przypada właśnie na nie.

#### Postoje/przestoje w ścianie "1". Źródło: opracowanie własne

Tabela 2

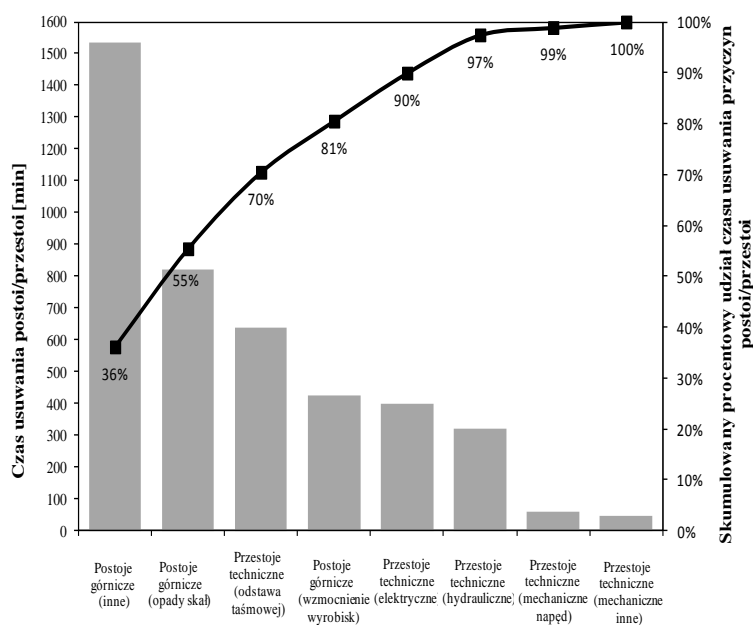
Rodzaj postoi/przestoi		Liczba postoi/przestoi	Procentowy udział postoi/przestoi	Skumulowany procentowy udział postoi/przestoi	Czas usuwania przyczyn postoi/przestoi	Procentowy udział czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi	Skumulowany procentowy udział czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi
Postoje górnicze	Inne	141	36,53%	37%	43:44:16	54%	54%
	Opad skał stropowych	0	0,00%	37%	00:00:00	0%	54%
	Wzmocnienie wyrobiska	44	11,40%	48%	11:43:00	15%	69%
Przestoje techniczne	Awarie mechaniczne inne	6	1,55%	49%	02:16:00	3%	72%
	Awarie układ napędowy	0	0,00%	49%	00:00:00	0%	72%
	Awarie elektryczne	92	23,83%	73%	11:11:00	14%	86%
	Awarie hydrauliczne	19	4,92%	78%	02:35:00	3%	89%
	Awarie odstawy taśmowej	84	21,76%	100%	09:04:00	11%	100%

Tabela 3 przedstawia wartości identyfikujące postoje/przestoje w ścianie „2”. Z diagramu (rys. 10) wynika, iż 82 % zaistniałych przerw to postoje górnicze (inne niż opady skał stropowych) i awarie elektryczne. Natomiast z diagramu zamieszczonego na rysunku 11 można wyciągnąć wniosek, że 81% czasu straconego wynika z usuwania przyczyn postoi górniczych oraz awarii odstawy taśmowej urobku.

**Postoje/przestoje w ścianie "2". Źródło: opracowanie własne**

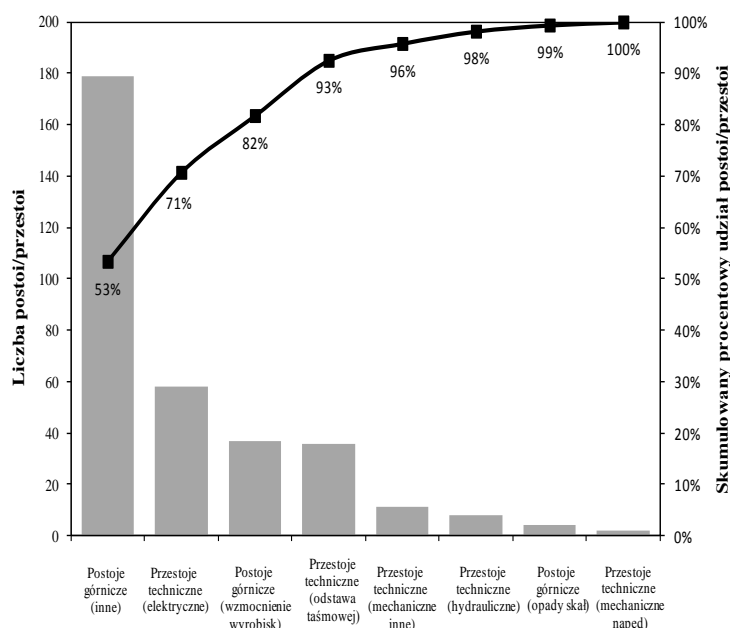
Tabela 2

Rodzaj postoi/przestoi		Liczba postoi/przestoi	Procentowy udział postoi/przestoi	Skumulowany procentowy udział Postoi/przestoi	Czas usuwania przyczyn postoi/przestoi	Procentowy udział czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi	Skumulowany procentowy udział czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi
Postoje górnicze	Inne	179	53,43%	53%	25:36:13	36%	36%
	Opad skał stropowych	4	1,19%	55%	13:39:36	19%	55%
	Wzmocnienie wyrobiska	37	11,04%	66%	07:07:11	10%	65%
Przestoje techniczne	Awarie mechaniczne inne	11	3,28%	69%	00:46:36	1%	67%
	Awarie układu napędowego	2	0,60%	70%	05:18:57	8%	74%
	Awarie elektryczne	58	17,31%	87%	06:41:00	9%	84%
	Awarie hydrauliczne	8	2,39%	89%	01:01:20	1%	85%
	Awarie odstawy taśmowej	36	10,75%	100%	10:39:00	15%	100%



Rys.10. Diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów i liczby postoi/przestoi w ścianie "2".

Źródło: opracowanie własne



Rys.11. Diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów i czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi w ścianie "2".

Źródło: opracowanie własne

Dane dotyczące awaryjności kompleksu zautomatyzowanego, służące do sporządzenia diagramu Pareto-Lorenza, zamieszczono w tabeli 4.

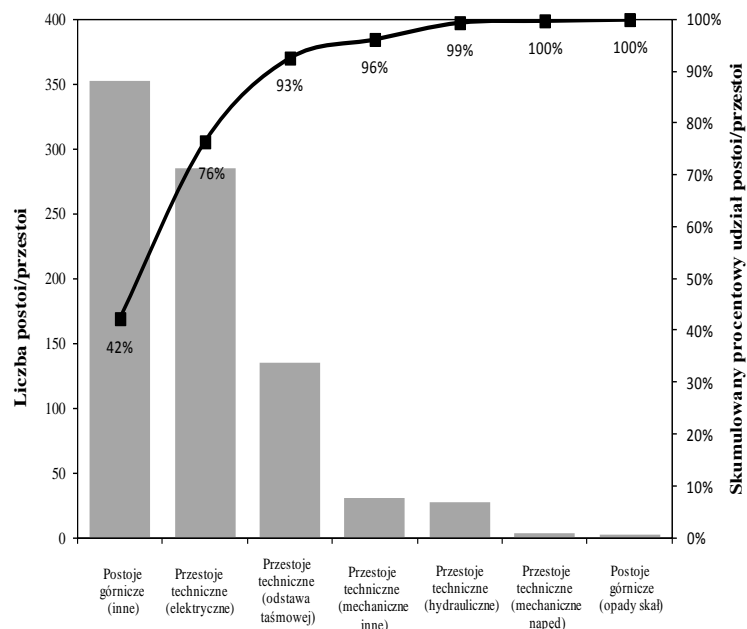
Rysunek 12 przedstawia diagram, na bazie którego można stwierdzić, iż 93% ilości przerw przypada na postoje górnicze oraz awarie elektryczne i odstawy taśmowej.

**Postoje/przestoje w ścianie z kompleksem zautomatyzowanym. Źródło: opracowanie własne**

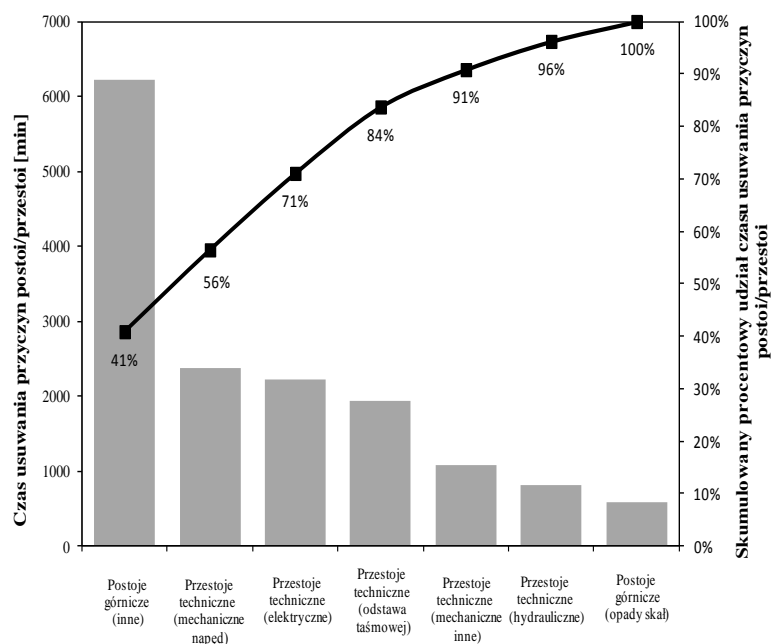
Tabela 3

Rodzaj postoi/przestoi		Liczba postoi/przestoi	Procentowy udział postoi/przestoi	Skumulowany procentowy udział postoi/przestoi	Czas usuwania przyczyn postoi/przestoi	Procentowy udział czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi	Skumulowany procentowy udział czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi
Postoje górnicze	inne	353	42,28%	42%	103:48:00	41%	41%
	opad skał stropowych	2	0,24%	43%	9:37:00	4%	45%
	wzmocnienie wyrobiska	0	0,00%	43%	00:00:00	0%	45%
Przestoje techniczne	Awarie mechaniczne inne	30	3,59%	46%	18:03:00	7%	52%
	Awarie układ napędowego	3	0,36%	46%	39:35:00	16%	67%
	Awarie elektryczne	285	34,13%	81%	37:00:00	15%	82%
	Awarie hydrauliczne	27	3,23%	84%	13:40:00	5%	87%
	Awarie odstawy taśmowej	135	16,17%	100%	32:09:00	13%	100%

Natomiast diagram z rysunku 13 dowodzi, iż najwięcej czasu stracono w ścianie zautomatyzowanej w ciągu 19 dni roboczych na usunięcie postoi górniczych (innych niż opady skał stropowych) i awarii napędu oraz odstawy taśmowej. Czas ten wynosił 71% całkowitego czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi.



Rys.12. Diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów i liczby postoi/przestoi w ścianie z kompleksem zautomatyzowanym. Źródło: opracowanie własne



Rys.13. Diagram Pareto-Lorenza dla rodzajów i czasu usuwania przyczyn postoi/przestoi w ścianie z kompleksem zautomatyzowanym. Źródło: opracowanie własne



## 6. Podsumowanie

Jednym z elementów wspomagających poprawę efektywności przodków ścianowych jest wprowadzanie narzędzi diagnostycznych, pozwalających na wczesne wykrywanie stanów przedawaryjnych maszyn i urządzeń [4, 5, 9, 10, 13]. Takim narzędziem może być system automatycznego sterowania i wizualizacji pracy kompleksu ścianowego.

Diagramy Pareto-Lorenza mogą pomóc służbom utrzymania ruchu w hierarchizacji awaryjności poszczególnych elementów kompleksu ścianowego oraz określenia ich żywotności. Jednakże z uwagi na brak układów diagnostyki należy skupić się na głównych elementach, takich jak np. organ, ramię, napęd, łańcuch itp. Niestety w sytuacji takiej wszystkie awarie muszą być rejestrowane w całości ręcznie przez służby kopalniane. Specyfika prowadzenia frontów eksploatacji nie sprzyja prowadzeniu bardzo dokładnych pomiarów czasu wystąpienia poszczególnych awarii, jak i rozpoznania ich przyczyn. Ponadto konieczne jest poleganie na rzetelności pracowników zamiast obiektywizmu, jakim charakteryzują się systemy automatyczne.

W przypadku wykorzystania diagramów Pareto-Lorenza, ważnym staje się określenie składowych postoi górniczych i przestoi technicznych w odniesieniu do przyjętej technologii prowadzenia przodków ścianowych. Odpowiedni podział pozwoli na dokładniejszą hierarchizację przestoi i postoi.

W przypadku kompleksów zautomatyzowanych proces rejestracji zdarzenia odbywa się automatycznie. Obsługa (strugowy/kombajnista) może dodać poprzez oprogramowanie komentarz precyzujący rodzaj awarii lub przyczynę przestoju/awarii. Przez zwiększenie poziomu dostępności do zapisów w systemie, będzie istniała możliwość przyporządkowania przestoju do czujnika przez co otrzymamy informację, który z elementów kompleksu pracował nieprawidłowo lub uległ awarii, jak często dany element ulega awariom oraz jakie zdarzenia poprzedzają wystąpienie tej awarii.

Jak wynika z przedstawionych powyżej analiz diagramów Pareto-Lorenza, w kontekście zwiększenia wykorzystania kompleksów ścianowych równie duże znaczenie jak przestoje techniczne mają postoje górnicze. Istnieje wiele metod prognozujących ich wielkość, stopień oddziaływania czy możliwość wystąpienia, jednakże określa się je tylko raz, przed rozpoczęciem eksploatacji danego pola ścianowego. Niejednokrotnie wyniki prognoz nie są zgodne z rzeczywistością i ciężko je wykorzystać do wiarygodnej analizy. W pracy [6] proponuje się wykorzystanie systemów automatyzacji kompleksów do monitoringu deformacji wyrobisk przyścianowych (jedna ze składowych postojów górniczych) w czasie rzeczywistym. Z analizy literaturowej [3, 11, 12] oraz obserwacji w trakcie prowadzonych badań [6], nasunęły się wnioski, iż parametry rejestrowane mogą posłużyć do określenia możliwości wystąpienia obwałów i zawałów skał stropowych do wyrobiska ścianowego, jak i wystąpienia tzw. ciśnienia okresowego w specyficznych warunkach geologiczno-górniczych Górnośląskiego Zagłębia Węglowego i Lubelskiego Zagłębia Węglowego.

Wydaje się, że składowe postojów górniczych, jak i przejawy ich wystąpienia, mają wpływ na awaryjność kompleksu ścianowego. W trakcie analiz danych na potrzeby niniejszego artykułu zauważono, iż zdarzenie górnicze (opady skał stropowych) powodowały zadziałanie zabezpieczeń napędów odstawy ścianowej i napędu maszyny urabiającej. Po kilku wyłączeniach awaryjnych napędów doszło do uszkodzenia napędu maszyny urabiającej.

Przy ocenie efektywności eksploatacji pola ścianowego należy na równi traktować postoje górnicze (wynikające z przyjętej technologii i natury górotworu) z awariami maszyn i urządzeń górniczych.

*Praca wykonana w ramach badań statutowych 11.11.100.775*

## Literatura

- [1] Biały W.: Awaryjność górniczych urządzeń technicznych w procesie wydobywczym. Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łędziny, 2010.
- [2] Czerwiński S.: Ocena efektów ekonomicznych kompleksów ścianowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: Organizacja i Zarządzanie 2011, z. 59, 219-223.
- [3] Hoyer D.: Early warning of longwall roof cavities using LVA software. Underground coal operators conference, University of Wollongong, Research online, 2012.
- [4] Hu J., Zhang Sh., Wang Cho.: Diagnosis of Shearer Faults and Development Trend. Coal Mine Machinery 2008, no. 9.
- [5] Johansson M.: Effective process monitoring in underground mining. The 4<sup>th</sup> International Platinum Conference, Platinum in transition "Boom or Bust", 2010.
- [6] Korzeniowski W., Herezy Ł., Krauze K., Rak Z., Skrzypkowski K.: Monitoring górotworu na podstawie analizy pracy sekcji obudowy zmechanizowanej. Kraków: Wydawnictwo AGH, 2013.
- [7] Skotnicka-Zasadzień B.: Zastosowanie inżynierii jakości i niezawodności do analizy awaryjności obiektów technicznych na przykładzie maszyn i urządzeń górniczych. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2014.
- [8] Skotnicka-Zasadzień B., Biały W.: Analiza możliwości wykorzystania narzędzia Pareto-Lorenza do oceny awaryjności urządzeń górniczych. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2011, 3, 51-55.
- [9] Sottile J., Holloway L. E.: An overview of fault monitoring and diagnosis in mining equipment. IEEE Transactions on Industry Applications, No. 5, 1994.
- [10] Szymański Z.: Nowoczesne metody badań diagnostycznych maszyn górniczych z wykorzystaniem programu DIAGNOPRZEM. Napędy i sterowanie, nr 7/8, 2013.
- [11] Trueman R., Lyman G., Cocker A.: Longwall roof control through a fundamental understanding of shield-strata interaction. International Journal of Rock Mechanics & Mining Science, vol. 46, issue, 2009.
- [12] Verma A.K., Deb D.: Numerical Analysis of the interaction between hydraulic powered support and surrounding rock strata at Indian longwall face. The 12<sup>th</sup> International Conference of International Association for Computer Methods and Advances in Geomechanics, Ghosia, India, 2008.
- [13] Zimroz R., Wodecki J., Król R., Andrzejewski M., Śliwiński M., Stefaniak M.: Self-propelled Mining Machine Monitoring System – Data Validation, Processing and Analysis. Mine Planning and Equipment Selection, Springer International Publishing, 2014.

***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>