

MASZYNY GÓRNICZE

1/2019

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



MASZYNY GÓRNICZE

MINING MACHINES

1(157)2019

Kwartalnik naukowo-techniczny
Rok XXXVII, marzec 2019

Zespół Redakcyjny:

Redaktor Naczelny:

dr hab. inż. Dariusz Prostański
prof. ITG KOMAG

Z-ca Redaktora Naczelnego:

dr inż. Edward Pieczora

Sekretarz Redakcji:

mgr inż. Romana Zając

Redaktor statystyczny:

dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor językowy:

mgr Elżbieta Kwaśniewska-Gajda

Redaktorzy tematyczni:

dr hab. inż. Beata Grynkiewicz-Bylina
prof. ITG KOMAG

prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński

dr hab. inż. Stanisław Szweda
prof. ITG KOMAG

dr hab. inż. Stanisław Trenczek
prof. ITG KOMAG

dr inż. Krzysztof Stankiewicz

dr inż. Jarosław Tokarczyk

Korekta i skład:

mgr inż. Marzena Pabian-Macina

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
tel. 32 2374 129
<http://www.komag.eu>

Wersję elektroniczną wydawanego
kwartalnika należy traktować jako
wersję pierwotną.



ISSN 2450-9442

Szanowni Państwo

Mamy przyjemność zaprezentować Państwu kolejne wydanie kwartalnika Maszyn Górniczych, które ukazują wpływ badań naukowych i prac rozwojowych na rozwój rozwiązań technicznych i organizacyjnych w aspekcie podnoszenia ich innowacyjności.

Aktywność projektowa oraz efektywne wykorzystanie przez przemysł wyników badań naukowych wpływa na rozwój gospodarczy kraju zwiększając efektywność, bezpieczeństwo oraz ogranicza negatywny wpływ działalności górniczej na środowisko.

Zaprezentowane w niniejszym wydaniu wyniki prac badawczych i projektowych prezentują możliwości wdrożenia ich bezpośrednio do działalności gospodarczej, umożliwiając osiągnięcie sukcesu rynkowego.

Ośrodki naukowe i badawcze proponują wprowadzenie nowatorskich rozwiązań, adekwatnie do wymagań i potrzeb stawianych przez przemysł. Dzięki prowadzonym pracom wyprzedzającym, oferowane są nowe i udoskonalone rozwiązania o wysokim poziomie innowacyjności.

W naszym kwartalniku nastąpiły również zmiany organizacyjne - w miejsce wieloletniego Redaktora Naczelnego dr. inż. Antoniego Koziela powołano dr. hab. inż. Dariusza Prostańskiego prof. ITG KOMAG. Dokonano także zmian i uzupełnień w składzie Redaktorów technicznych kwartalnika.

Mając na uwadze Państwa zainteresowanie kwartalnikami z lat poprzednich, redakcja zaprasza wszystkich czytelników do korzystania z otwartego dostępu do archiwum „Maszyn Górniczych”, obejmującego lata 2005-2018 (<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/archiwum>).

Mamy nadzieję, że tematyka artykułów niniejszego wydania „Maszyn Górniczych” wpłynie na poszerzenie Państwa wiedzy technicznej i wzbogaci doświadczenia w zakresie mechanizacyjnych rozwiązań dla górnictwa.

Życząc Państwu przyjemnej lektury tradycyjnie zapraszamy do współpracy z naszą redakcją.

*Redakcja Naukowa
Kwartalnika „Maszyny Górnicze”*

PROJEKTOWANIE I BADANIA

Kalita M., Tokarczyk J.: Projektowanie i wirtualne prototypowanie konstrukcji ochronnych operatorów maszyn górniczych 3

Cheluska P., Płaszczyńska D.: Analiza intensywności drgań wysięgnikowego kombajnu chodnikowego generowanych procesem urabiania 12

BEZPIECZEŃSTWO I ERGONOMIA

Michalak D., Rozmus M.: Ocena ergonomiczna wozów do przewozu osób w górniczym transporcie pomocniczym 33

SZYBY I MASZyny WYCIĄGOWE

Gamrat D., Madej M., Michalski W., Helmrich P.: Przewoźna maszyna wyciągowa B-1200/M/AC-2m/s – mobilność bez ograniczeń 45

NAPĘDY I UKŁADY NAPĘDOWE

Bartoszek S., Jura J.: Układ aktywnego balansowania baterii ogniw litowych przeznaczony do górniczych maszyn mobilnych 52

Szkudlarek Z., Sobolewski A.: Napęd pośredni T-T dla przenośnika taśmowego ... 66

SYSTEMY ZASILANIA, STEROWANIA, MONITORINGU I DIAGNOSTYKI

Jasiulek D., Bartoszek S., Lubryka J.: Efektywność wykorzystania i bezpieczeństwo techniczne górniczej obudowy zmechanizowanej – PRASS III 73

DESIGNING AND TESTING

Kalita M., Tokarczyk J.: Designing and virtual prototyping of the structures protecting the mining machines operators 3

Cheluska P., Płaszczyńska D.: Analysis of the intensity of vibrations of a boom-type roadheader generated by a cutting process ... 12

SAFETY AND ERGONOMICS

Michalak D., Rozmus M.: Ergonomic assessment of cars for transporting people in mining auxiliary transport – surveys 33

SHAFTS AND HOISTING MACHINES

Gamrat D., Madej M., Michalski W., Helmrich P.: Mobile hoisting machine B-1200/M/AC-2m/s – unlimited mobility 45

DRIVERS AND DRIVE SYSTEMS

Bartoszek S., Jura J.: Active Battery Management System for lithium cells designed for the mobile mining machines 52

Szkudlarek Z., Sobolewski A.: T-T intermediate drive for a belt conveyor 66

SYSTEMS FOR POWER SUPPLY, CONTROL, MONITORING AND DIAGNOSTICS

Jasiulek D., Bartoszek S., Lubryka J.: Productivity and safety of shield support – PRASS III 73

Projektowanie i wirtualne prototypowanie konstrukcji ochronnych operatorów maszyn górniczych

Marek Kalita
Jarosław Tokarczyk

Designing and virtual prototyping of the structures
protecting the mining machines operators

Streszczenie:

W artykule przedstawiono zagadnienia związane z projektowaniem i wirtualnym prototypowaniem konstrukcji ochronnych operatorów samojezdnych maszyn górniczych. Przedstawiono wymagania formalno-prawne w zakresie konstrukcji chroniących operatora przed skutkami przewrócenia się maszyny oraz przed spadającymi przedmiotami. Wskazano na możliwości zastosowania oprogramowania klasy CAE w celu oceny konstrukcji chroniących, w obrębie kryterium bezpieczeństwa użytkowników, z zastosowaniem tzw. rozszerzonych modeli kryterialnych. Proces projektowania konstrukcji ochronnej, jej weryfikacja ze względu na kryterium wytrzymałościowe oraz walidacja wyników w postaci badań niszczących ukazują pełną procedurę zmierzającą do przemysłowego wdrożenia wyników prac badawczo rozwojowych.

Abstract:

The problems associated with designing and virtual prototyping of the structures protecting the operators of self-propelled mining machines are presented. Formal and legal requirements for the structures protecting the operators against tilting and falling objects are given. Possibility of using CAE class software in assessing the protective structures regarding the user safety criterion with use of so-called expanded criterial models are discussed. Designing of the protective structures and its verification regarding the strength criterion as well as validation of the results (non-destructive tests) makes industrial implementation of the research project results possible.

Słowa kluczowe: konstrukcja ochronna, kabina operatora, samojezdne maszyny górnicze, FOPS (Falling Object Protective Structure), ROPS (Roll-Over Protective Structures), RSPS (Rock Slide Protective Structure)

Keywords: protective structure, operator's cabin, self-propelled mining machines, FOPS (Falling Object Protective Structure), ROPS (Roll-Over Protective Structures), RSPS (Rock Slide Protective Structure)

1. Wprowadzenie

Samojezdne maszyny górnicze eksploatowane w podziemnych wyrobiskach chodnikowych narażone są, między innymi, na uderzenia powstałe w wyniku niekontrolowanego opadu skał stropowych. Środkiem technicznym chroniącym operatora przed skutkami obwałów są konstrukcje ochronne (kabiny). Zadaniem konstrukcji ochronnej jest zapewnienie odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa biernego operatorowi maszyny. Dyrektywy nowego podejścia oraz zharmonizowane z nimi normy określają wymagania bezpieczeństwa konstrukcji ochronnych w zakresie projektowania i eksploatacji. W myśl ustawodawstwa wyodrębnia się konstrukcje ochronne zabezpieczające operatora maszyny przed określonymi rodzajami zagrożeń. Pierwszym zagrożeniem, na jakie narażony jest operator maszyny, jest możliwość jej przewrócenia się podczas wykonywania czynności roboczych. Zakres ochrony operatora konstrukcją ochronną przed skutkami przewrócenia się maszyny ROPS (ang. Roll-Over Protective Structures) określa zharmonizowana z Dyrektywą Maszynową norma PN-EN ISO 3471:2009 [7]. Zawarto w niej zasady oceny obciążeń

przenoszonych przez konstrukcję ochronną w przypadku przewrócenia się, między innymi dla takich maszyn jak: spycharki, ładowarki gaśnicowe i kołowe, walce, czy wywrotki.

Drugim zagrożeniem, na które narażeni są operatorzy samojednych maszyn górniczych to uderzenia opadającymi przedmiotami. Wymagania stawiane konstrukcjom chroniącym operatora przed spadającymi przedmiotami FOPS (ang. Falling Object Protective Structure) zdefiniowano w normie PN-EN ISO 3449:2009 [6], również zharmonizowanej z Dyrektywą Maszynową.

Dla najwyższych wartości energii uderzenia, w wielu przypadkach stosuje się zapisy normy PN-92/G-59001 [2], która określa wymagania stawiane konstrukcjom chroniącym operatora przed zagrożeniami wynikającymi ze stropowych obwałów skalnych RSPS (ang. Rock Slide Protective Structure). Spadające przedmioty mogą wywoływać obciążenie udarowe, które ze względu na wartość energii uderzenia klasyfikuje się na następujące poziomy:

- poziom I – maksymalna wartość nie przekracza 1365 J, co odpowiada uderzeniu np. spadającą cegłą, narzędziem ręcznym lub niewielkim fragmentem skały [2],
- poziom II – maksymalna wartość nie przekracza 11,6 kJ, co w przypadku maszyn ziemnych odpowiada uderzeniu przewracającego się drzewa lub średniej wielkości fragmentu skały [6],
- poziom III – maksymalna wartość nie przekracza 60 kJ, co odpowiada upadkowi dużego fragmentu skały [2, 8]. Odporność na tę wartość energii muszą zapewniać specjalistyczne konstrukcje ochronne operatorów pojazdów i samojednych maszyn górniczych z napędem spalinowym, eksploatowanych w procesie technologicznym wydobywania rud metali nieżelaznych.

Analizując normy i akty prawne precyzujące wymagania stawiane konstrukcjom ochronnym, należy uwzględnić również normę istotną w procesie projektowania konstrukcji ochronnych operatora oraz prowadzenia badań weryfikujących ich wytrzymałość – PN-EN ISO 3164:2013-08 [3]. Wyznacza ona przestrzeń ochronną DLV, określającą granicę odkształceń konstrukcji ochronnej operatora, zarówno przed spadającymi przedmiotami, jak i podczas przewrócenia się maszyny.

2. Projektowanie i wirtualne prototypowanie konstrukcji ochronnych

Instytut Techniki Górniczej KOMAG od wielu lat specjalizuje się w projektowaniu i wirtualnym prototypowaniu konstrukcji ochronnych operatora, które z pozytywnym wynikiem przechodzą badania niszczące [1]. Przykładem kompleksowego podejścia do zagadnienia zapewnienia bezpieczeństwa pracy operatora jest konstrukcja ochronna ładowarki bocznie wysypującej typu ŁBT-1200M (rys. 1).

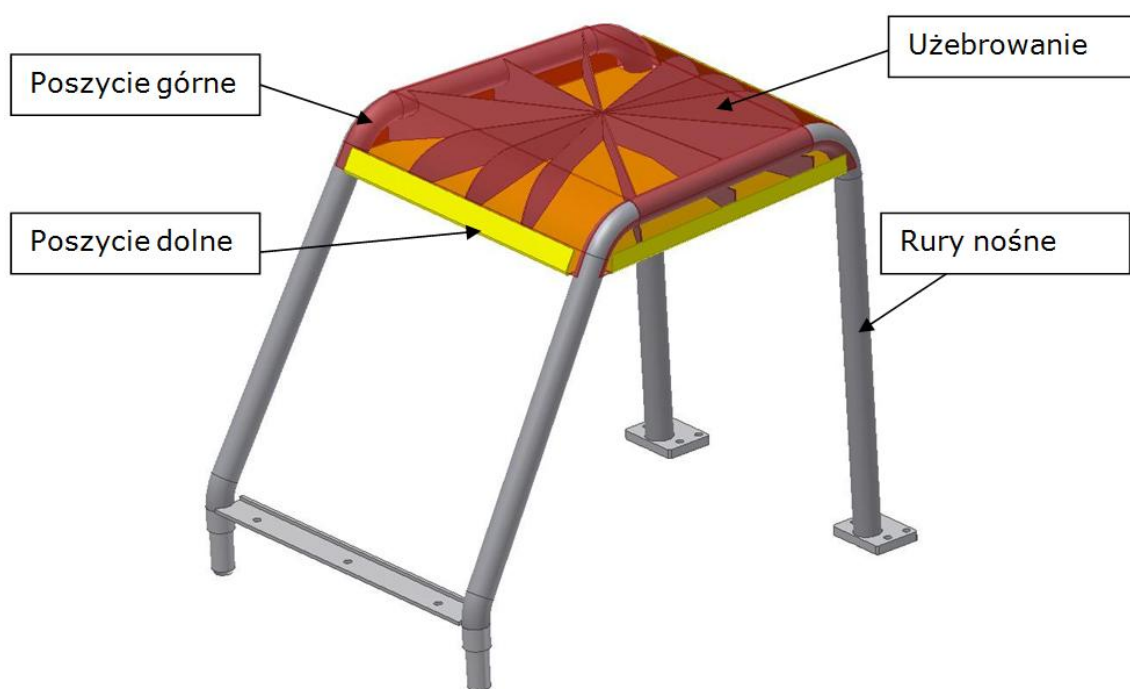
Zapewnienie odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa w zakresie FOPS uzyskano poprzez zaprojektowanie uźbrowanego poszycia dachu kabiny (rys. 2).

Zaprojektowana konstrukcja ochronna operatora ładowarki górniczej składa się z trzech podstawowych elementów, tj.: poszycia górnego, poszycia dolnego oraz uźbrowania. Uźbrowanie promieniście rozchodzące się z geometrycznego środka konstrukcji ochronnej w wyniku procesu spawania połączone jest z poszyciem górnym. Od zewnątrz, każde z żeber opiera się o konstrukcję rurową i o poszycie górne. Od spodu konstrukcji ochronnej znajduje się poszycie dolne, które wyprofilowano i przyspawano do poszycia górnego. Opracowana

konstrukcja skrzynkowa pomiędzy żebrami a poszyciem dolnym posiada przestrzeń, w której żebra mogą odkształcać się w trakcie uderzenia. Energia uderzenia pochłaniana jest w procesie zginania poszycia górnego usztywnionego żebrami oraz rozciągania poszycia dolnego. Wieloetapowy proces projektowania pozwolił na opracowanie konstrukcji mogącej przejąć energię o wartości 11,6 kJ, przy masie własnej nieprzekraczającej 100 kg.



Rys. 1. Konstrukcja ochronna operatora ładowarki ŁBT 1200M [opracowanie własne]

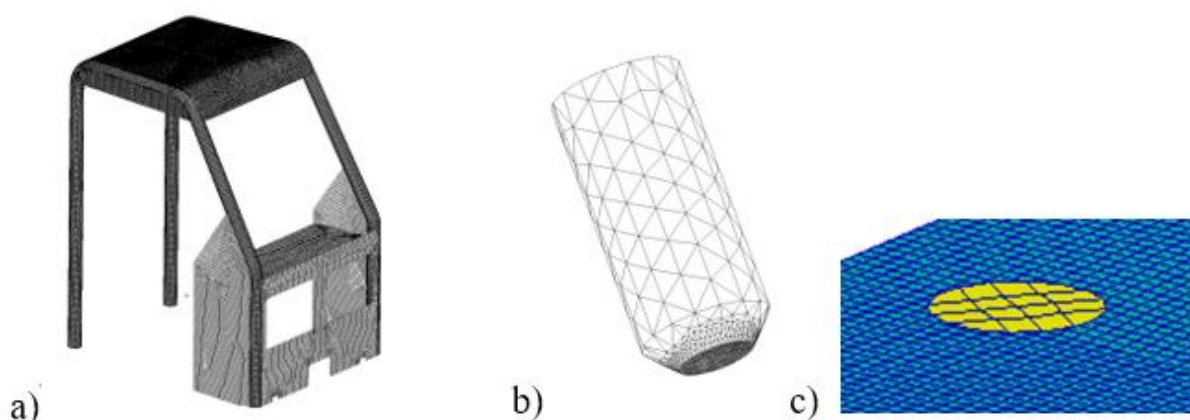


Rys. 2. Model przestrzenny poszycia dachu kabiny operatora [1]

3. Ocena konstrukcji ochronnej w świetle kryterium wytrzymałościowego

Ocenę konstrukcji ochronnej, z uwagi na kryterium wytrzymałościowe, przeprowadzono z zastosowaniem metody elementów skończonych. Ze względu na dynamiczny charakter przenoszonych obciążeń, zastosowano specjalistyczne oprogramowanie, dedykowane do symulacji zjawisk szybkozmiennych, gdzie czas trwania obciążenia wynosi około 0,2 s [11].

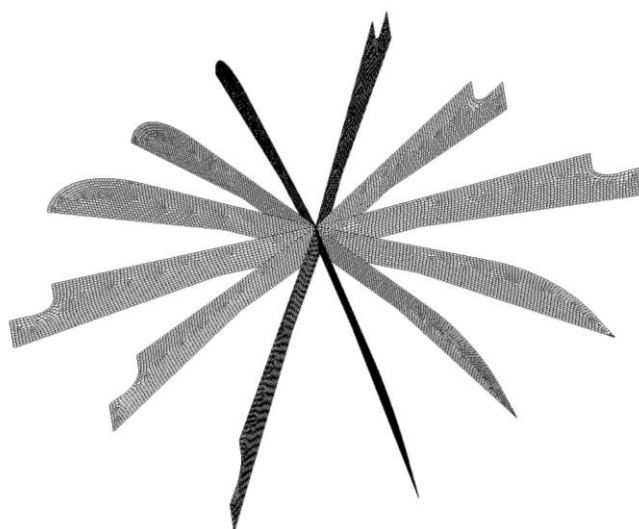
W skład modelu obliczeniowego wchodził zarówno model konstrukcji ochronnej jak i model obciążnika. Zastosowano dwa warianty modelu obciążnika, tj.: dyskretyzację modelu geometrycznego za pomocą elementów przestrzennych lub odwzorowanie, tylko jego powierzchni kontaktowej, za pomocą elementów powłokowych (rys. 3).



Rys. 3. Widok modelu obliczeniowego:

a) konstrukcja chroniąca operatora, b) reprezentacja obciążnika za pomocą elementów przestrzennych, c) reprezentacja obciążnika w sposób uproszczony za pomocą elementów powierzchniowych [opracowanie własne]

W przypadku obliczeń numerycznych MES konstrukcji ochronnej operatora model obliczeniowy obejmował wszystkie elementy, które przejmują i dyssypują energię uderzenia. W związku z tym w obliczeniach przedmiotowej konstrukcji ochronnej uwzględniono jej podpory (rury nośne) oraz poszycie górne i dolne, wraz z dodatkowymi wzmocnieniami w postaci żeber (rys. 4).

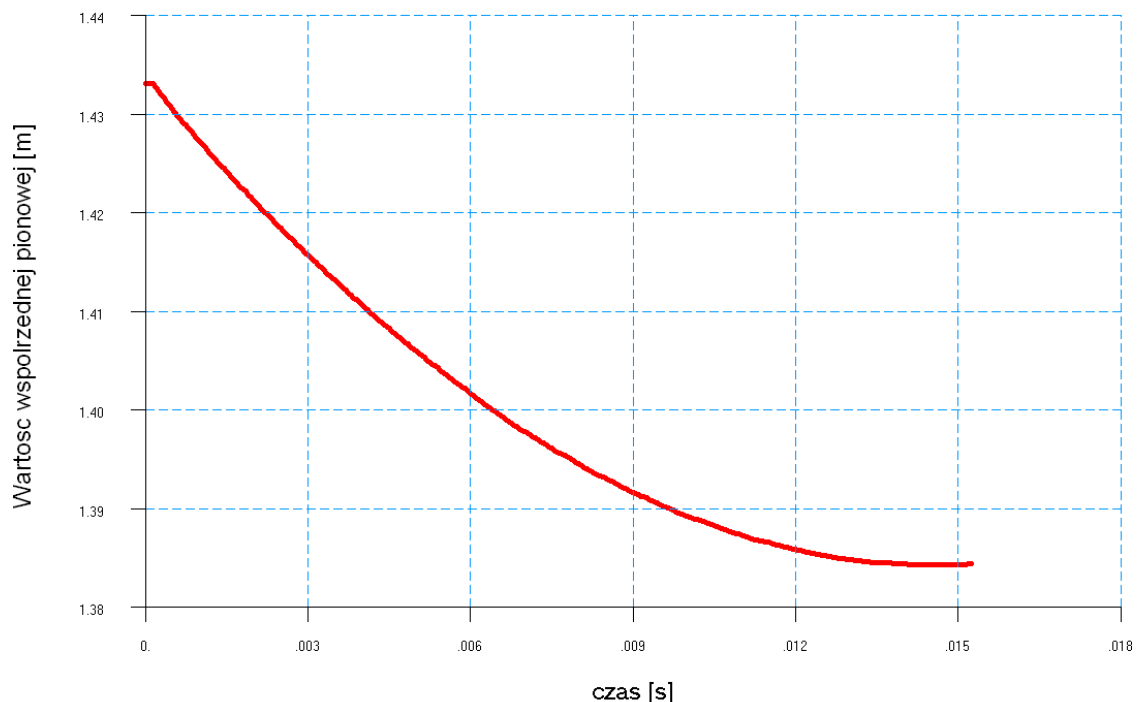


Rys. 4. Widok wzmocnień (zeber) umiejscowionych pomiędzy górnym i dolnym poszyciem konstrukcji chroniącej [opracowanie własne]

Zjawiska zachodzące podczas badań niszczących wymusiły konieczność zastosowania sprężysto-plastycznych modeli materiałów, ponieważ każdorazowo występowały odkształcenia plastyczne, a po badaniu, konstrukcja nie posiadała pierwotnych cech geometrycznych. Modele materiałów opisywano parametrami takimi jak: moduł Younga, liczba Poissona, granica plastyczności, wytrzymałość na rozciąganie, a także maksymalne dopuszczalne odkształcenie, po przekroczeniu którego dochodziło do utraty ciągłości materiału. Sprężysto-plastyczny model materiału umożliwiał symulowanie takich zjawisk jak lokalna utrata stateczności, która w przypadku podpór najpierw prowadzi do wyboczenia, a następnie do całkowitej utraty ich nośności.

W Instytucie KOMAG do prowadzenia obliczeń wytrzymałościowych stosuje się specjalistyczne oprogramowanie, wykorzystujące metodę MES z tzw. jawnym całkowaniem po czasie. Oprogramowanie to umożliwia symulowanie szybkozmiennych zjawisk, wraz z towarzyszącymi im nieliniowościami materiałowymi i wynikającymi z występujących modeli kontaktów.

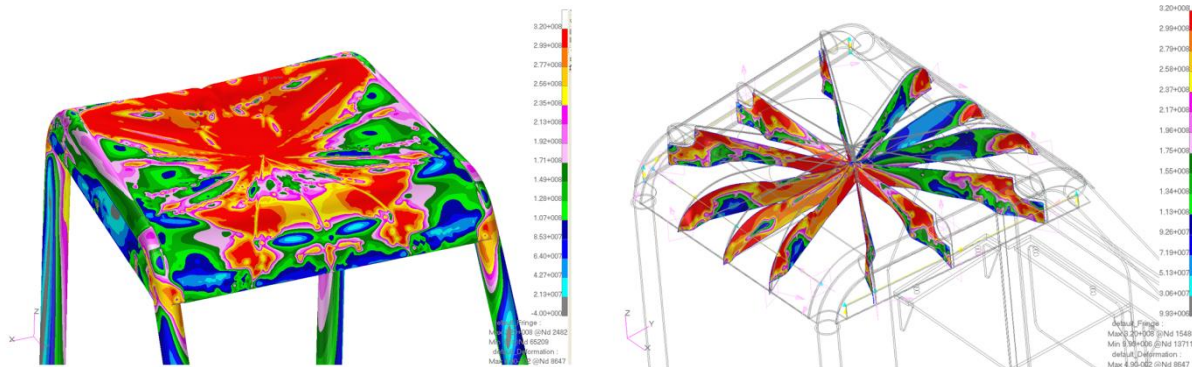
Wyniki obliczeń, na podstawie których oceniana konstrukcja jest dopuszczana do użytku lub którą należy zmodyfikować, dotyczą wartości maksymalnego ugięcia dolnego poszycia (najczęściej jest to punkt znajdujący się na głowę operatora) oraz ewentualnej utraty ciągłości materiału. Na żadnym etapie symulacji nie może dojść do naruszenia tzw. przestrzeni chronionej odzwierciedlającej operatora [3, 4, 5]. Wyniki ugięcia będącego sumą odkształceń sprężystych i plastycznych najczęściej prezentowane są w postaci wykresu (rys. 5).



Rys. 5. Wykres przemieszczenia węzła znajdującego się w poszyciu dolnym konstrukcji chroniącej, nad głową operatora [9]

Pozostałe wyniki obliczeń prezentowane są w postaci map przedstawiających naprężenia sprężyste i plastyczne, które są zmienne w czasie. Przykładowo, przy maksymalnym ugięciu

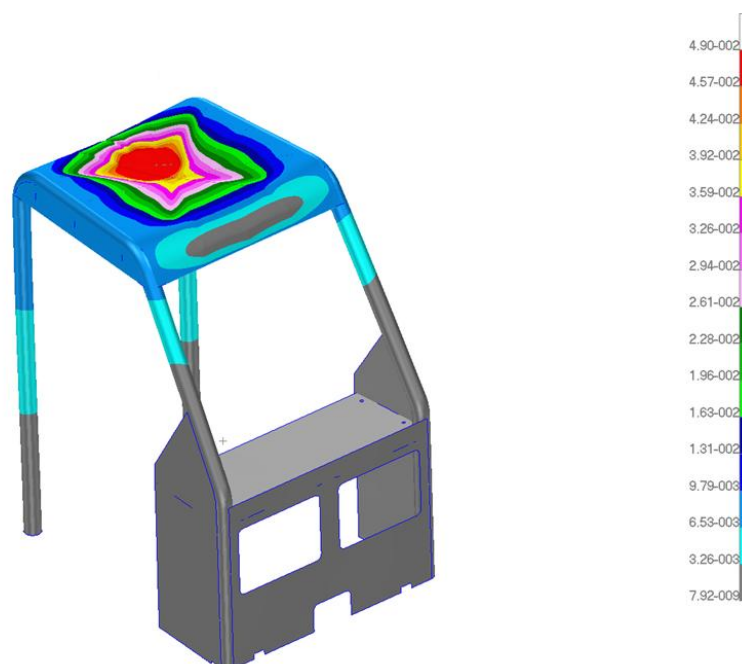
konstrukcji chroniącej, większa część obszaru górnego poszycia osiąga wartość granicy plastyczności lub jest bliska tej wartości (rys. 6).



Rys. 6. Przykładowe wyniki obliczeń szybkozmiennych konstrukcji chroniącej operatora – mapa naprężeń zredukowanych w chwili jej maksymalnego ugięcia [9]

Na podstawie prowadzonej analizy wyników obliczeń uzyskano odpowiedź, które części konstrukcji uczestniczą w sposób szczególny w przejmowaniu energii uderzenia, jaka jest postać deformacji podczas trwania obciążenia uderowego (suma odkształceń plastycznych i sprężystych), i po odciążeniu konstrukcji (tylko odkształcenia plastyczne) oraz jakie są wartości przemieszczeń w dowolnym miejscu modelu obliczeniowego.

Obciążenie uderowe powoduje, że uzyskane wartości ugięć konstrukcji chroniącej są wynikiem jej plastycznego odkształcenia. Szczególnie istotne znaczenie mają wartości lokalnych odkształceń, które mogą wskazywać (lub nie) na utratę ciągłości materiału. Wyniki powinny być zatem porównywane do maksymalnych wydłużeń procentowych (np. wydłużenie A5 lub A10) dla danego materiału. Na rysunku 7 przedstawiono przykładową mapę przemieszczeń konstrukcji chroniącej operatora.



Rys. 7. Przykładowe wyniki obliczeń szybkozmiennych konstrukcji chroniącej operatora – mapa przemieszczeń [9]

Potwierdzeniem poprawności otrzymanych wyników obliczeń numerycznych MES są badania niszczące. Przeprowadzone badania niszczące wykazały, że po uderzeniu obciążnika z energią 11,6 kJ jedynie górne poszycie konstrukcji ochronnej zostało odkształcone plastycznie (rys. 8). Całą energię uderzenia przejęło znajdujące się wewnątrz poszycia uźebrowanie. Analiza efektów uderzenia obciążnikiem wykazała, że wyznaczone przed zniszczeniem punkty charakterystyczne kabiny nie zmieniły swojego położenia. Również elementy nośne konstrukcji ochronnej (rury) nie uległy uszkodzeniu. Największe odkształcenia poszycia górnego konstrukcji ochronnej znajdowały się w miejscu uderzenia obciążnika i wynosiły 56 mm. Analiza nagrania video wykonywanego w trakcie badań niszczących wykazała, że żaden element konstrukcji ochronnej nie naruszył przestrzeni ochronnej DLV umieszczonej pod poszyciem dolnym.



Rys. 8. Odkształcenie poszycia górnego konstrukcji ochronnej będące efektem badań niszczących [1]

W trakcie prowadzenia wirtualnego prototypowania konstrukcji ochronnych operatora można również prowadzić bardziej zaawansowane analizy numeryczne, wymagające zastosowania tzw. rozszerzonych modeli kryterialnych, obejmujące zarówno konstrukcję chroniącą jak i model operatora, który reprezentowany jest za pomocą modelu cech antropometrycznych typu ATB (ang. Articulated Total Body). Uzyskane w wyniku obliczeń wyniki obejmują nie tylko konstrukcję chroniącą, ale również identyfikują zagrożenia mechaniczne oddziałujące na operatora. Określenie zagrożeń mechanicznych pochodzących od przemieszczeń, prędkości, przyspieszeń poszczególnych segmentów ciała oraz wartości sił i momentów sił w poszczególnych stawach możliwe jest na podstawie obliczonych wartości parametrów biomechanicznych, tj. kryterium urazu głowy HIC (ang. Head Injury Criterion) [9].

4. Podsumowanie

Proces projektowania konstrukcji ochronnych operatorów samojezdnych maszyn górniczych wymaga uwzględnienia wymagań norm i aktów prawnych. Ze względu na bardzo trudne warunki eksploatacji maszyn górniczych, zapewnienie operatorom właściwego poziomu bezpieczeństwa biernego jest procesem skomplikowanym i wymagającym zastosowania najnowocześniejszych narzędzi oraz specjalistycznego oprogramowania.

Opracowanie bezpiecznej konstrukcji ochronnej wymaga zastosowania już na etapie prac projektowych wirtualnego prototypowania.

W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG doskonalone są metody weryfikacji wytrzymałościowej konstrukcji ochronnych operatora samojezdnych maszyn górniczych. Zastosowanie nowoczesnego oprogramowania inżynierskiego pozwala, do niezbędnego minimum, ograniczyć kosztowne badania niszczące. Prowadzona współbieżnie z procesem projektowania weryfikacja MES pozwala na obniżenie kosztów związanych z badaniami oraz wdrożeniem konstrukcji ochronnych operatora maszyn górniczych eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach górniczych. W procesie wirtualnego prototypowania, oprócz kryteriów technicznych, stosuje się kryteria antropotechniczne, w ramach których ocenia się skutki jakie może wywołać na użytkownika obciążenie uderowe środka transportu. W tym celu definiowane są tzw. rozszerzone modele kryterialne, obejmujące zarówno środek techniczny (np. konstrukcja ochronna operatora), jak i model cech antropometrycznych, dedykowany do oceny bezpieczeństwa operatora. Model ten jest wirtualnym odpowiednikiem manekinów stosowanych w testach zderzeniowych. W ten sposób możliwe jest dokonanie wielokryterialnej oceny zarówno głównych elementów nośnych konstrukcji, jak i rozwiązań poprawiających bezpieczeństwo bierne [10].

Zaprezentowane w artykule wyniki prac projektowych i obliczeń numerycznych MES zostały poddane walidacji podczas badań niszczących. Zaproponowane cechy konstrukcyjne umożliwiły spełnienie wymagań stawianym konstrukcji ochronnej ładowarki górniczej zakresie FOPS. Pozytywne wyniki badań potwierdziły, że opracowane w ITG KOMAG procedury projektowo-badawcze są poprawne i pozwalają na opracowanie konstrukcji ochronnej operatora SMG spełniającej wymagany przepisami poziom bezpieczeństwa.

Literatura

- [1] Kalita M.: Konstrukcja ochronna operatora ładowarki górniczej w świetle przepisów i badań niszczących. *Maszyny Górnicze* 2013, nr 1 s. 16-21.
- [2] Norma PN-92/G-59001 Samojezdne maszyny górnicze – Konstrukcje chroniące operatora przed obwałami skał – Wymagania i badania (norma wycofana)
- [3] Norma PN-EN ISO 3164:2013-08 Maszyny do robót ziemnych – Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora – Wymagania dotyczące przestrzeni chronionej.
- [4] Norma PN-EN ISO 3411:2007 Maszyny do robót ziemnych – Wymiary operatorów i minimalna przestrzeń wokół operatora.
- [5] Norma PN-EN ISO 5353:2011 Maszyny do robót ziemnych, ciągniki i maszyny rolnicze i leśne – Punkt bazowy siedziska.
- [6] Norma PN-EN ISO 3449:2009 Maszyny do robót ziemnych – Konstrukcje chroniące sprzed spadającymi przedmiotami – Wymagania i badania laboratoryjne.
- [7] Norma PN-EN ISO 3471:2009 Maszyny do robót ziemnych – Konstrukcje chroniące przy przewróceniu się maszyny – Badania laboratoryjne i wymagania techniczne.
- [8] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. z 2016 r. poz. 1131 i 1991 oraz z 2017 r. poz. 60, 202 i 1089).

- [9] Tokarczyk J.: Method for virtual prototyping of cabins of mining machines operators. Archives of Mining Sciences 2015, vol. 60, no 1, s. 329-340.
- [10] Tokarczyk J.: Metodyka identyfikacji wybranych zagrożeń mechanicznych w pomocniczym transporcie podziemnych zakładów górniczych. Prace Naukowe – Monografie KOMAG, Monografia nr 52, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2017.
- [11] Tokarczyk J.: Obliczenia dynamiczne MES konstrukcji chroniącej operatora (FOPS). CMG KOMAG Gliwice 2006 (materiały niepublikowane).

dr inż. Marek Kalita
mkalita@komag.eu

dr inż. Jarosław Tokarczyk
jtokarczyk@komag.eu

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Czy wiesz, że

... Departament Energetyki USA (DOE) wydał powiadomienie o zamiarze sfinansowania co najmniej dwóch kompletnych opracowań związanych z zastosowaniem technologii czystego węgla. Nowe projekty dotyczyć będą zbiorczych instalacji do wychwytywania dwutlenku węgla głównie w elektrowniach węglowych, ale także wykorzystujących gaz ziemny. Finansowanie obejmie zarówno prace badawcze, jak i projektowe nowatorskich instalacji. Wyniki szeroko zakrojonych badań będzie można zastosować w już istniejących elektrowniach węglowych. Umożliwią one utylizację lub składowanie wychwyconego dwutlenku węgla. Przewidywany termin wydania decyzji o finansowaniu wymienionych opracowań to drugi kwartał 2019 r.

World Coal 2019 nr 1 s.6

Analiza intensywności drgań wysięgnikowego kombajnu chodnikowego generowanych procesem urabiania

Piotr Cheluszka
Dawid Plaszczyńska

Analysis of the intensity of vibrations of a boom-
type roadheader generated by a cutting process

Streszczenie:

Kombajny chodnikowe podczas urabiania, zwłaszcza skał trudno urabialnych, podlegają działaniu silnych obciążeń dynamicznych i wymuszeń drgań. Zjawiska te są skutkiem dużej zmienności obciążenia głowic urabiających, wynikającej z przebiegu procesu skrawania skały. W efekcie, drgania generowane podczas urabiania przenoszone są z głowic urabiających na ich ustrój nośny – wysięgnik, obrotnicę oraz kadłub kombajnu. Duża intensywność drgań towarzyszących realizacji procesu roboczego może być przyczyną spadku trwałości i niezawodności kombajnu prowadząc do wzrostu jego awaryjności. Silne drgania tego rodzaju maszyn górniczych mają przy tym negatywny wpływ na środowisko (przenoszone są one za pośrednictwem podpór na spąg) oraz ergonomię i bezpieczeństwo ich użytkowania. W artykule przedstawiono wyniki pomiarów stanowiskowych przyspieszenia drgań w węzłach konstrukcyjnych wysięgnikowego kombajnu chodnikowego R-130 podczas urabiania powierzchni bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych. Określona została intensywność drgań w różnych warunkach realizacji procesu urabiania. Zbadano wpływ technologii urabiania powierzchni czoła przodku oraz parametrów procesu urabiania na drgania kombajnu wysięgnikowego w trakcie jego pracy.

Abstract:

Boom-type roadheaders during cutting, especially hard rocks, are subjected to strong dynamic loads and vibration excitations. These phenomena result from the high variability of the load of cutting heads, resulting from the course of the process of cutting the rocks with picks in which these heads are equipped. As a result, the vibrations generated during cutting are transferred from the cutting heads to their load-carrying structure – the boom, the turntable and the body of the roadheader. High intensity of vibrations accompanying the working process may cause a decrease in durability and reliability of the roadheader, leading to an increase in its failure rate. Strong vibrations of this kind of mining machines have a negative impact on the environment (they are transferred via supports to the floor) as well as ergonomics and safety of their use. The article presents the results of stand measurements of vibration acceleration in selected construction nodes of the R-130 roadheader while cutting block surface made of equivalent materials. The intensity of vibrations in various conditions of the cutting process was determined. The influence of cutting technology on the heading face and cutting process parameters on the intensity of vibrations of the boom-type roadheader with transverse cutting heads was examined during its operation.

Słowa kluczowe: wysięgnikowy kombajn chodnikowy, proces urabiania, drgania, stanowisko doświadczalne, pomiary

Keywords: boom-type roadheader, cutting process, vibrations, experimental stand, measurements

1. Wprowadzenie

Urabianie mechaniczne skał zwłaszcza trudno urabialnych wysięgnikowymi kombajnami chodnikowymi jest procesem silnie dynamicznym. Oddziaływaniu narzędzi urabiających na caliznę skalną towarzyszą bowiem siły o dużej zmienności. Efekt ten wynika z własności mechanicznych urabianego ośrodka skalnego oraz jego budowy strukturalnej. Drgania oraz siły dynamiczne, których źródłem jest realizacja procesu urabiania powierzchni czoła przodku przenoszone są na ustrój nośny głowic urabiających – wysięgnik, obrotnicę, kadłub (nadwozie) maszyny i dalej – poprzez jej podpory – na spąg drążonego wyrobiska [1, 3, 4, 8].

Drgania te mają negatywny wpływ na trwałość konstrukcji kombajnu, a zwłaszcza węzłów łożyskowych łączących główne jego podzespoły [17, 18, 21, 27].

Kruczość skał sprawia, że oddzielane od calizny przez nóż skrawający ziarna urobku mają zróżnicowany kształt i wielkość. W efekcie, nawet gdy wykonywany jest skraw o stałej głębokości obciążenie narzędzia skrawającego jest zmienne. Przebieg tego obciążenia ma przy tym cykliczny charakter, wynikający z odspajania kolejnych ziaren urobku. Czas kolejnych cykli odspajania ziaren urobku (od chwili wejścia ostrza noża w kontakt z urabianą calizną do chwili oderwania się ziarna urobku) jest przy tym różny. Siły działające na nóż skrawający w kolejnych cyklach odspajania mogą dlatego różnić się i to znacznie. Wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych procesu skrawania skał, realizowanych od wielu lat w krajowych i zagranicznych ośrodkach naukowych, potwierdzają skomplikowany jego mechanizm. Dotyczy to zwłaszcza skrawania nożami stożkowymi, powszechnie stosowanymi w kombajnach górniczych i nie tylko [7, 9 – 11, 14, 19, 20, 22, 24 – 26]. W miejscu kontaktu ostrza noża z urabianą skałą występuje złożony stan naprężeń. Występują przy tym duże siły tarcia, a ponadto dochodzi do wgniatania części roboczej noża w dno wykonywanej przezeń bruzdy, w wyniku czego ulega ono odkształceniom sprężystym i plastycznym. Utrzymanie zadanej głębokości skrawu wymaga więc dużych sił docisku noża do powierzchni urabianej skały [13]. W miarę ruchu noża, siła ta zmienia się w dużym zakresie, proporcjonalnie (w przybliżeniu) do siły skrawania. Ponieważ droga, na której realizowany jest proces skrawania przez poszczególne noże w kolejnych obrotach głowicy/organu urabiającego kombajnu górniczego ma określoną długość wynikającą z wysokości urabianej warstwy, kolejne noże wchodząc w kontakt z urabianą calizną są obciążane, natomiast z chwilą wyjścia z tego kontaktu – są odciążane. Rozmieszczenie noży skrawających na poboczniczy głowicy/organu urabiającego sprawia, że przebiegi czasowe obciążenia poszczególnych noży realizujących proces urabiania są przesunięte w czasie. Ponadto, liczba noży biorących jednocześnie udział w procesie urabiania zmienia się w czasie. Wymienione wyżej przyczyny sprawiają, że obciążenie od urabiania działające na głowicę/organ urabiający, napęd oraz ustrój nośny (kadłub maszyny) cechuje się dużą zmiennością. Proces urabiania skał kombajnami górniczymi jest źródłem silnych drgań i obciążeń dynamicznych węzłów konstrukcyjnych tego rodzaju maszyn. Dotyczy to zwłaszcza wysięgnikowych kombajnów chodnikowych.

W artykule zaprezentowano wybrane wyniki pomiarów przyspieszenia drgań w wytypowanych węzłach konstrukcyjnych wysięgnikowego kombajnu chodnikowego R-130 podczas urabiania. Badania te realizowano w skali półprzemysłowej na stanowisku badawczym zbudowanym specjalnie w tym celu w Hali Technologicznej Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej. Kombajn chodnikowy urabiał blok wykonany z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo-piaskowych) o odpowiednio dobranej urabialności. Składał się on z pięciu warstw o różnej grubości, nachylonych poprzecznie do podłoża pod kątem 10° , o wytrzymałości na ściskanie z przedziału od 33 do 69 MPa. Własności mechaniczne urabianego ośrodka oraz sposób ułożenia warstw odzwierciedlały warunki drażenia wyrobisk korytarzowych wysięgnikowymi kombajnami chodnikowymi eksploatowanymi w polskich kopalniach węgla kamiennego. W ramach niniejszej pracy określona została intensywność drgań wysięgnikowego kombajnu chodnikowego w różnych warunkach realizacji procesu urabiania. Zbadano wpływ technologii urabiania powierzchni czoła przodku (rodzaju wykonywanych skrawów) oraz parametrów procesu urabiania na intensywność jego drgań.

2. Pomiary drgań wysięgnikowego kombajnu chodnikowego

Obiektem badań był wysięgnikowy kombajn chodnikowy R-130 (Famur S.A.). Jest to podstawowy typ kombajnu chodnikowego stosowany do drążenia wyrobisk korytarzowych w kopalniach węgla kamiennego w Polsce. Wyposażony jest on w poprzeczne głowice urabiające napędzane przez silnik w układzie urabiania o mocy 130 kW. Na potrzeby realizowanych badań maszyna ta wyposażona została w układ pomiarowo-rejestrujący, który tworzyło 75 torów pomiarowych [5]. Pomiary zrealizowano w czasie symulowanego urabiania powierzchni czoła przodku wyrobiska korytarzowego w warunkach laboratoryjnych. Urabiano powierzchnię bloku cementowo-piaskowego.

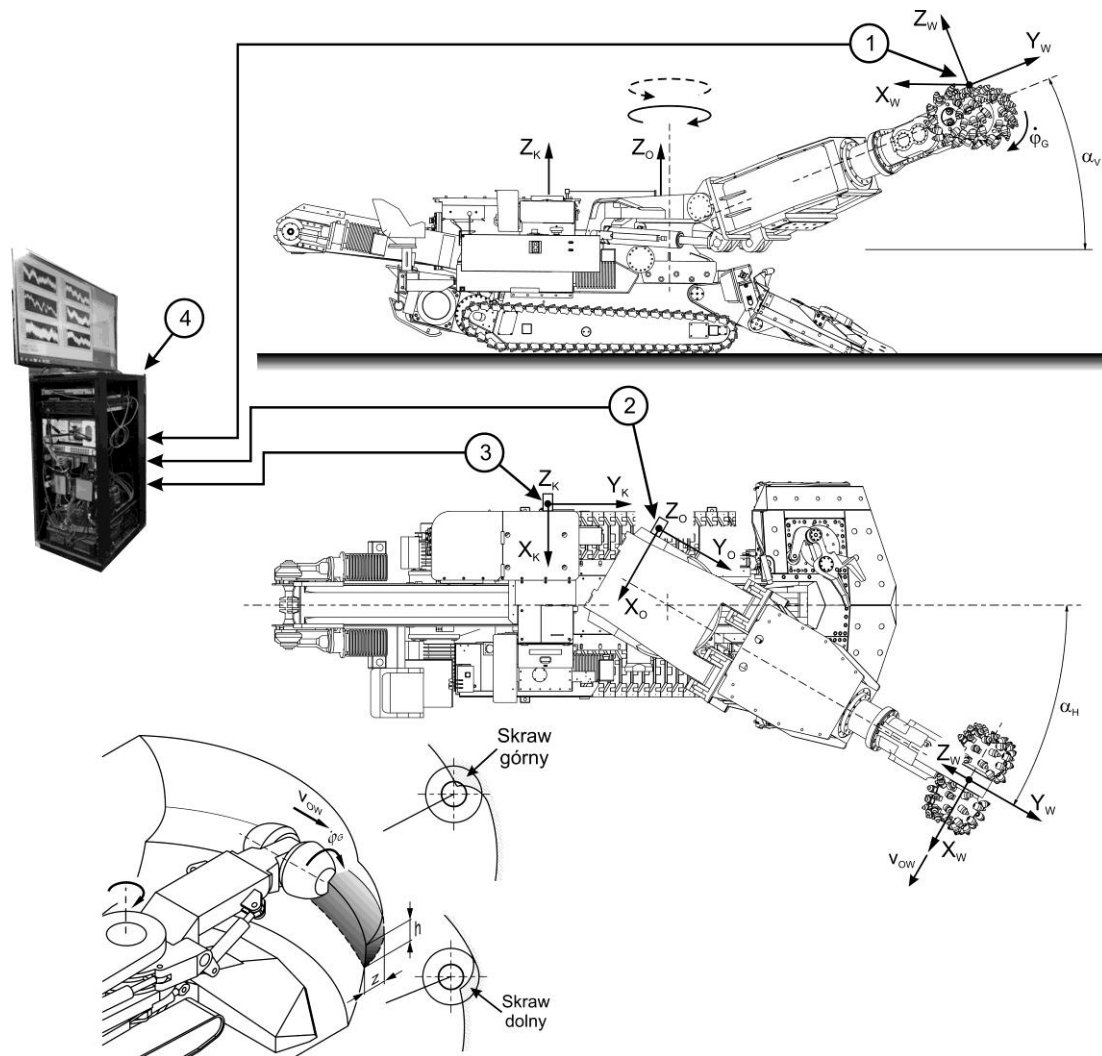
Dla potrzeb określenia intensywności drgań kombajnu chodnikowego podczas urabiania mierzono składowe przyspieszenia drgań w wytypowanych węzłach konstrukcyjnych kombajnu. Ze względu na modułową budowę tego rodzaju maszyn, pomiar przyspieszenia drgań obejmował wysięgnik, część ruchomą obrotnicy oraz kadłub kombajnu (rys. 1). Wykorzystano do tego czujniki akcelerometryczne HANSFORD SENSORS HS-100 [28]. Rozmieszczone one zostały w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach, w charakterystycznych punktach kombajnu, to jest:

- na końcu wysięgnika, w punkcie leżącym w przybliżeniu na przecięciu osi podłużnej wysięgnika z osią obrotu głowic urabiających (rys. 1 – poz. 1 oraz rys. 2a),
- w obrębie ucha lewego siłownika podnoszenia wysięgnika, poprzez które siłownik ten zamocowany jest do części ruchomej obrotnicy (rys. 1 – poz. 2 oraz rys. 2b),
- w tylnej części kadłuba lewego wózka gaśnicowego (rys. 1 – poz. 3 oraz rys. 2c).

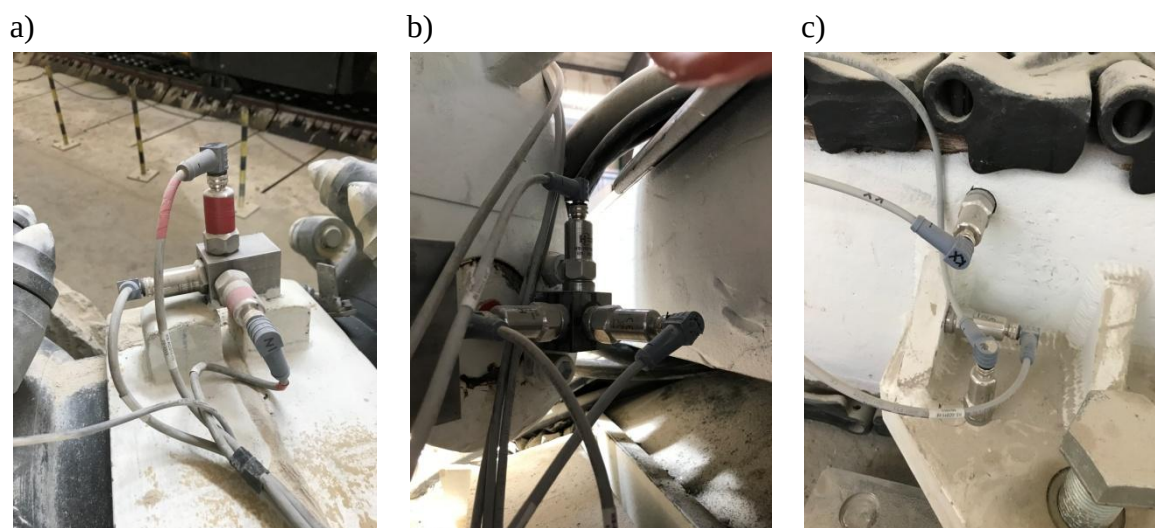
Sygnały z układu pomiarowego doprowadzone zostały za pomocą ekranowanych przewodów do szafy pomiarowej (rys. 1 – poz. 4), w której zlokalizowany został układ do akwizycji, rejestracji i przetwarzania danych pomiarowych. Dla potrzeb rejestracji i przetwarzania danych pomiarowych zastosowano dedykowany komputer pomiarowy firmy National Instruments PXIe1071 (rys. 3a) z jednostką centralną PXIe-8820 (1), stanowiącą kompletny komputer klasy PC z dedykowanym systemem operacyjnym i zainstalowanym oprogramowaniem LabView. Jednostka centralna PXIe-8820 wyposażona została w procesor dual-core Intel Celeron 1020E taktowany z częstotliwością 2.2 GHz, pamięć RAM 8GB 1333 MHz DDR3L i dysk twardy o pojemności 250 GB [29]. Do komunikacji z urządzeniami zewnętrznymi wykorzystano sieć Ethernet oraz szybkie porty USB. Komputer NI PXIe1071 wraz z jednostką centralną, wyposażone są w złącza do instalacji specjalistycznych kart pomiarowych, dla różnego typu czujników i różnego rodzaju sygnałów pomiarowych. W rozpatrywanym przypadku komputer pomiarowy wyposażony został między innymi w kartę pomiarową PXIe-4492 (rys. 3a – poz. 2). Karta ta posiada 8 wejść analogowych napięciowych o maksymalnym napięciu wejściowym ± 10 V, rozdzielczości 24 bit i maksymalnej częstotliwości próbkowania 204,8 kS/s. Wykorzystana ona została do akwizycji sygnałów pomiarowych z akcelerometrów. Przewody sygnałów z akcelerometrów zakończone wtykami BNC podłączone zostały do karty pomiarowej za pośrednictwem terminala BNC-2144 (rys. 3b). Ze względu na niewystarczającą liczbę kanałów dla podłączenia akcelerometrów, w układzie pomiarowym zastosowano dodatkowo kontroler cDAQ-9188 prod. National Instruments (rys. 3c). Zabudowana w nim karta pomiarowa NI-9234 udostępniła dodatkowe wejścia sygnałów z akcelerometrów. Podobnie, jak terminal

BNC-2144 karta ta wyposażona jest w złącza BNC. Komunikacja kontrolera cDAQ z komputerem pomiarowym PXIe realizowana była za pośrednictwem sieci Ethernet.

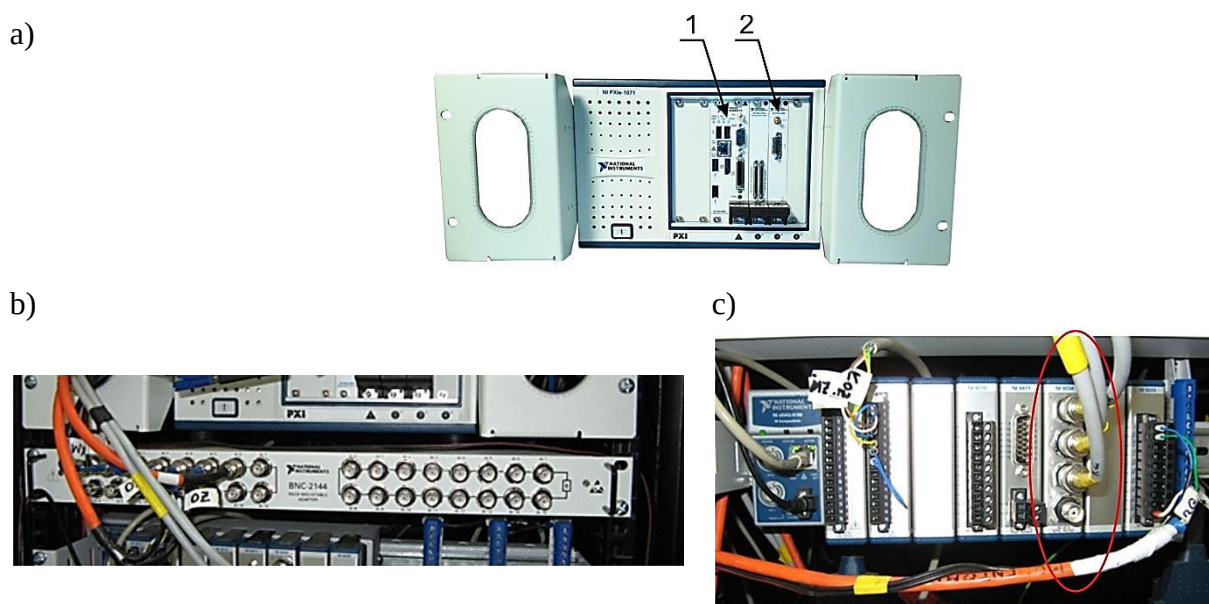
Pomiary drgań oraz parametrów pracy kombajnu chodnikowego dokonane zostały w trakcie wykonywania skrawów górnych i dolnych równoległe do podłoża, przy różnych wartościach parametrów charakteryzujących proces urabiania, to znaczy (rys. 1): zabioru z , wysokości skrawu h , prędkości kątowej głowic urabiających φ_G oraz prędkości ich przemieszczania (prędkości obwodowej wychylania wysięgnika) v_{OW} . Jest to bowiem zasadniczy sposób skrawania skały w powszechnie stosowanej technologii urabiania powierzchni czoła przodku drążonych wyrobisk korytarzowych, wysięgnikowymi kombajnami chodnikowymi wyposażonymi w poprzeczne głowice urabiające [15].



Rys. 1. Schemat ideowy układu do pomiaru przyspieszenia drgań w węzłach konstrukcyjnych kombajnu chodnikowego oraz punkty i kierunki pomiaru składowych przyspieszenia drgań: 1 – wysięgnika (wzdłuż osi układu współrzędnych $X_W Y_W Z_W$), 2 – części ruchomej obrotnicy (wzdłuż osi układu współrzędnych $X_O Y_O Z_O$), 3 – kadłuba kombajnu (wzdłuż osi układu współrzędnych $X_K Y_K Z_K$), 4 – rejestrator danych



Rys. 2. Rozmieszczenie czujników akcelerometrycznych na: a) wysięgniku, b) części ruchomej obrotnicy, c) kadłubie kombajnu



Rys. 3. Rejestrator danych pomiarowych: a) komputer PXIe1071 z kartami pomiarowymi (1 – jednostka centralna PXIe-8820, 2 – karta pomiarowa PXIe-4492), b) terminal BNC-2144, c) cDAQ-9188

3. Określenie intensywności drgań głównych podzespołów wysięgnikowego kombajnu chodnikowego podczas urabiania – wybrane przykłady

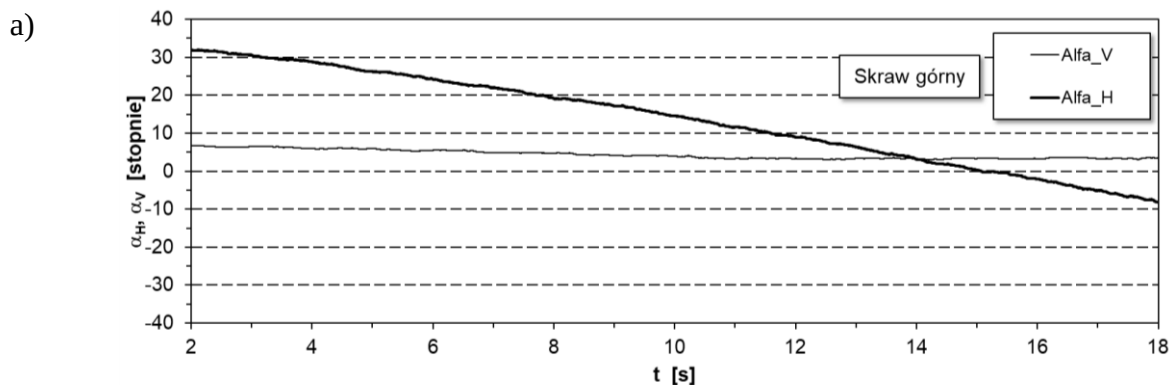
W niniejszym rozdziale przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba kombajnu chodnikowego w czasie wykonywania skrawu górnego oraz dolnego. Proces urabiania realizowany był przy zmiennych wartościach charakteryzujących go parametrów. Zmienna była zatem wielkość pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawów na ich długości oraz wydajność urabiania. Wynikało to ze zmieniających się, w miarę wykonywania skrawu, wartości zabioru, wysokości skrawu oraz prędkości ruchu głowic urabiających. Ze względu na urabianie powierzchni bloku cementowo-piaskowego o budowie warstwowej, zmieniała się również

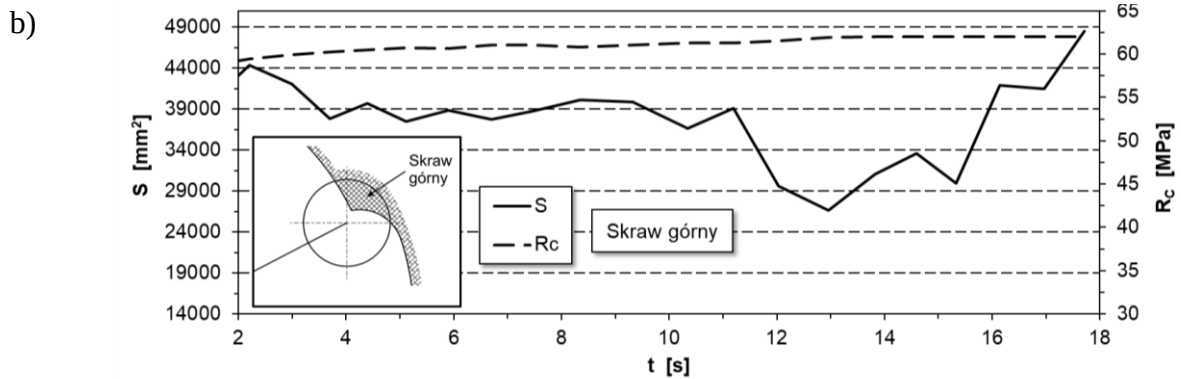
wytrzymałość na ściskanie urabianego ośrodka, w miarę przemieszczania się głowic urabiających.

Podczas realizacji przykładowego skrawu górnego wysięgnik wychylany był w lewo w zakresie kąta jego obrotu α_H od $+32^\circ$ do -9° (rys. 4a). Kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża α_V kształtował się przy tym na poziomie $+7^\circ$. Poprzeczne głowice urabiające wykonywały skraw górny o średniej wysokości h wynoszącej 230 mm, z zabiozem $z = 130$ mm. Ze względu na zmienną wartość tych parametrów na długości skrawu zmieniało się pole powierzchni jego przekroju poprzecznego S w granicach od około 26 700 do 48 500 mm² (rys. 4b – linia ciągła). Wartości tego pola określono na podstawie analizy przekrojów skrawu na jego długości uzyskanych w wyniku skanowania urabianej powierzchni przed i po wykonaniu danego skrawu za pomocą geodezyjnego skanera laserowego [2]. Wytrzymałość urabianej calizny na ściskanie R_c rosła w niewielkim zakresie, w miarę przemieszczania się głowic urabiających, bo od 59,5 do 62 MPa (linia przerywana). Zmienność ta wynikała z przechodzenia głowic urabiających przez kolejne warstwy urabianego bloku. Proces urabiania realizowany był w tym przypadku przy średniej prędkości kątowej głowic urabiających oraz prędkości ich przemieszczania równoległe do podłoża wynoszących odpowiednio: $\varphi_G = 7,8$ rad/s i $v_{OW} = 152$ mm/s.

Intensywność drgań głównych podzespołów kombajnu wysięgnikowego jest wyraźnie różna. Drganiom o największym przyspieszeniu poddawany był wysięgnik kombajnu (rys. 5a), najmniejszym zaś – część ruchoma obrotnicy (rys. 5b). Drgania rozpatrywanych podzespołów kombajnu są złożeniem drgań translacyjnych wzdłuż osi przyjętych układów odniesienia oraz drgań kątowych wokół tych osi. Ten drugi rodzaj drgań ma szczególnie duże znaczenie zwłaszcza w przypadku wysięgnika. Nie bez znaczenia jest tu położenie punktów pomiarowych oraz własności dynamiczne kombajnu. Własności te wynikają między innymi z rozkładu masy oraz ze sposobu realizacji i parametrów sprężysto-tłumieniowych więzów łączących poszczególne podzespoły kombajnu ze sobą. Jako miarę intensywności drgań przyjęto wartości skuteczne (RMS) składowych przyspieszenia drgań mierzonych w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach (rys. 1):

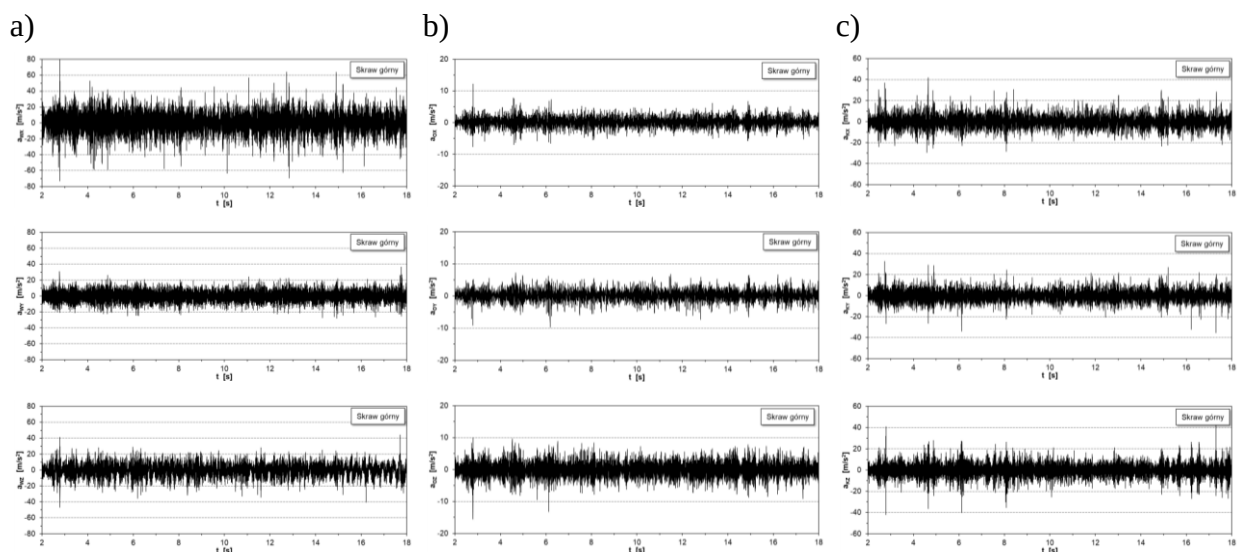
- w kierunku osi X_W (drżania obwodowe), Y_W (drżania wzdłużne) i Z_W (drżania poprzeczne) – w przypadku wysięgnika,
- w kierunku osi X_O , Y_O i Z_O – w przypadku części ruchomej obrotnicy,
- w kierunku osi X_K , Y_K i Z_K – w przypadku kadłuba kombajnu.





Rys. 4. Przebiegi czasowe: a) kątów wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej (α_H) i prostopadłej do podłoża (α_V), b) pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu (S) oraz średniej wytrzymałości urabianej calizny na ściskanie (R_c) podczas realizacji przykładowego skrawu górnego

Podczas realizacji analizowanego skrawu wartość skuteczna przyspieszenia drgań obwodowych wysięgnika (a_{WX}), dla badanego interwału czasowego, wyniosła blisko 12 m/s^2 (tab. 1). Drgania wysięgnika w tym kierunku cechowały się największą intensywnością. Wartości skuteczne przyspieszenia drgań wzdłużnych (a_{WY}) oraz poprzecznych (a_{WZ}) były bowiem odpowiednio o blisko połowę i 1/3 mniejsze. Wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy nie przekraczały 30% wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika. Mieściły się one w zakresie od $1,6$ do $2,2 \text{ m/s}^2$ (tab. 1). Z kolei, wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań kadłuba kombajnu w kierunku osi związanego z nim układu odniesienia kształtowały się w granicach od $5,1$ (a_{KY}) do $6,1 \text{ m/s}^2$ (a_{KX}).



Rys. 5. Przebiegi czasowe składowych przyspieszenia drgań podczas realizacji przykładowego skrawu górnego: a) wysięgnik, b) część ruchoma obrotnicy, c) kadłub kombajnu

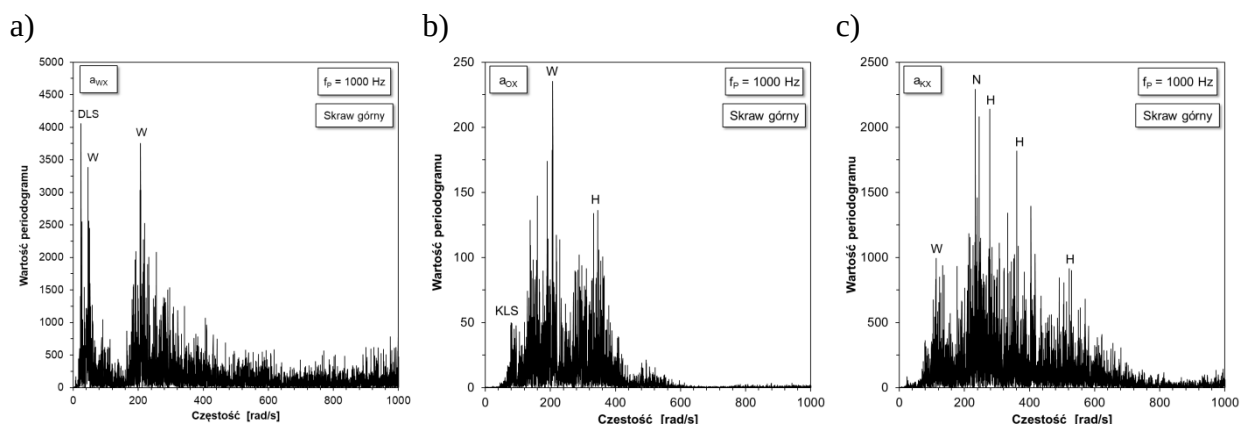
Wartości skuteczne przyspieszenia drgań dla przykładowego skrawu górnego oraz dolnego

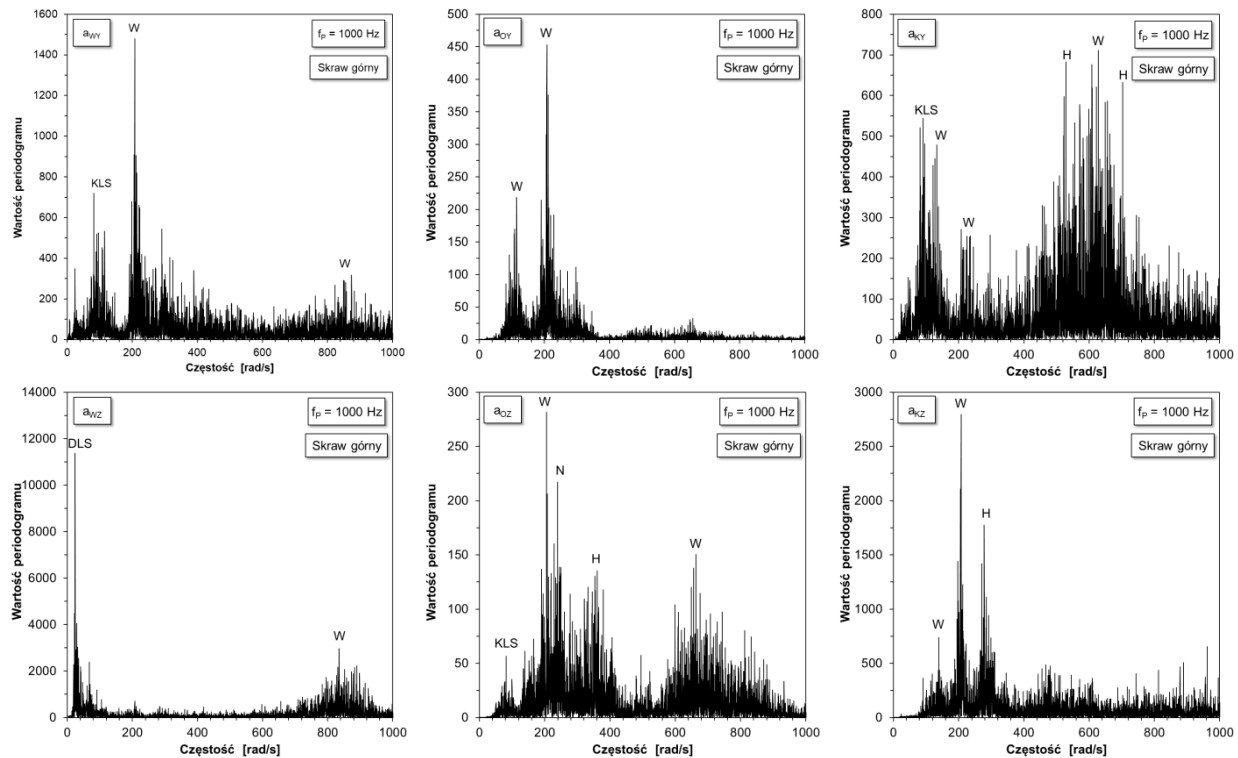
Tabela 1

[m/s^2]	Skraw górny	Skraw dolny	SD/SG
1	2	3	4
a_{WX}^{RMS}	11,6	7,5	0,65
a_{WY}^{RMS}	6,1	4,6	0,75

1	2	3	4
a_{WZ}^{RMS}	7,9	8,9	1,13
a_{OX}^{RMS}	1,6	1,4	0,88
a_{OY}^{RMS}	1,7	1,3	0,77
a_{OZ}^{RMS}	2,2	1,4	0,64
a_{KX}^{RMS}	6,1	3,9	0,64
a_{KY}^{RMS}	5,1	2,8	0,55
a_{KZ}^{RMS}	5,8	4,4	0,76

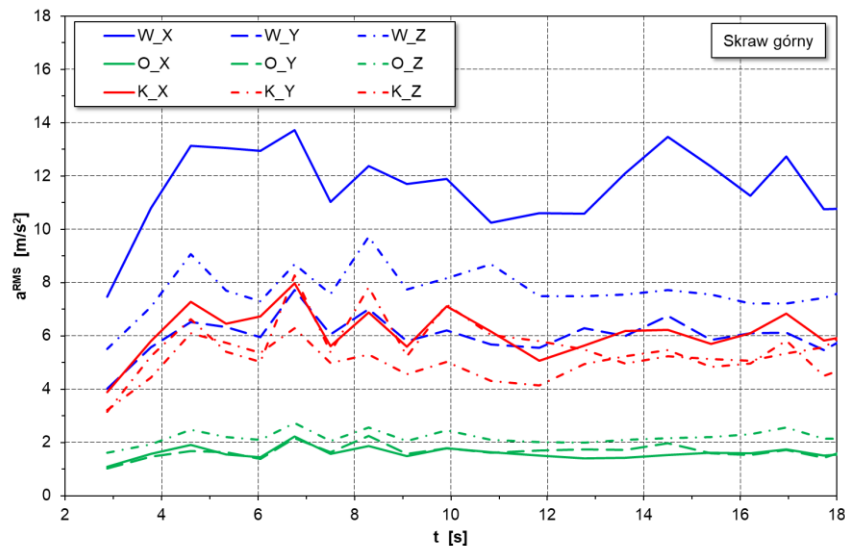
Analiza widmowa sygnału drganiowego wykazała istnienie pewnych wyraźnych składowych przyspieszenia drgań o charakterystycznych częstościach (rys. 6). Wynikają one z przebiegu wymuszenia drgań nadwozia kombajnu generowanego procesem urabiania oraz własności dynamicznych badanego obiektu. Pierwszy z wymienionych czynników związany jest w dużym stopniu ze sposobem rozmieszczenia noży skrawających na głowicy urabiającej oraz przebiegiem procesu skrawania poszczególnymi nożami głowicy urabiającej. Noże skrawające na głowicach badanego kombajnu chodnikowego rozmieszczone były w sposób wysoce uporządkowany, wzdłuż trzech linii śrubowych o dużym kącie zwicia i jednocześnie wzdłuż 12-tu linii śrubowych o małym kącie zwicia. Częstość drgań wynikająca z rozmieszczenia noży wzdłuż długich linii śrubowych (*DLS*) jest 3-krotnie większa od częstości kołowej głowic urabiających odpowiadającej ich prędkości kątowej. Częstość linii śrubowych o małym kącie zwicia (*KLS*) jest z kolei 4-krotnie większa od częstości linii śrubowych o dużym kącie zwicia (*DLS*). Proces wchodzenia w kontakt z urabianą calizną kolejnych noży jest dodatkowo źródłem składowej drgań o częstości nożowej (*N*). Wynika ona z liczby noży biorących udział w procesie skrawania oraz ich podziałki kątowej na głowicy urabiającej. Ponadto, w widmie przyspieszenia drgań ujawniają się również wyższe harmoniczne wymuszenia drgań (*H*), wynikające z nakładania się przebiegów wymuszenia generowanych działaniem poszczególnych noży (cykliczności przebiegu obciążenia noży związanej z odspajaniem ziaren urobku od calizny). Składowe widma przyspieszenia drgań oznaczone literą *W* odpowiadają natomiast częstościom drgań własnych badanego obiektu.





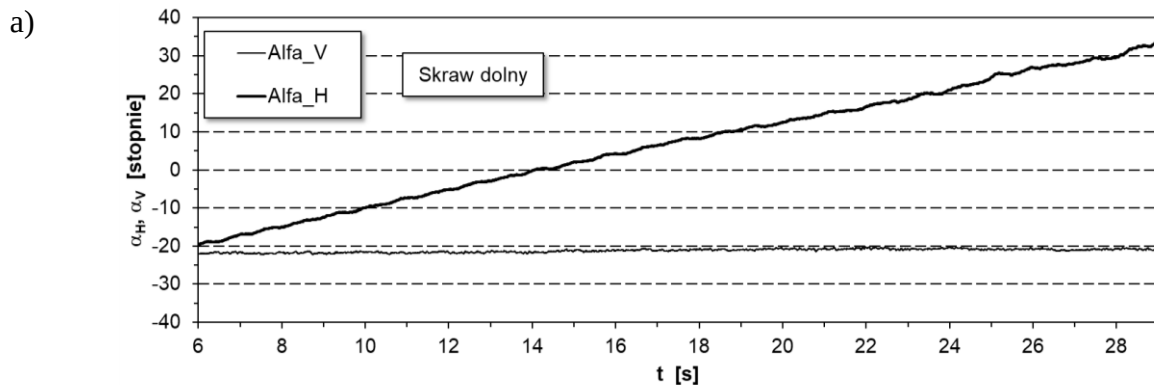
Rys. 6. Charakterystyki amplitudowo–częstościowe składowych przyspieszenia drgań podczas realizacji przykładowego skrawu górnego: a) wysięgnik, b) część ruchoma obrotnicy, c) kadłub kombajnu

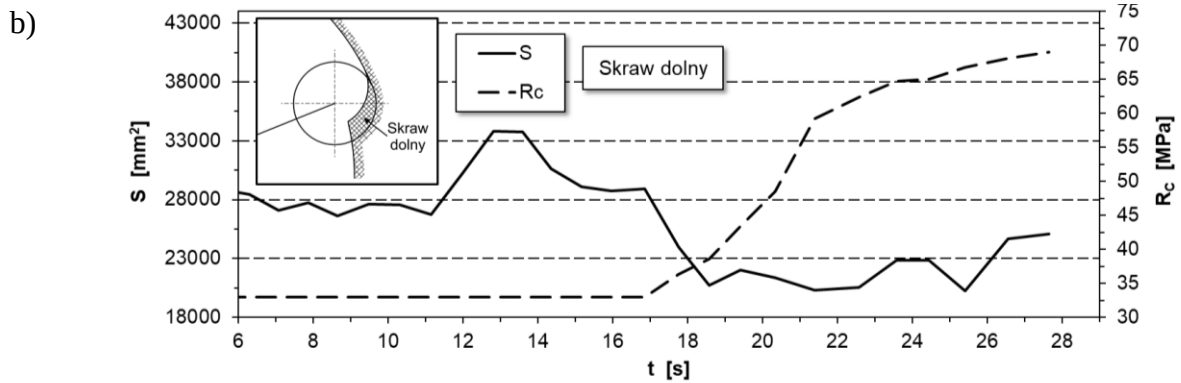
Ze względu na zmienność warunków realizacji procesu urabiania na długości skrawu, wyznaczano wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy i kadłuba badanego kombajnu chodnikowego w okresie kolejnych obrotów głowic urabiających (rys. 7). Wpływ tych warunków jest najbardziej widoczny w przypadku drgań obwodowych wysięgnika (w kierunku osi X_W) – linia ciągła w kolorze niebieskim. Wartość skuteczna przyspieszenia drgań obwodowych, po wzroście w początkowej fazie urabiania do 14 m/s^2 , malała osiągając minimum lokalne w 11-tej sekundzie pomiaru (wynoszące około 10 m/s^2). W końcowej fazie skrawania intensywność drgań ponownie wzrosła. Analizując przebiegi pokazane na rysunku 7 można zauważyć, że największą intensywnością cechowały się tu drgania obwodowe (linia niebieska ciągła) oraz poprzeczne wysięgnika (linia niebieska punktowa). Przebiegi wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań kadłuba w analizowanych kierunkach (linie w kolorze czerwonym) oraz przyspieszenia drgań wzdłużnych wysięgnika (linia niebieska przerywana) są podobne, co do charakteru i wartości. Zdecydowanie najniższe położone są przy tym linie odwzorowujące przebiegi wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy (linie zielone).



Rys. 7. Porównanie wyznaczonych na obrót głowic urabiających wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba kombajnu podczas realizacji przykładowego skrawu górnego

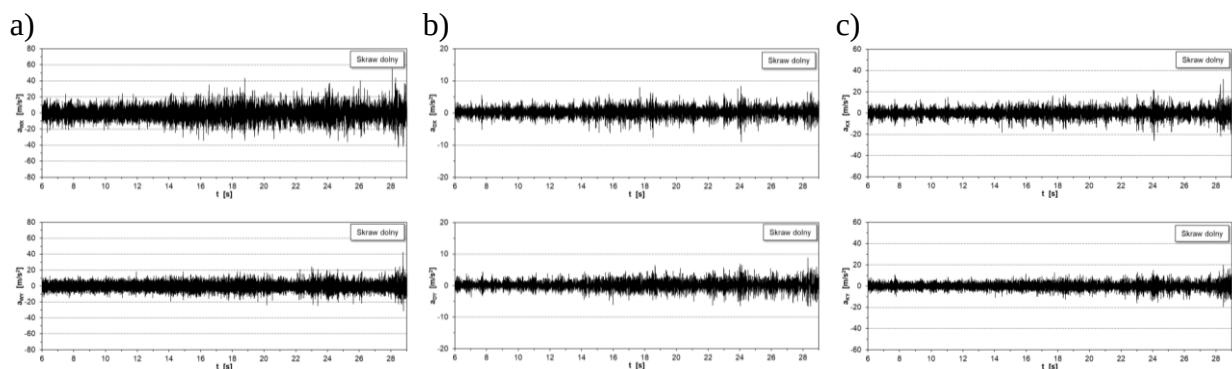
Sposób obciążenia wysięgnika od urabiania, podczas wykonywania skrawu dolnego, inny w porównaniu do skrawu górnego, miał wyraźny wpływ na intensywność drgań w węzłach konstrukcyjnych badanego kombajnu chodnikowego. Przykładowy skraw dolny wykonywany był podczas wychylania wysięgnika równoległe do podłoża w zakresie kąta α_H od -20° do $+32^\circ$ (rys. 8a). Urabianie realizowane było tu w okolicy podłoża (kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie do niego prostopadłej α_V wynosił około -20°). Pole powierzchni przekroju poprzecznego skrawu na jego długości zmieniało się w granicach od $20\,300\text{ mm}^2$ – 22 sekundzie pomiaru do $33\,825\text{ mm}^2$ – 13 sekundzie pomiaru (rys.8b – linia ciągła). Do 17-tej sekundy pomiaru urabiana była warstwa o wytrzymałości na ściskanie R_c wynoszącej 33 MPa (linia przerywana). Po tym czasie wartości tego parametru rosła dochodząc do 69 MPa. Urabianie realizowane tu było przy średnich wartościach parametrów tego procesu: zabioru $z = 270\text{ mm}$, wysokości skrawu $h = 56\text{ mm}$, prędkości kątowej głowic urabiających $\varphi_G = 7,2\text{ rad/s}$ oraz prędkości ich przemieszczania $v_{OW} = 147\text{ mm/s}$.

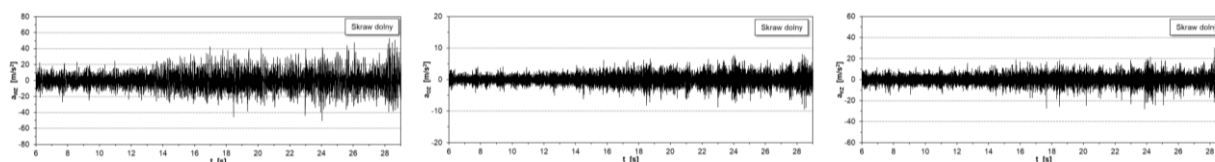




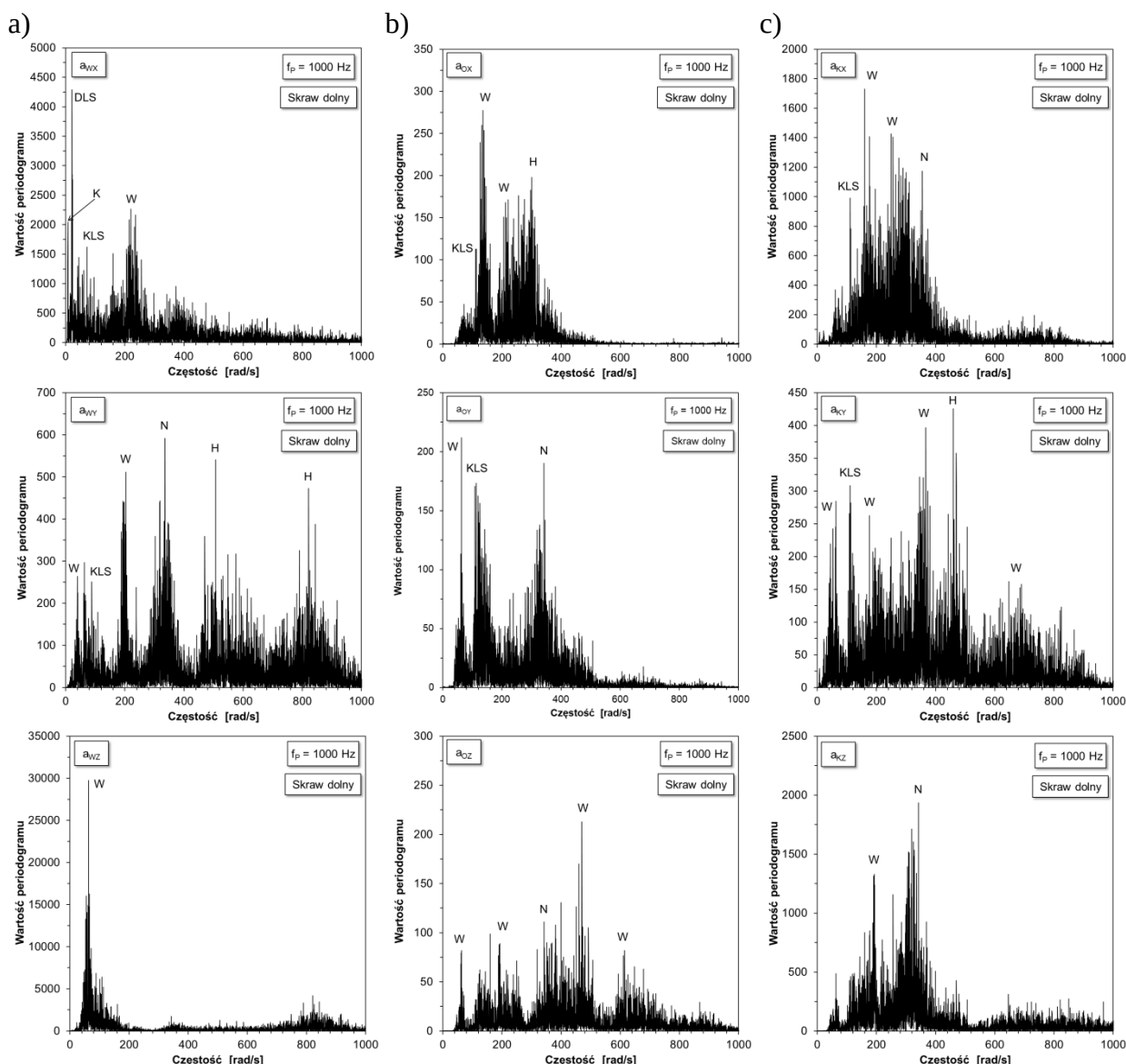
Rys. 8. Przebiegi czasowe: a) kątów wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej (α_H) i prostopadłej do podłoża (α_V), b) pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu (S) oraz średniej wytrzymałości urabianej calizny na ściskanie (R_c) podczas realizacji przykładowego skrawu dolnego

Odzwierciedleniem zachowania się kombajnu wysięgnikowego podczas realizacji skrawu dolnego jest intensywność drgań poprzecznych wysięgnika (a_{WZ}) i kadłuba kombajnu (a_{KZ}) – rysunek 9. W przypadku analizowanego wcześniej skrawu górnego, wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi Z_W oraz kadłuba kombajnu w kierunku osi Z_K stanowiły odpowiednio: 66% i 97% wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań tych podzespołów w kierunku osi X_W i X_K . Dla omawianego skrawu dolnego natomiast, wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi Z_W oraz kadłuba kombajnu w kierunku osi Z_K były większe od wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań w kierunku osi X_W i X_K odpowiednio o 20% i 15%. Porównując wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy i kadłuba kombajnu w badanych kierunkach podczas wykonywania analizowanego skrawu górnego i dolnego można stwierdzić, że stosunek wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań dla skrawu dolnego i górnego (SD/SG) jest zasadniczo mniejszy od jedności (tab. 1 – kol. 4). Wyjątkiem są drgania poprzeczne wysięgnika (a_{WZ}). W tym bowiem przypadku stosunek ten jest większy od jedności i wynosi 1,13. Oznacza to, że wartość skuteczna tej składowej przyspieszenia drgań podczas wykonywania skrawu dolnego była o 13% większa od wartości uzyskanej dla skrawu górnego. Podczas wykonywania skrawu dolnego większa jest więc, w porównaniu do skrawu górnego, intensywność drgań poprzecznych wysięgnika. W widmie składowych przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba kombajnu dla skrawu dolnego ujawniły się, podobnie jak to miało miejsce dla skrawu górnego, częstotliwości drgań własnych badanego obiektu (W) oraz częstotliwości wynikające z przebiegu procesu urabiania – częstotliwość linii śrubowych o małym (KLS) i dużym (DLS) kącie zwicha, wyższe harmoniczne wymuszenia drgań (H) oraz częstotliwość nożowa (N) – rysunek 10.





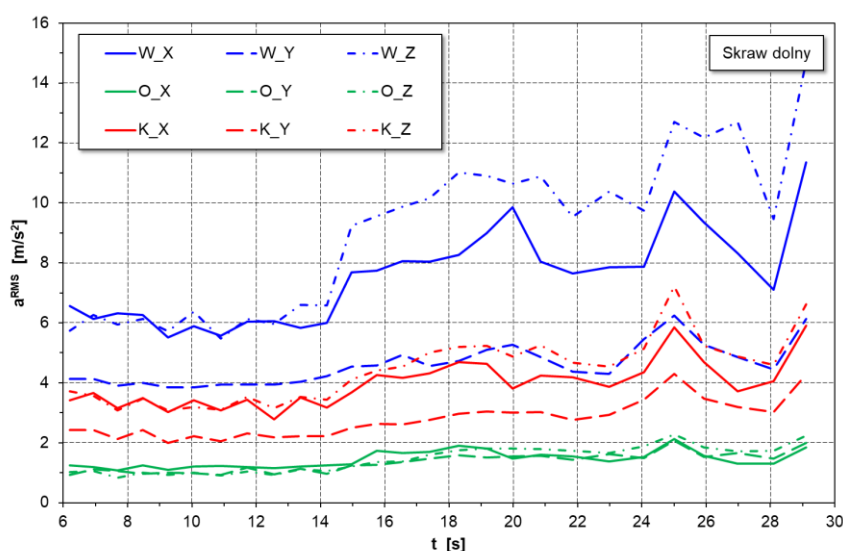
Rys. 9. Przebiegi czasowe składowych przyspieszenia drgań podczas realizacji przykładowego skrawu dolnego: a) wysięgnik, b) część ruchoma obrotnicy, c) kadłub kombajnu



Rys. 10. Charakterystyki amplitudowo–częstościowe składowych przyspieszenia drgań podczas realizacji przykładowego skrawu dolnego: a) wysięgnik, b) część ruchoma obrotnicy, c) kadłub kombajnu

Wzrost intensywności drgań (zwłaszcza wysięgnika) ze wzrostem oporów urabiania spowodowanych wzrostem wytrzymałości urabianej calizny na ściskanie widoczny jest na przebiegu wartości skutecznych analizowanych składowych przyspieszenia drgań wyznaczonych na okres obrotu głowic urabiających (rys. 11). Efekt ten dotyczy przede wszystkim przyspieszenia drgań obwodowych (a_{wx}) oraz poprzecznych (a_{wz}) wysięgnika (odpowiednio: linia ciągła i punktowa w kolorze niebieskim). W drugiej części skrawu wartości skuteczne tych składowych przyspieszenia drgań wzrosły od początkowej wartości wynoszącej w obu przypadkach około 6 m/s^2 do blisko 15 m/s^2 – w przypadku drgań poprzecznych i około 11 m/s^2 – w przypadku drgań obwodowych wysięgnika, w końcowej

fazie jego realizacji. Obserwowany jest przy tym również wzrost wartości skutecznych pozostałych badanych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy i kadłuba kombajnu.



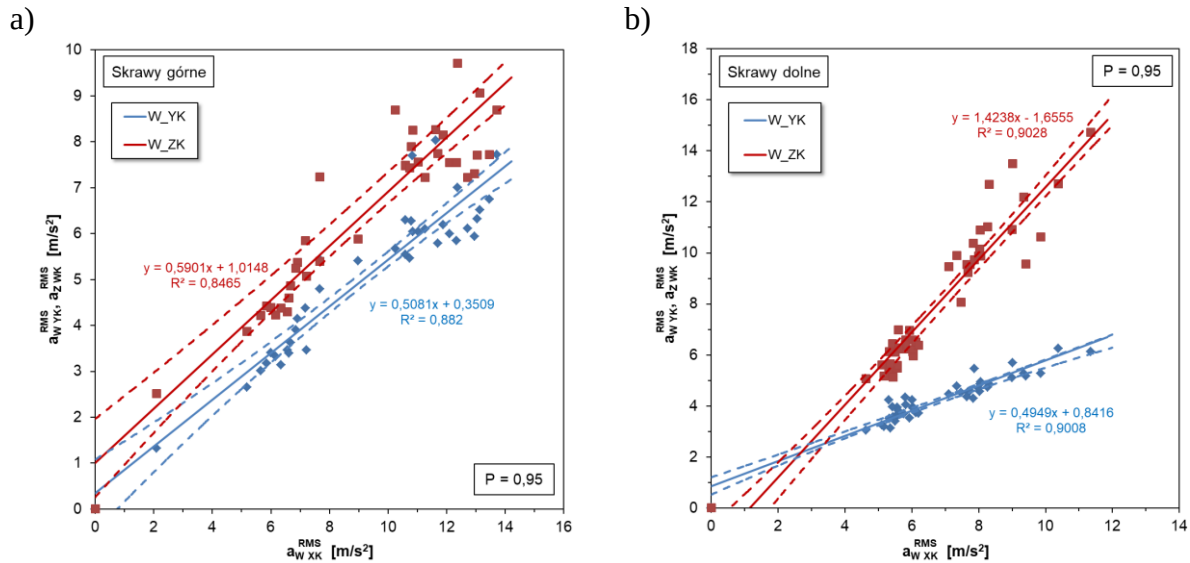
Rys. 11. Porównanie uśrednionych na obrót głowic urabiających wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba kombajnu podczas realizacji przykładowego skrawu dolnego

4. Analiza wpływu rodzaju skrawów wykonywanych poprzecznymi głowicami urabiającymi na intensywność drgań nadwozia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego

Układy współrzędnych, wzdłuż osi których mierzone były składowe przyspieszenia drgań wysięgnika, części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba badanego kombajnu chodnikowego nie są równoległe. Dodatkowo, układy współrzędnych związane z wysięgnikiem i częścią ruchomą obrotnicy są ruchome (patrz rys. 1). Podczas wykonywania danego skrawu wysięgnik wychylony był bowiem w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża pod kątem α_V o określonej wartości. Ponadto, w miarę realizacji procesu urabiania wysięgnik oraz część ruchoma obrotnicy wychylane były w płaszczyźnie równoległej do podłoża, a ich chwilowe ustawienie charakteryzowane było za pomocą kąta α_H . W celu porównania wartości przyspieszenia drgań w rozpatrywanych węzłach konstrukcyjnych kombajnu, wektory składowych przyspieszenia drgań wysięgnika i części ruchomej obrotnicy zrzutowano na nieruchomy układ współrzędnych związany z kadłubem kombajnu $X_K Y_K Z_K$. Transformacja ta dotyczyła w zasadzie pięciu z dziewięciu składowych przyspieszenia drgań: a_{WX} , a_{WY} , a_{WZ} , a_{OX} oraz a_{OY} . W efekcie uzyskano przebiegi składowych przyspieszenia drgań rozpatrywanych podzespołów kombajnu w układzie odniesienia $X_K Y_K Z_K$: a_{WXK} , a_{WYK} , a_{WZK} , a_{OKK} , a_{OYK} , a_{OZK} , a_{KKK} , a_{KYK} , a_{KZK} .

Na rysunku 12 pokazano zależność wartości skutecznej składowych przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi Y_K i Z_K od wartości skutecznej składowej jego przyspieszenia drgań w kierunku osi X_K podczas wykonywania skrawów górnych (a) oraz dolnych (b). Analizie poddano wartości skuteczne przyspieszenia drgań wyznaczone na okres obrotu głowic urabiających podczas realizacji dwóch skrawów górnych oraz dwóch skrawów

dolnych. Ogółem analiza ta obejmowała zbiór 89 punktów pomiarowych: 38 – dla skrawów górnych oraz 51 – dla skrawów dolnych, wykonywanych w różnych warunkach.



Rys. 12. Zależność wartości skutecznej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi Y_K i Z_K od wartości skutecznej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi X_K dla: a) skrawów górnych, b) skrawów dolnych

W przypadku skrawów górnych, ze wzrostem wartości skutecznej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi X_K rosną wartości skuteczne składowych jego przyspieszenia w kierunku pozostałych osi układu odniesienia $X_K Y_K Z_K$. Jest to zależność aproksymacyjnie liniowa (rys. 12a). Przeprowadzone testy statystyczne potwierdziły istotność współczynnika korelacji badanych zależności (prawdopodobieństwo testowe p było mniejsze od przyjętego poziomu istotności $\alpha=0,05$, co pozwoliło odrzucić hipotezę zerową o braku korelacji [16]). Wartości współczynników korelacji wyniosły w tym przypadku odpowiednio: 0,94 i 0,92 (korelacja niemal pełna). Model liniowy w dobry sposób opisuje zatem relacje pomiędzy składowymi przyspieszenia drgań wysięgnika. Testy istotności współczynników równań regresji opisujących badane zależności wykazały, że:

- współczynnik kierunkowy równania opisującego zależność $a_{W YK}^{RMS} = f(a_{W XK}^{RMS})$ istotnie różni się od zera ($p < 0,05$), przy czym model przechodzi blisko punktu (0,0) – wyraz wolny nieistotnie różni się od zera ($p = 0,24$),
- współczynnik kierunkowy równania opisującego zależność $a_{W ZK}^{RMS} = f(a_{W XK}^{RMS})$ istotnie różni się od zera ($p < 0,05$), jednak model nie przechodzi przez punkt (0,0) – wyraz wolny istotnie różni się od zera ($p < 0,05$).

Ponieważ oczywiste jest, że gdy $a_{W XK}^{RMS} = 0$ wartości pozostałych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika powinny być równe zero, w drugim z wymienionych przypadków zbudowany model regresji, w zakresie wartości składowych przyspieszenia drgań wysięgnika mniejszych od 2 m/s^2 , daje wyniki obarczone pewnym akceptowalnym błędem. Liniami przerywanymi zaznaczono przedziały ufności dla obu rozpatrywanych zależności (dla $P = 0,95$).

O ile w przypadku analizowanych skrawów górnych linie trendu badanych zależności są prawie równoległe (różnica kątów nachylenia wynosi niecałe 4°) o tyle dla skrawów dolnych, ze wzrostem wartości skutecznej składowej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi X_K , wartość skuteczna składowej jego przyspieszenia drgań w kierunku osi Z_K rośnie

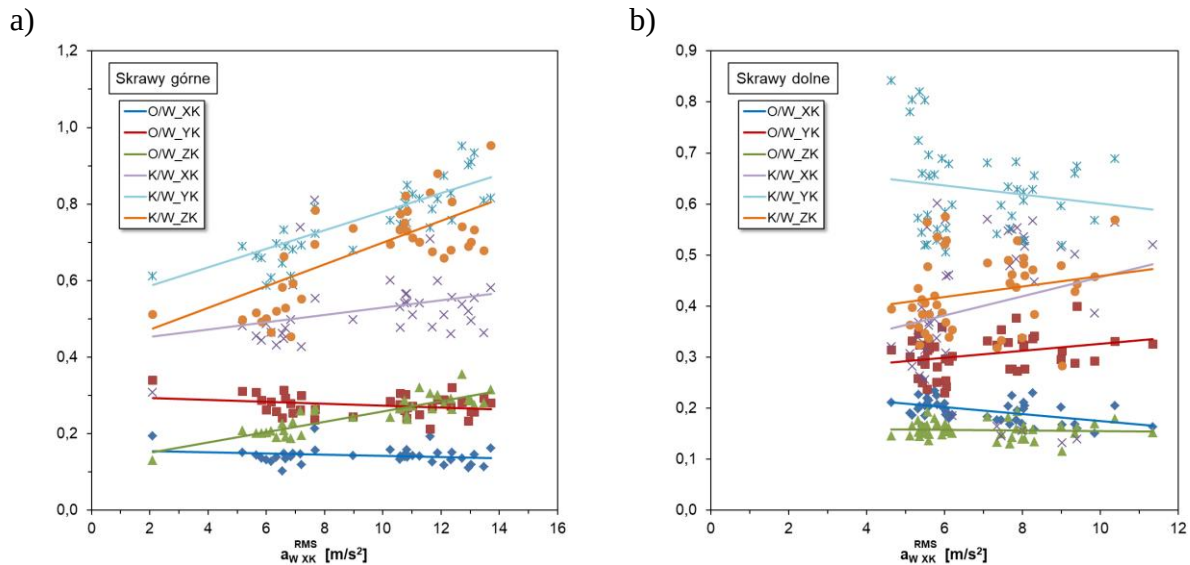
wyraźnie szybciej niż w kierunku osi Y_K (rys. 12b). Różnica kąta nachylenia linii trendu wynosi tu blisko 30° . Szybkość przyrostu wartości skutecznej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi Y_K dla skrawów dolnych jest przy tym zbliżona do szybkości przyrostu wartości skutecznej tej składowej przyspieszenia drgań dla skrawów górnych (współczynniki kierunkowe równań regresji różnią się o około 10%). Również dla skrawów dolnych model liniowy w dobrym stopniu opisuje badane zależności. Uzyskane współczynniki korelacji są istotne statystycznie (prawdopodobieństwo testowe p w obu przypadkach było mniejsze od przyjętego poziomu istotności $\alpha = 0,05$). Wysokie wartości współczynników korelacji wskazują na niemal pełną korelację badanych wielkości ($r = 0,95$). Współczynniki kierunkowe obu równań regresji istotnie różnią się od zera ($p < 0,05$). Ocena istotności wyrazów wolnych wskazuje jednak w obu przypadkach, że modele liniowe nie przechodzą przez punkt $(0,0)$ – prawdopodobieństwo testowe $p < 0,05$ [23].

W celu powiązania intensywności drgań części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba kombajnu z intensywnością drgań wysięgnika wyznaczono względne wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań tych podzespołów kombajnu. Wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy zrzutowane na osie układu odniesienia $X_K Y_K Z_K$ oraz kadłuba kombajnu odniesione zostały do wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi tego układu współrzędnych. Zależność wyznaczonych w ten sposób względnych wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy oraz kadłuba kombajnu od wartości skutecznej składowej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi X_K pokazano na rysunku 13. W przypadku skrawów górnych, cztery z sześciu badanych zależności są aproksymacyjnie rosnące (rys. 13a). Różne jest przy tym nachylenie linii trendu. Wskazuje to na zróżnicowane relacje pomiędzy składowymi przyspieszenia drgań wyodrębnionych podzespołów kombajnu w poszczególnych kierunkach oraz różny ich związek z drganiami obwodowymi wysięgnika. Wyjątkiem jest zależność względnych wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy w kierunku osi X_K (linia niebieska) oraz osi Y_K (linia czerwona). W tym bowiem przypadku, niezależnie od wartości skutecznej składowej przyspieszenia drgań wysięgnika $a_{W_{XK}}^{RMS}$, stosunek wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań obrotnicy i wysięgnika jest praktycznie stały. Dla skrawów górnych, względne wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy kształtowały się (rys. 13a, tabela 2):

- $a_{O_{XK}}^{RMS} / a_{W_{XK}}^{RMS}$ na poziomie 0,14,
- $a_{O_{YK}}^{RMS} / a_{W_{YK}}^{RMS}$ na poziomie 0,28,
- $a_{O_{ZK}}^{RMS} / a_{W_{ZK}}^{RMS}$ w zakresie od 0,13 do 0,36 (średnio 0,25).

Z kolei względne wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań kadłuba kombajnu przyjmowały wartości z przedziału:

- $a_{K_{XK}}^{RMS} / a_{W_{XK}}^{RMS}$ od 0,31 do 0,81 (średnio 0,52),
- $a_{O_{YK}}^{RMS} / a_{W_{YK}}^{RMS}$ od 0,59 do 1,1 (średnio 0,77),
- $a_{O_{ZK}}^{RMS} / a_{W_{ZK}}^{RMS}$ od 0,45 do 1,1 (średnio 0,68).



Rys. 13. Zależność względnych wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy i kadłuba kombajnu od wartości skutecznej przyspieszenia drgań wysięgnika w kierunku osi X_K dla:
a) skrawów górnych, b) skrawów dolnych

Porównanie względnych wartości skutecznych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy i kadłuba dla skrawów górnych oraz skrawów dolnych

Tabela 2

	Skrawy górne	Skrawy dolne	SD/SG
1	2	3	4
$a_{O\ XK}^{RMS} / a_{W\ XK}^{RMS}$	0,14	0,20	1,43
$a_{O\ YK}^{RMS} / a_{W\ YK}^{RMS}$	0,28	0,31	1,11
$a_{O\ ZK}^{RMS} / a_{W\ ZK}^{RMS}$	0,25	0,16	0,64
$a_{K\ XK}^{RMS} / a_{W\ XK}^{RMS}$	0,52	0,40	0,77
$a_{K\ YK}^{RMS} / a_{W\ YK}^{RMS}$	0,77	0,63	0,82
$a_{K\ ZK}^{RMS} / a_{W\ ZK}^{RMS}$	0,68	0,43	0,63

Przeciętne wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań kadłuba kombajnu stanowią więc od $\frac{1}{2}$ do $\frac{3}{4}$ wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika. Z kolei, wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy nie przekraczają średnio $\frac{1}{3}$ wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika.

Dla skrawów dolnych, cztery spośród sześciu wyznaczonych wartości przeciętnych rozpatrywanych ilorazów wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań były mniejsze (w granicach od 18 do 37%) od wartości uzyskanych dla skrawów górnych (tabela 2 – kol. 4). Intensywność drgań zwłaszcza kadłuba kombajnu podczas wykonywania skrawów dolnych była więc mniejsza w porównaniu do skrawów górnych (przyjmując taki sam dla obu rodzaju skrawów poziom drgań wysięgnika). Wyjątkiem były drgania części ruchomej obrotnicy w kierunku osi X_K i osi Y_K . Przeciętnie, względne wartości skuteczne składowych przyspieszenia drgań dla skrawów dolnych były tu odpowiednio o: 43% i 11% większe w stosunku do wartości uzyskanych dla skrawów górnych.

Ponieważ poszczególne skrawy wykonywane były w warstwach o różnej wytrzymałości na ściskanie, przy różnych wartościach parametrów procesu urabiania, drgania kombajnu chodnikowego generowane tym procesem cechowały się różną intensywnością. Dla potrzeb porównania intensywności drgań podczas wykonywania skrawów górnych oraz skrawów dolnych dla różnych warunków realizacji procesu urabiania wprowadzono wskaźnik intensywności drgań W_A^{RMS} . Za miarę intensywności drgań kombajnu przyjęto wartość skuteczną przyspieszenia drgań wysięgnika odniesioną do iloczynu wytrzymałości na ściskanie urabianej calizny oraz pola przekroju poprzecznego skrawów:

$$W_A^{RMS} = \frac{RMS}{R_c^m \cdot S^m} \quad [(m \cdot s^{-2} \cdot MPa)^{-1}]$$

gdzie:

RMS – wartość skuteczna składowej przyspieszenia drgań wysięgnika odpowiednio w kierunku osi X_K , Y_K lub Z_K przyjętego układu odniesienia, m/s^2 ,

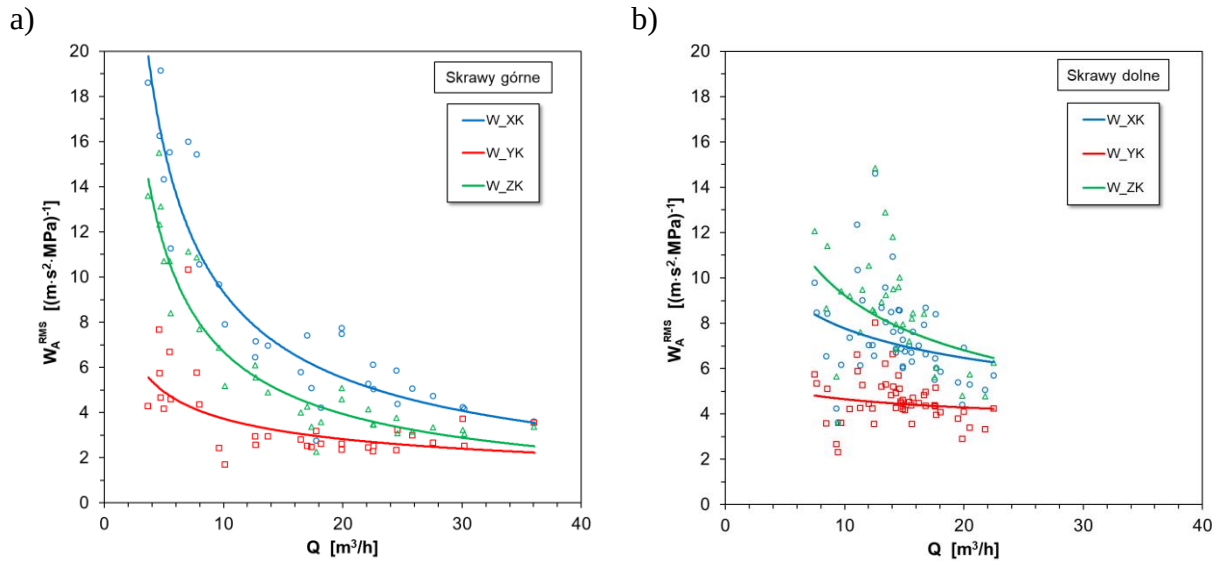
R_c^m – wartość średnia wytrzymałości urabianej calizny na ściskanie na długości analizowanego odcinka skrawu wykonanego głowicami urabiającymi, MPa,

S^m – wartość średnia pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu na długości rozpatrywanego odcinka skrawu, m^2 .

Zarówno dla skrawów górnych, jak i dolnych zależność wskaźnika intensywności drgań W_A^{RMS} od wydajności urabiania jest aproksymacyjnie hiperboliczna (rys. 14). Ze wzrostem wydajności procesu urabiania realizowanego w danych warunkach maleje zatem intensywność drgań. Hiperboliczny charakter tej zależności wskazuje na to, iż szczególnie duże drgania odpowiadają niskim wydajnościom urabiania. Jest to zwłaszcza widoczne w przypadku skrawów górnych. Pomimo jednak, że wydajności urabiania uzyskane dla analizowanych skrawów dolnych zawierały się w znacznie węższym zakresie niż dla skrawów górnych, efekt ten jest tu również widoczny. Gdy wydajność urabiania $Q > 15 m^3/h$, wartości analizowanych wskaźników dla obu rodzajów skrawu są relatywnie niskie (linie trendu odwzorowujące badane zależności są w tym zakresie wydajności urabiania dość płaskie). Dla skrawów górnych największą intensywnością cechowały się drgania wysięgnika w kierunku osi X_K (rys. 14a – linia niebieska). W uzyskanym dla analizowanych skrawów górnych zakresie wydajności urabiania, to jest od 3,7 do 36 m^3/h , wskaźnik intensywności drgań wysięgnika W_A^{RMS} w kierunku osi X_K zawierał się w granicach od 2,8 do 20,2 $(m \cdot s^{-2} \cdot MPa)^{-1}$ – punkty w kolorze niebieskim. Nieco mniejsze wartości przyjmował ten wskaźnik w przypadku drgań wysięgnika w kierunku osi Z_K (linia zielona na rys. 14a). Zawierały się one bowiem w przedziale od 2,2 do 15,5 $(m \cdot s^{-2} \cdot MPa)^{-1}$. Najmniejsze wartości wskaźnika intensywności drgań uzyskano natomiast dla drgań w kierunku osi Y_K (rys. 14a – linia czerwona). Zawierały się one bowiem w zakresie od 1,7 do 11,5 $(m \cdot s^{-2} \cdot MPa)^{-1}$.

Dla analizowanych skrawów dolnych wydajność urabiania Q mieściła się w zakresie od 7,5 do 22,5 m^3/h (rys. 14b). Wartości wskaźnika W_A^{RMS} wyznaczone dla drgań w kierunku osi X_K i Z_K zawierały się odpowiednio w granicach: od 3,6 do 14,6 $(m \cdot s^{-2} \cdot MPa)^{-1}$ oraz od 3,6 do 14,8 $(m \cdot s^{-2} \cdot MPa)^{-1}$. Pomimo, że rozstęp wartości obu wskaźników jest bardzo podobny, to ich rozkład sprawił, że linia trendu badanej zależności w przypadku drgań w kierunku osi Z_K (linia zielona) położona jest wyżej linii odwzorowującej tę zależność dla drgań w kierunku osi X_K (linia niebieska). Podobnie jak dla skrawów górnych, również i tutaj najniżej położona jest linia trendu odwzorowująca zależność wskaźnika intensywności drgań w kierunku osi Y_K od

wydajności procesu urabiania (linia czerwona). Wskaźnik ten przyjmował bowiem wartości z przedziału od 2,3 do 8 $(\text{m}\cdot\text{s}^2\cdot\text{MPa})^{-1}$.



Rys. 14. Porównanie wskaźnika intensywności drgań W_A^{RMS} dla: a) skrawów górnych, b) skrawów dolnych

5. Podsumowanie

Poznanie wielkości i charakteru rzeczywistych drgań w węzłach konstrukcyjnych kombajnu chodnikowego podczas urabiania jest źródłem cennej wiedzy leżącej u podstaw projektowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych, doskonalenia już istniejących kombajnów chodnikowych oraz optymalizacji technologii urabiania, zwłaszcza skał trudno urabialnych, w celu zapewnienia wysokiej niezawodności tego rodzaju maszyn górniczych oraz skuteczności ich działania. Charakterystyki dynamiczne w postaci sygnału drganiowego zarejestrowanego podczas badań doświadczalnych realizowanych na stanowiskach badawczych w naturalnej skali geometrycznej, czy w trakcie badań w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych kombajnu chodnikowego są niezwykle pomocne we wnioskowaniu w zakresie możliwości redukcji intensywności drgań generowanych procesem roboczym, istotnej nie tylko z punktu widzenia trwałości maszyny, lecz również w aspekcie ergonomii pracy operatora, czy oddziaływania kombajnu na otoczenie.

Przedstawiona w niniejszym artykule analiza wyników pomiarów drgań wysięgnikowego kombajnu chodnikowego wskazuje na to, iż najbardziej intensywnym drganiom poddawany jest wysięgnik. Wynika to przede wszystkim z tego, iż podlega on bezpośrednio działaniu sił od urabiania, wymuszających drgania maszyny. Na intensywność drgań wpływają cechy konstrukcyjne kombajnu, a zwłaszcza sposób podparcia wysięgnika, sposób łożyskowania części ruchomej obrotnicy, rozłożenie masy i położenie środka ciężkości oraz własności dynamiczne maszyny i jej napędów. Nie bez znaczenia są też własności mechaniczne urabianego ośrodka skalnego. Drgania, zwłaszcza wysięgnika, mają przy tym istotny wpływ na przebieg urabiania, gdyż są one przyczyną periodycznych zmian wartości jego parametrów.

Jak wykazała przeprowadzona analiza, drgania wysięgnika w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach są ze sobą skorelowane. Miarą intensywności tych drgań są

wartości skuteczne składowych jego przyspieszenia. W badanym zakresie zmienności wartości skutecznych składowych przyspieszenia drgań wysięgnika zależność tą dobrze opisuje model liniowy. Rodzaj skrawu: górny/dolny wpływa wyraźnie na intensywność drgań, zwłaszcza poprzecznych wysięgnika. Pomimo większej intensywności tych drgań, dla skrawów dolnych, względne wartości skuteczne przyspieszenia drgań części ruchomej obrotnicy i kadłuba kombajnu były mniejsze w porównaniu do skrawów górnych. Wyjątkiem były drgania części ruchomej obrotnicy w kierunku osi X_K i Y_K . Redukcję intensywności drgań wysięgnika można uzyskać poprzez aktywne sterowanie siłownikami mechanizmów wychylania wysięgnika. Rozwiązanie takie jest stosowane w niektórych wysięgnikowych kombajnach chodnikowych, na przykład w kombajnie MR 620 firmy Sandvik [15].

Z punktu widzenia redukcji intensywności drgań nadwozia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego korzystne jest zapewnienie możliwie dużej wydajności procesu urabiania. Osiągnięte to może być poprzez odpowiednie sterowanie parametrami procesu urabiania, w wyniku programowej zmiany ich wartości w funkcji obciążenia kombajnu od urabiania. Realizacja tego zadania jest jednak możliwa wyłącznie w wyniku zastosowania układu automatycznego sterowania procesem urabiania [6, 12]. Jest to istotny etap na drodze do robotyzacji tego rodzaju maszyn górniczych.

Literatura

- [1] Cheluszka P.: The anti-resonance criterion in selecting pick systems for fully operational cutting machinery used in mining. Archives of Mining Sciences 62(2017), 4, p. 775–793, DOI: 10.1515/amsc-2017-0054
- [2] Cheluszka P.: Identyfikacja geometrii skrawów wykonywanych głowicami poprzecznymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na podstawie digitalizacji urabianej powierzchni. Rozdz. w monografii „Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie”, Kraków 2017, s. 95–105.
- [3] Cheluszka P., Gawlik J.: Computer modelling of roadheader's body vibration generated by the working process. Vibrations in Physical Systems, vol. 27, 2016, p. 67–74.
- [4] Cheluszka P., Mann R.: Vibration identification of the roadheader cutting head using high-speed cameras. 3rd International Conference of Computational Methods in Engineering Science – CMES'18, Kazimierz Dolny 22–24 November 2018, DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925203018>
- [5] Cheluszka P., Sobota P., Głuszek G.: Porównanie charakterystyk energetycznych urabiania kombajnem chodnikowym z głowicami poprzecznymi o zróznicowanej konstrukcji. Przegląd Górniczy Nr 3/2018, s. 59–70.
- [6] Cheluszka P., Sobota P., Głuszek G.: Studies of the behaviour of the automatic control system of roadheader cutting heads movement. 3rd International Conference of Computational Methods in Engineering Science – CMES'18, Kazimierz Dolny 22–24 November 2018, DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925209002>
- [7] Copur H., Bilgin N., Tuncdemir H., Balci C.: A set of indices based on indentation tests for assessment of rock cutting performance and rock properties. The Journal of The South African Institute of Mining and Metallurgy, vol. 103, Nov. 2003, p. 589–599.
- [8] Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P.: Numerical Tests of Roadheader's Boom Vibrations. Vibrations in Physical Systems, vol. 26, 2014, p. 65–72.

- [9] Gajewski J., Podgórski J., Jonak J., Szkudlarek Z.: Numerical simulation of brittle rock loosening during mining process. *Computational Materials Science*, vol. 43, iss. 1, July 2008, p. 115–118, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2007.07.044>
- [10] Gao Kuidong, Du Changlong, Jiang Hongxiang, Liu Songyong: A theoretical model for predicting the Peak Cutting Force of conical picks. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 27, 2014, p. 43–52; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.27.06
- [11] Goktan R.M., Gunes N.: A semi-empirical approach to cutting force prediction for point-attack picks. *The Journal of The South African Institute of Mining and Metallurgy*, vol. 105, April 2005, p. 257–263.
- [12] Jasiulek D., Świder J.: Mechatronic systems in mining roadheaders – examples of solutions, *PAR magazine*, no. 1, 2013, pp. 121–127.
- [13] Jaszczuk M., Cheluszka P., Mann R.: Komputerowe wspomaganie doboru cech konstrukcyjnych kombajnu ścianowego. Monografia. Gliwice: Wyd. Politechniki Śląskiej. Gliwice, 2016.
- [14] Jonak J., Podgórski J.: Mathematical Model and Results of Rock Cutting Modeling. *Journal of Mining Science*, November 2001, vol. 37, iss. 6, p. 615–618, DOI: <https://doi.org/10.1023/A:101603480>
- [15] Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Wyd. ITG KOMAG, Gliwice, 2011.
- [16] Maliński M.: Wybrane zagadnienia statystyki matematycznej w Excelu i pakiecie Statistica. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2015.
- [17] Minjun Zhang, Fuyan Lyu, Xiushan Tang, Yang Yang, Xiaodong Ji, Miao Wu: Analysis of Vibration of Roadheader Rotary Table Based on Finite Element Method and Data from Underground Coalmine. *Shock and Vibration*, vol. 2018, Article ID 4396520, pp. 10, DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/4396520>
- [18] Okubo S., Nishimatsu Y.: Fundamental Study on Vibration of Roadheader. *Journal of the Mining and Metallurgical Institute of Japan*, vol. 104, iss. 1210, 1988, p. 891–896, DOI: https://doi.org/10.2473/shigentosozai1953.104.1210_891
- [19] Prokopenko S., Li A., Kurzina I., Sushko A.: Improved Operating Performance of Mining Machine Picks. VII International Scientific Practical Conference “Innovative Technologies in Engineering”, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 142, 2016, 012115, DOI:10.1088/1757-899X/142/1/012115
- [20] Rånman, K.-E.: A model describing rock cutting with conical picks. *Rock Mechanics and Rock Engineering*, vol. 18, no. 2, 1985, p. 131–140.
- [21] Rostami J., Ozdemir L., Neil D.M.: Roadheaders performance optimization for mining and civil construction. *Proceedings of 13th Annual Technical Conference*. Las Vegas, 18–21 April 1994, pp. 8.
- [22] Sikora W. (red.): Określenie sił i energochłonności urabiania nożami stożkowymi. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [23] Stanisław A.: Przystępny kurs statystyki z zastosowaniem STATISTICA PL na przykładach z medycyny. Tom 2. Modele liniowe i nieliniowe. StatSoft, Kraków, 2007.
- [24] Vašek J., Pinka J.: Research into the ‘Critical State’ of Rock Cutting Tools. *Archives of Mining Sciences* vol. 51, iss. 3, 2006, p. 355–369.

- [25] Xiaohui Liu, Songyong Liu, Lie Li, Xinxia Cui: Experiment on Conical Pick Cutting Rock Material Assisted with Front and Rear Water Jet. *Advances in Materials Science and Engineering* 2015, Article ID 506579, pp. 9, DOI: 10.1155/2015/506579
- [26] Xuefeng Li, Shibo Wang, Shirong Ge, Reza Malekian, Zhixiong Li: Numerical simulation of rock fragmentation during cutting by conical picks under confining pressure. *Comptes Rendus Mécanique* vol. 345, iss. 12, 2017, p. 890–902, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.crme.2017.09.004>
- [27] Zi Xian Yang, Xiao Dong Ji, Hai Jiang, Yu Long Hu, Miao Wu: Test and research on vibration characteristics of EBH300(A) roadheader. *Applied Mechanics and Materials*, vol. 487, 2014, p. 352–356, DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.487.352>
- [28] <https://www.hansfordsensors.com/pl/urzadzenia/akcelerometry-przemyslowe/ac/ac-standard-akcelerometry-ac-z-gornym-wyjsciem/> (dostęp 12.11.2018).
- [29] <http://www.ni.com/> (dostęp 10.05.2016).

dr hab. inż. Piotr Cheluszka, prof. PŚ
piotr.cheluszka@polsl.pl
Politechnika Śląska
Wydział Górnictwa i Geologii
Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa
ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice

mgr inż. Dawid Plaszczyńska
Węgłokoks Kraj KWK Bobrek-Piekary Ruch Bobrek
ul. Konstytucji 76, 41-905 Bytom

Praca zrealizowana w ramach projektu pt.:
„Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia
energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych”,
dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach
Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015)

Ocena ergonomiczna wozów do przewozu osób w górniczym transporcie pomocniczym

Dariusz Michalak
Magdalena Rozmus

Ergonomic assessment of cars for transporting
people in mining auxiliary transport - surveys

Streszczenie:

W artykule zawarto analizę wyników badań ankietowych przeprowadzonych w kopalniach JSW S.A. oraz w kopalni Premogovnik Velenje, dotyczących komfortu użytkowania kolejek podwieszonych. Przedstawiono także wyniki analizy ergonomicznej typowego wozu do przewozu ludzi w górniczym transporcie pomocniczym.

Słowa kluczowe: ergonomia, inżynieria mechaniczna, budowa i eksploatacja maszyn, kolejka podwieszona, przewóz ludzi

Keywords: ergonomics, mechanical engineering, machine design and maintenance, suspended monorail, transport of people

Abstract:

The article contains an analysis of the results of surveys conducted in the JSW S.A. mines. and at the Premogovnik Velenje mine. The study concerned comfort of use of suspended monorails. Results of ergonomic analysis of a typical car for transporting people in mining auxiliary transport are also presented.

„Praca naukowa finansowana ze środków finansowych na naukę w latach 2017-2020 przyznanych na realizację projektu międzynarodowego współfinansowanego”.

1. Wprowadzenie

Transport materiałów i przewóz osób w podziemiach kopalń coraz częściej odbywa się na długich trasach. Stąd większego znaczenia nabiera komfort operatora oraz przewożonych osób. Wynika to z jakości ergonomicznej stosowanych środków transportu – kabiny operatora oraz elementów składu transportowego, przeznaczonych do przewozu ludzi, i wiąże się nie tylko z samą jazdą, ale także z wsiadaniem i wysiadaniem.

Problem ergonomii kolejek podwieszonych - ich dostosowania do możliwości i ograniczeń operatorów i przewożonych osób stał się przedmiotem jednego z zadań realizowanych w ramach projektu INESI „Zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa w podziemnych drogach górniczych”. Projekt uwzględnia szereg aspektów, takich jak: zwiększenie prędkości i bezpieczeństwa podziemnych pomocniczych systemów transportowych, opracowywanie i testowanie systemów transportu dostosowanych do zwiększonej prędkości, system kontroli parametrów trakcyjnych środków transportu górniczego, wentylacja niskoenergetyczna podziemnych ciągów komunikacyjnych, system identyfikacji obecności człowieka na podziemnych przenośnikach i optymalizacja procesów wraz z monitorowaniem osób i urządzeń [3].

2. Metodyka badań

Badania miały na celu pozyskanie informacji umożliwiających zaprojektowanie środków transportu podwieszonego, z ergonomicznego punktu widzenia, w tym kabiny operatora oraz wozów służących do przewozu osób.

Posłużono się dwiema metodami: ankietą oraz komputerowo wspomaganą analizą ergonomiczną. Badania ankietowe objęły 167 osób z Polski i Słowenii. Przygotowano dwa kwestionariusze: dla operatorów oraz dla przewożonych osób.

Pozyskano opinię respondentów na temat obecnie stosowanych kolejek podwieszonych, a także informacje na temat ich oczekiwań dotyczących środków transportu, jakie powstaną w przyszłości. Badanie z zastosowaniem narzędzi komputerowych dotyczyło obecnie stosowanych wozów do przewozu osób.

3. Ocena stosowanych obecnie kolejek podwieszonych

3.1. Wyniki ankiety przeprowadzonej z operatorami kolejek powieszonych

W kwestionariuszu ankiety przeprowadzonej z operatorami kolejek podwieszonych, w części dotyczącej oceny ich stanu aktualnego, zawarto pytania nt. elementów sterowniczych oraz stanowiska operatora.

Pytanie dotyczące elementów sterowniczych koncentrowało się na komforcie ich użytkowania. Wyróżniono cztery aspekty, dla których przyporządkowano ocenę w skali 5-stopniowej, od -2 do 2. Ocena -2 wskazywała na negatywną ocenę, 0 ocenę neutralną, a ocena 2 bardzo dobrą ocenę. W tabeli 1 przedstawiono wyniki ankiety na ww. pytanie.

Wyniki oceny elementów sterowniczych [%]
(wartości w tabeli oznaczają procent respondentów, którzy wybrali daną odpowiedź)

Tabela 1

	-2	-1	0	1	2
Rozmieszczenie elementów sterowniczych	0	12	30	41	17
Możliwość dostosowania położenia elementów sterowniczych do własnych potrzeb	10	10	36	29	15
Czytelność wyświetlanych informacji	5	4	29	42	20
Prostota obsługi	0	9	30	34	27

Respondenci w przeważającej większości pozytywnie ocenili rozmieszczenie elementów sterowniczych w kabinie operatora. Ponad połowa ankietowanych przyznała ocenę 1- dobrą lub 2 - bardzo dobrą. Możliwości dostosowywania położenia elementów sterowniczych do własnych potrzeb, także w większości oceniono pozytywnie (ocena 1 lub 2). Na uwagę zasługuje fakt, że 20% ankietowanych wypowiedziało się negatywnie (wybierając ocenę -1 lub -2), co można wytłumaczyć faktem, iż możliwości dostosowania położenia elementów do własnych potrzeb są ograniczone. W większości aktualnie stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych, jedynym elementem, jaki może być dostosowywany do potrzeb użytkownika jest siedzisko operatora. Biorąc pod uwagę dużą ilość ocen pozytywnych dla ww. aspektów użytkowania związanych z elementami sterowniczymi, można stwierdzić, że stosowane aktualne rozmieszczenie elementów sterowniczych dopasowane jest do większości operatorów i możliwości dostosowania ich położenia są wystarczające. Nie zachodzi więc konieczność wprowadzania zmian.

Respondenci pozytywnie ocenili czytelność wyświetlaczy (62% pozytywnych ocen), nie sprawia im także problemów sama obsługa maszyny – 61% ankietowanych pozytywnie ocenia prostotę obsługi, 30% przyznała ocenę neutralną.

W tabeli 2 zawarto wyniki ankiety, w części dotyczącej oceny stanowiska operatora, w tym: komfortu siedziska, widoczności oraz aspektów fizycznych, takich jak wymiary (dostępna przestrzeń) oraz niedogodności związane z wibracjami podczas jazdy.

Wyniki oceny stanowiska operatora [%]
(wartości w tabeli oznaczają procent respondentów, którzy wybrali daną odpowiedź)

Tabela 2

	-2	-1	0	1	2
Możliwość dostosowania siedziska do własnych potrzeb	22	22	38	15	3
Komfort siedziska	10	19	36	27	8
Widoczność z miejsca operatora podczas jazdy	2	13	42	29	14
Widoczność z miejsca operatora podczas manewrowania	9	27	25	27	12
Wolna przestrzeń na nogi	7	19	34	23	17
Szerokość kabiny	2	15	39	29	15
Wibracje kabiny podczas jazdy	44	15	20	14	5
Ogólny komfort	9	29	46	8	8

Stanowisko operatora to przede wszystkim siedzisko. Respondentów zapytano, jak oceniają możliwości dostosowania siedziska do własnych potrzeb. 44% ankietowanych wypowiedziało się negatywnie, co oznacza, że dostępne zakresy i możliwości dostosowania siedziska operatora nie są dla nich wystarczające. 38% ankietowanych odniosło się do pytania neutralnie – co można interpretować jako odpowiedź: „nie mam uwag”. Pozytywną opinię wyraziło 18% respondentów. Uzyskane odpowiedzi respondentów wskazują, że możliwości dostosowania siedziska do własnych potrzeb są niewystarczające.

Komfort siedziska operatora oceniono pozytywnie. W odpowiedziach przeważały oceny pozytywne (35%) oraz neutralne (36%). Należy zwrócić uwagę, że fotel operatora najczęściej wykonany jest z miękkiego obicia, co gwarantuje komfort znacznie wyższy niż ma to miejsce w przypadku siedzisk/ław, w jakie wyposażone są wagony do przewozu ludzi.

Widoczność z miejsca operatora podczas jazdy respondenci ocenili jak dobrą lub bardzo dobrą (łącznie 43%), natomiast 42% ankietowanych oceniło ten aspekt jako neutralny. Na podstawie uzyskanych odpowiedzi można stwierdzić, że w zakresie widoczności podczas jazdy rozwiązania konstrukcyjne, z którymi zetknęli się respondenci są właściwie zaprojektowane.

Dla widoczności podczas manewrowania, odpowiedzi w porównywalnym stopniu, rozkładają się pomiędzy oceny negatywne (36%) i pozytywne (39%), przy stosunkowo niskim udziale odpowiedzi neutralnych (25%). Manewrowanie dotyczy głównie jazdy do tyłu oraz sytuacji, gdy wymagana jest duża precyzja jazdy, np. podczas formowania składu. Z uwagi na niejednoznaczne, w tym zakresie, wyniki, analizie poddano staż pracy na stanowisku operatora. Wyodrębniono dwie grupy respondentów: ze stażem pracy od 1 do 5 lat oraz powyżej 5 lat. W grupie respondentów ze stażem pracy na stanowisku operatora nie przekraczającym 5 lat, 44% wypowiedziało się negatywnie, 33% neutralnie oraz 22% pozytywnie. W grupie respondentów ze stażem wyższym niż 5 lat, 31% wypowiedziało się negatywnie, 29% neutralnie i aż 40% pozytywnie. Analizując powyższe opinie, można stwierdzić, że wraz z rosnącym stażem pracy na stanowisku operatora kolejki podwieszanej, widoczność podczas manewrowania staje się coraz mniejszym problemem.

W kolejnej części kwestionariusza zapytano respondentów o dostępną, wolną przestrzeń na nogi w kabinie operatora. 40% ankietowanych oceniło pozytywnie ten aspekt przestrzeni pracy, 34% było w miarę zadowolonych, jedynie 26% ankietowanych wskazało na niedogodności w tym zakresie. Odczuwanie komfortu w zakresie przestrzeni na nogi wiąże się z cechami antropometrycznymi operatora, przede wszystkim jego wzrostem. Średni wzrost ankietowanego to 180 cm (najniższy wykazany wzrost to 165 cm, najwyższy 198 cm).

W odpowiedzi na pytanie dotyczące szerokości kabiny uzyskano 44% pozytywnych odpowiedzi, 39% ankietowanych wypowiedziało się neutralnie i tylko 17% ankietowanych negatywnie oceniło ten aspekt. Należy zwrócić uwagę na fakt, że w przypadku kabiny operatora, cała dostępna szerokość kabiny przeznaczona jest dla jednej osoby, podczas gdy w przypadku przedziałów do przewozu osób, w przeważającej liczbie rozwiązań, w tej samej przestrzeni (a konkretnie – szerokości) muszą pomieścić się dwie osoby.

Wpływ wibracji oddziałujących podczas jazdy na operatora zdecydowanie oceniono negatywnie. Wśród respondentów 44% przyznało ocenę -2, a 15% dało ocenę -1. Tylko 19% ankietowanych udzieliło odpowiedzi pozytywnych. Na podstawie uzyskanych wyników, można stwierdzić, że wibracje pojawiające się w kabinie operatora podczas jazdy są istotnym problemem wpływającym na komfort pracy operatora. Należy zatem podjąć starania i znaleźć rozwiązania zmniejszające ww. oddziaływanie.

Poproszono także respondentów, aby ocenili ogólny komfort kabiny operatora. Większość respondentów odniosła się do tego aspektu neutralnie – 46%, jednak duży procent ankietowanych 38%, przyznało ocenę negatywną, co wskazuje na konieczność podjęcia działań poprawiających ww. aspekt.

3.2. Wyniki ankiety przeprowadzonej z osobami przewożonymi kolejkami podwieszonymi

Ergonomiczną ocenę rozwiązań, stosowanych do przewozu osób kolejek podwieszonych przeprowadzono:

- w odniesieniu wszystkich typów rozwiązań (kabin, ław),
- z podziałem na typ rozwiązania konstrukcyjnego - uwzględniono kabine z drewnianymi siedzeniami i z siedzeniami typu hamak oraz belkę do przewozu osób, z jedną lub dwiema ławami.

Podobnie jak w ankiecie przeznaczonej dla operatorów, dla oceny przyjęto 5-stopniową skalę, w której -2 wskazuje bardzo negatywną ocenę, 0 – oznacza ocenę neutralną, a 2 – ocenę bardzo pozytywną.

Ocena przestrzeni pasażerskiej we wszystkich typach rozwiązań konstrukcyjnych, przeprowadzono w oparciu o siedem kryteriów szczegółowych. Strukturę udzielonych odpowiedzi przedstawiono w tabeli 3.

Struktura odpowiedzi dotyczących przestrzeni pasażerskiej [%]
(wartości w tabeli oznaczają procent respondentów, którzy wybrali daną odpowiedź)

Tabela 3

	-2	-1	0	1	2
Możliwość dostosowania siedziska do własnych potrzeb	33	7	26	10	6
Komfort siedziska	9	16	39	17	5
Wolna przestrzeń na nogi	18	18	30	16	5
Szerokość kabiny	8	22	27	18	8
Wpływ obecności innych pasażerów na komfort podróżowania	11	24	35	13	6
Hałas podczas jazdy	20	20	33	8	8
Wibracje kabiny podczas jazdy	12	27	30	15	5
Ogólny komfort	10	16	42	17	4

Możliwość dostosowania siedziska do własnych potrzeb 40% respondentów oceniło jako złą lub bardzo złą, natomiast jedynie 16% respondentów wyraziło pozytywną opinię.

Komfort siedziska oceniono jako przeciętny (ok. 40% respondentów), natomiast porównywalna liczba respondentów oceniła go negatywnie lub pozytywnie. Należy podkreślić, że niewielka liczba respondentów przyznała oceny skrajne.

Dostępną przestrzeń na nogi oceniono negatywnie lub na poziomie przeciętnym odpowiednio przez: 36% i 30% respondentów. 21% respondentów uznało stosowane rozwiązania jako wygodne lub bardzo wygodne.

Kolejnym kryterium, które istotnie zależy od miar antropometrycznych respondenta, jest szerokość kabiny. Około 1/3 respondentów negatywnie oceniła rozwiązania konstrukcyjne, z których korzystali, natomiast zbliżona liczba osób przyznała ocenę przeciętną lub pozytywną – odpowiednio 27% i 26%.

Rozwiązania konstrukcyjne zostały przez 35% respondentów ocenione negatywnie pod względem komfortu podróżowania wynikającego z obecności innych pasażerów.

Hałas odczuwany podczas jazdy był dla respondentów szczególnie uciążliwy. 40% respondentów wyraziło opinię negatywną, 33% - opinię przeciętną, i jedynie 16% opinię pozytywną. Podobnie wyglądała kwestia odczuwanych wibracji, które w opinii znacznej części respondentów negatywnie wpływają na komfort jazdy.

Ogólne odczucie komfortu zostało ocenione jako przeciętne przez ponad 40% respondentów. Opinię negatywną wyraziło 26% respondentów, a opinię pozytywną 21% respondentów.

Kabiny z drewnianymi siedzeniami, kabiny z siedzeniami typu hamak oraz belki do przewozu osób z jedną lub dwiema ławami oceniono pod względem: wygody odczuwanej podczas jazdy, wygody wsiadania oraz wysiadania, ponieważ wpływają one na obciążenie układu mięśniowo-szkieletowego. Odczuwany komfort wsiadania i wysiadania jest uwarunkowany, między innymi, cechami antropometrycznymi pasażerów. Zapytano także o subiektywne odczucie bezpieczeństwa, co z ergonomicznego punktu widzenia przekłada się na stres psychiczny. Strukturę udzielonych odpowiedzi przedstawiono w tabeli 4.

Struktura odpowiedzi dotyczących wygody oraz odczuwanego bezpieczeństwa w odniesieniu do kabin i belek do przewozu osób [%]
(wartości w tabeli oznaczają procent respondentów, którzy wybrali daną odpowiedź)

Tabela 4

	-2	-1	0	1	2
Kabina do przewozu osób – drewniane siedziska					
Wygoda podczas jazdy	20	23	34	16	7
Wygoda przy wsiadaniu	9	22	27	24	18
Wygoda podczas wysiadania	11	18	31	22	18
Subiektywne poczucie bezpieczeństwa	7	12	34	24	23
Kabina do przewozu osób – siedziska typu hamak					
Wygoda podczas jazdy	4	30	28	21	17
Wygoda przy wsiadaniu	6	32	40	15	7
Wygoda podczas wysiadania	6	34	38	15	7
Subiektywne poczucie bezpieczeństwa	4	21	34	32	9

	-2	-1	0	1	2
Belka do przewozu osób z 1 lub 2 ławami					
Wygoda podczas jazdy	25	16	43	11	5
Wygoda przy wsiadaniu	20	18	41	14	7
Wygoda podczas wysiadania	20	16	43	16	5
Subiektywne poczucie bezpieczeństwa	32	16	41	4	7

Kabiny do przewozu osób, wyposażone w drewniane siedziska, oceniono jako niewygodne lub bardzo niewygodne pod względem komfortu odczuwanego podczas jazdy - 43% respondentów przyznało ocenę negatywną. Jednocześnie oceniono je jako wygodne lub bardzo wygodne, jeśli chodzi o wsiadanie i wysiadanie – odpowiednio 42% i 40% respondentów. Mniej więcej 30% respondentów wskazała, że wsiadanie i wysiadanie jest w przypadku tych kabin jest niewygodne lub bardzo niewygodne. To rozwiązanie konstrukcyjne uzyskało przychylne opinie w aspekcie bezpieczeństwa - 47% respondentów wskazało, że dają one wysokie lub bardzo wysokie poczucie bezpieczeństwa.

W przypadku kabin do przewozu osób z siedziskami typu hamak, odczuwany komfort jazdy został przez 34% respondentów oceniony jako niski lub bardzo niski, a przez 38% respondentów jako wysoki lub bardzo wysoki. Wygoda wsiadania była niska lub bardzo niska w opinii 38% respondentów, a wysoka lub bardzo wysoka - w opinii 22% respondentów. Niemal identyczna była struktura odpowiedzi udzielonych nt. wysiadania. Rozwiązania konstrukcyjne dają wysokie lub bardzo wysokie poczucie bezpieczeństwa - 41% respondentów, natomiast negatywną opinię wyraziła 25% respondentów.

Belki transportowe z jedną lub dwiema ławami oceniono pod względem odczuwanego bezpieczeństwa - prawie 50% respondentów przyznało ocenę negatywną, a tylko 11% - ocenę pozytywną. Wygodę pasażera podczas jazdy oraz podczas wsiadania i wysiadania porównywalna liczba respondentów oceniła negatywnie lub jako przeciętną. 38% respondentów stwierdziło, że wsiadanie jest niewygodne, a 41%, że nie jest ono ani szczególnie wygodne ani kłopotliwe. Podobnie dla wysiadania - 36% respondentów stwierdziło, że wsiadanie jest niewygodne, a 43%, że nie jest ono ani szczególnie wygodne ani kłopotliwe. Identyfikacja liczba respondentów - 21% uznała, że wsiadanie i wysiadanie jest wygodne dla pasażera. Wygodę odczuwaną podczas jazdy została oceniona pozytywnie przez 16% respondentów, a negatywnie - przez 41%.

Można zatem stwierdzić, że belki transportowe z ławą lub ławami zostały ocenione najgorzej – dla wszystkich aspektów co najmniej 20% respondentów przyznało ocenę najniższą.

3.3. Komputerowo wspomagana ergonomiczna ocena kabiny do przewozu osób

W ramach prac realizowanych w projekcie INESI dokonano analizy ergonomicznej kabin do przewozu osób z drewnianymi siedziskami, przeznaczonych dla ośmiu osób - czterech usadowionych zgodnie z kierunkiem jazdy oraz czterech usadowionych w kierunku przeciwnym. Model 3D kabiny, który poddano analizie przedstawiono na rysunku 1.

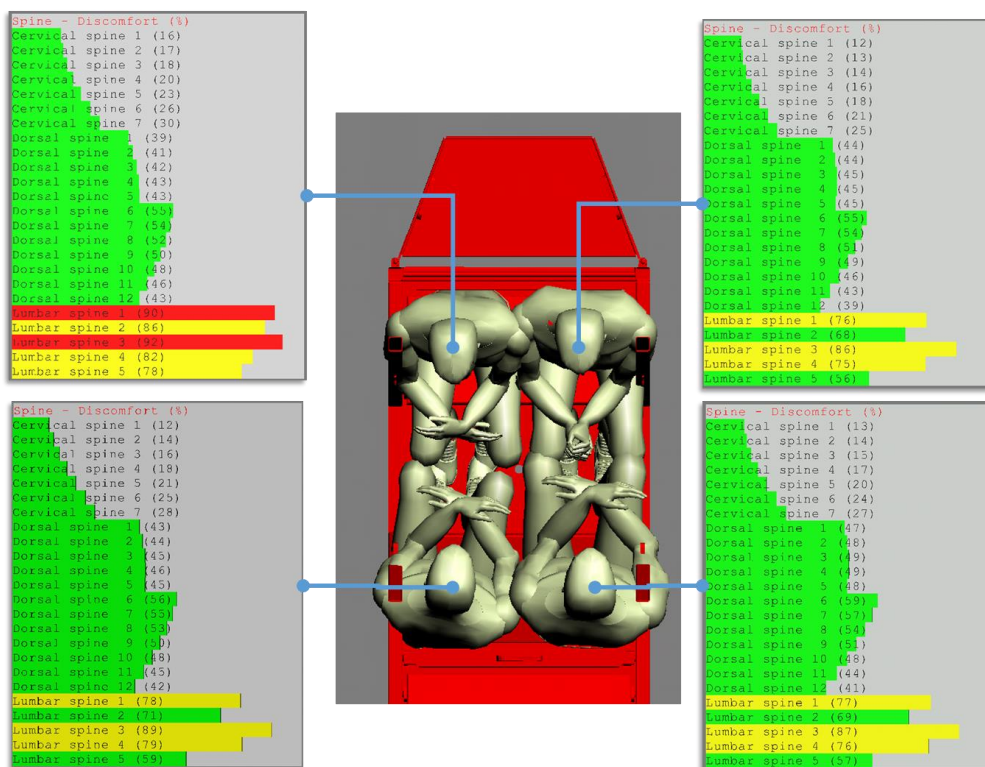


Rys. 1. Model 3D kabiny do przewozu osób

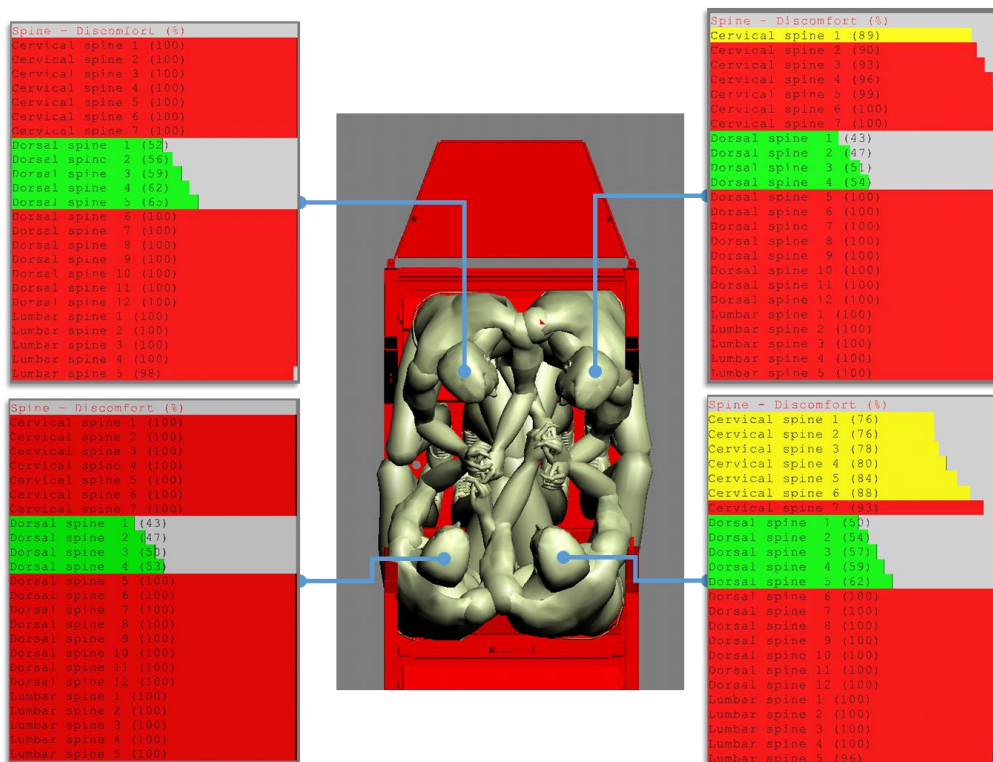
Analizę ergonomiczną wykonano z wykorzystaniem oprogramowania Anthropos Ergomax [1]. Dla odwzorowania sylwetek pasażerów przyjęto model 50-percentylowy, o wymiarach charakterystycznych dla 50% procent populacji mężczyzn [2].

Na rysunku 2 przedstawiono wyniki analizy dyskomfortu statycznego dla kręgosłupa przewożonych osób. Wyniki przedstawiono dla czterech pasażerów, zajmujących miejsce w jednym z przedziałów. Wskazują one, że względny komfort podróżowania byłby możliwy, gdyby pasażerowie mieli możliwość przyjęcia pozycji wyprostowanej. Jednak taka sytuacja w rzeczywistości nie występowała przy pełnym obłożeniu kabiny. Gdy w kabinie znajdowało się czterech pasażerów, istniała kolizja zarówno między pasażerami, jak i między nimi a ścianą kabiny. Przyjęcie komfortowej wyprostowanej pozycji siedzącej było możliwe, gdy siedzisko zajmowane było tylko przez jedną osobę.

Następnie - w modelu 3D - sylwetki pasażerów usadowiono w sposób realistyczny, zgodnie z istniejącymi ograniczeniami kabiny. Wyniki analizy dyskomfortu statycznego przedstawiono na rysunku 3. W porównaniu do ww. sytuacji widać znaczące, niekorzystne zmiany we współczynniku dyskomfortu statycznego dla kręgosłupa pasażerów. W skrajnych górnych i dolnych partiach kręgosłupa nastąpiło przekroczenie „bezpiecznego” (kolor zielony) lub „względnie bezpiecznego” (kolor żółty) progu wartości – uzyskane wartości świadczą o wysokim ryzyku dla układu mięśniowo-szkieletowego (kolor czerwony). Należy podkreślić, że w rzeczywistych warunków istnieją dodatkowe elementy, które ograniczają przestrzeń, takie jak: kask, lampa z baterią, aparat uciezkowy, a których nie uwzględniono w analizie.



Rys. 2. Wyniki analizy dyskomfortu statycznego dla kręgosłupa – dla pasażerów zajmujących miejsce w kabinie do przewozu osób o szerokości 900 mm. Ułożenie nieuwzględniające kolizję pomiędzy pasażerami i konstrukcją kabiny



Rys. 3. Wyniki analizy dyskomfortu statycznego dla kręgosłupa – dla pasażerów zajmujących miejsce w kabinie do przewozu osób o szerokości 900 mm. Ułożenie uwzględniające kolizję pomiędzy pasażerami i konstrukcją kabiny.

Na podstawie uzyskanych wyników, można stwierdzić, że rozwiązanie konstrukcyjne kabiny do przewozu osób, które poddano analizie, nie było dostosowane do typowych wymiarów pasażerów i mogłoby powodować odczucie dyskomfortu przy dłuższej trasie oraz

negatywnie wpływać na ich układ mięśniowo-szkieletowy [3, 6]. Komfort podróżowania znacząco poprawił się, gdy w każdym z przedziałów znajdowały się po dwie, siedzące naprzeciw siebie osoby. Pozwoliło to na przyjęcie pozycji odpowiedniej z ergonomicznego punktu widzenia.

4. Propozycje nowych rozwiązań konstrukcyjnych kolejek podwieszonych

4.1. Ocena proponowanych rozwiązań – wyniki ankiety z operatorami kolejek podwieszonych

W części ankiety dotyczącej nowych rozwiązań konstrukcyjnych kolejek podwieszonych przedstawiono respondentom listę propozycji poprawiających komfort i bezpieczeństwo pracy. Część z nich nie jest aktualnie stosowana w kopalnianych kolejkach podwieszonych, ale jest znana z zastosowań w innego typu środkach transportu. Pytania sformułowano ogólnie, tak aby możliwa była ich jednoznaczna interpretacja. Strukturę odpowiedzi udzielonych przez respondentów przedstawiono w tabeli 5.

Wyniki oceny stanowiska operatora [%]
(wartości w tabeli oznaczają procent respondentów, którzy wybrali daną odpowiedź)

Tabela 5

	-2	-1	0	1	2
Poprawa widoczności podczas jazdy i manewrowania dzięki zastosowaniu systemu kamer i ekranów monitorujących bezpośrednie otoczenie kolejki	7	8	19	32	34
Tłumiki drgań umieszczone w fotelu operatora	1	7	12	34	46
Wygodny fotel z regulowanym podłokietnikiem	0	1	29	27	43
Resorowanie całej kabiny operatora	2	2	25	22	49
Regulacja wysokości fotela	5	8	37	19	31
Zwiększenie przestrzeni na nogi	2	12	29	30	27
Zastosowanie dodatkowych systemów bezpieczeństwa biernego: bezwładnościowe pasy bezpieczeństwa	29	17	32	14	8
Zastosowanie dodatkowych systemów bezpieczeństwa biernego: regulowany zagłówek w fotelu	12	8	37	24	19
Dodatkowe schowki do przewożenia drobnych przedmiotów zlokalizowane w kabinie operatora	12	9	44	10	25
Poszerzenie kabiny	10	9	42	17	22
Dodatkowe uchwyty poprawiające komfort wsiadania/wysiadania	2	10	20	26	42
Systemy informatyczne wymuszające okresowe przeglądy i kontrole maszyny przez operatora	7	5	31	37	20
Aktywny tempomat	7	10	35	17	31
Klimatyzowane wnętrze	3	9	29	17	42
Mocniejszy reflektor z przodu kabiny	5	5	34	17	39

Propozycja poprawy widoczności podczas jazdy i manewrowania poprzez zastosowanie systemu kamer i ekranów monitorujących bezpośrednie otoczenie kolejki oceniono bardzo pozytywnie - 66% respondentów (15% ankietowanych negatywnie oceniło takie rozwiązanie). Zastosowanie kamer do bezpośredniej obserwacji otoczenia jest coraz częściej stosowane w przemyśle samochodowym, gdzie kierowca dzięki obrazowi z kamery cofania umieszczonej w tylnej części pojazdu, uzyskuje pomoc podczas wykonywania manewru cofania. W przypadku warunków górniczych konieczne jest spełnienie wymogów dyrektywy ATEX. Należy mieć na uwadze zmienny charakter systemu transportowego, który może być dostosowywany do aktualnych potrzeb, co wiąże się z koniecznością skracania lub wydłużania składu [5].

Możliwość zastosowania tłumików drgań w fotelu operatora, a także resorowanie całej kabiny oceniono jednoznacznie pozytywnie – odpowiednio 80% i 71% respondentów. Jest to

potwierdzenie istnienia problemu drgań pojawiających się podczas jazdy [6], zidentyfikowanego w pierwszej części ankiety.

Respondenci jednoznacznie przychylnie odnieśli się również do możliwości zastosowania regulacji podłokietnika oraz wysokości fotela operatora - odpowiednio 70% i 50% pozytywnych ocen.

57% respondentów pozytywnie oceniło propozycję zwiększenia przestrzeni na nogi, co może być uzyskane np. poprzez zmianę rozmieszczenia pomocniczych elementów sterujących lub paneli informacyjnych.

Zastosowanie pasów bezpieczeństwa przez operatorów kolejek podwieszonych zostało ocenione negatywnie przez 46% ankietowanych. Przeprowadzone analizy dynamiczne przebiegu procesu hamowania bez i z zastosowaniem pasów bezpieczeństwa w kabinie operatora kolejki wykazały możliwość wystąpienia potencjalnych obrażeń i ich lokalizację, przy założeniu standardowego opóźnienia, jakie towarzyszy hamowaniu awaryjnemu.

Zastosowanie regulowanego zagłówka w fotelu oceniono pozytywnie - 43% ankietowanych. Jest to jednak bierna forma wspomagająca bezpieczeństwo, która bez pasów bezpieczeństwa nie spełni w pełni swojej roli. Może poprawić komfort użytkowania, jednak w sytuacji awaryjnej pozytywne działanie ogranicza się tylko do uderzeń od tyłu.

Dla większości ankietowanych aktualna szerokość kabiny operatora jest odpowiednia (42% odpowiedzi neutralnych) i nie ma potrzeby stosowania dodatkowych schowków zlokalizowanych w kabinie operatora (44% odpowiedzi neutralnych). Zwiększenie szerokości, w przypadku kabiny operatora, w sytuacji gdy cała szerokość kabiny zajmowana jest przez jedną osobę, nie jest wymagane.

Respondenci zdecydowanie pozytywnie (68%) ocenili możliwość zamontowania dodatkowych uchwytów poprawiających komfort wsiadania/wysiadania. Potrzeba tego typu rozwiązania jest szczególnie istotna w przypadku manewrowania, gdy zachodzi potrzeba częstego opuszczania kabiny. Należy mieć na uwadze fakt, iż wchodzenie do kabiny operatora może odbywać się z różnych poziomów spągu.

Możliwość klimatyzowania wnętrza kabiny operatora, oceniono pozytywnie 59% ankietowanych. Wdrożenie tego rozwiązania wydaje się jednak być trudne z uwagi na otwarty charakter kabiny operatora (brak drzwi po obu stronach).

W ankiecie zawarto także pytania o dodatkowe systemy, które nie wpływają w sposób bezpośredni na ergonomię, lecz na bezpieczeństwo użytkowania. Zasadność stosowania systemów informatycznych wymuszających okresowe przeglądy, tempomatu reagującego na pojawiające się przeszkody oraz zwiększenie mocy przedniego reflektora oceniono zdecydowanie pozytywnie.

4.2. Ocena proponowanych rozwiązań – wyniki ankiety z osobami przewożonymi kolejkami podwieszonymi

Respondentom przedstawiono przykłady rozwiązań do zastosowania i zapytano o ich opinię. Strukturę udzielonych odpowiedzi przedstawiono w tabeli 6.

Struktura odpowiedzi na temat oczekiwań dotyczących rozwiązań konstrukcyjnych przeznaczonych do przewozu ludzi [%]
(wartości w tabeli oznaczają procent respondentów, którzy wybrali daną odpowiedź)

Tabela 6

	-2	-1	0	1	2
Tłumiki drgań umieszczone w fotelu	2	7	33	24	24
Materiał siedziska obszyty miękkim materiałem	4	5	31	24	27
Resorowanie całej kabiny	3	5	30	25	25
Zwiększenie przestrzeni na nogi	1	4	20	22	42
Zastosowanie podłokietnika	10	6	38	16	17
Zastosowanie dodatkowych systemów bezpieczeństwa biernego: bezwładnościowe pasy bezpieczeństwa	25	9	36	11	7
Zastosowanie dodatkowych systemów bezpieczeństwa biernego: regulowany zagłówek w fotelu	14	7	45	12	10
Dodatkowe schowki do przewożenia drobnych przedmiotów	5	5	32	14	31
Poszerzenie kabiny	4	4	28	24	27
Dodatkowe uchwyty poprawiające komfort wsiadania/wysiadania	5	5	30	17	30

Wytlumienie odczuwanych drgań uznano za bardzo istotne. Jedynie 9% respondentów uznało to rozwiązanie jako mało lub w ogóle nieistotne. 48% ankietowanych uznało, że zastosowanie tłumików drgań w fotelu jest ważne lub bardzo ważne. Podobnie oceniono resorowanie całej kabiny.

Nieco ponad połowa respondentów uznała, że obszycie siedziska miękkim materiałem to dobry pomysł. Mniejsze poparcie uzyskało zastosowanie regulowanego zagłówka. Podobna liczba respondentów – odpowiednio 21% - wskazała, że przydatność takiego rozwiązania jest mała lub bardzo mała i 22%, że duża lub bardzo duża. Większość respondentów (45%) uznała to rozwiązanie za mało istotne.

Niskie zainteresowanie zostało wyrażone dla bezwładnościowych pasów bezpieczeństwa. 18% respondentów oceniło to rozwiązanie jako oczekiwane lub bardzo oczekiwane, natomiast 34% wyraziło opinię negatywną.

Pozytywne opinie uzyskały propozycje dotyczące zwiększenia przestrzeni dostępnej dla pasażera. Zwiększenie przestrzeni na nogi jest oczekiwane przez 64% respondentów, a poszerzenie kabiny przez 51%.

Wśród rozwiązań, których przydatność oceniono jako dużą lub bardzo dużą (ponad 40% respondentów) znajdowały się również dodatkowe schowki na drobne przedmioty oraz dodatkowe uchwyty ułatwiające wsiadanie i wysiadanie.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczących kolejek podwieszonych: badania ankietowego przeprowadzonego w kopalniach JSW S.A. i Pregomovnik Velenje, oraz komputerowo wspomaganą analizę typowego wozu do przewozu ludzi.

Przy projektowaniu nowych rozwiązań konstrukcyjnych kolejek podwieszonych, należy zwrócić większą niż dotąd uwagę na ergonomię, zarówno lokomotyw, jak i środków do przewozu ludzi.

W przypadku lokomotyw, najbardziej istotnymi problemami są odczuwane wibracje oraz dostosowanie siedziska do własnych potrzeb. Respondenci pozytywnie ustosunkowali się do większości rozwiązań zaproponowanych dla nowych środków transportu.

W opinii pasażerów, w obecnych środkach transportu, uciążliwymi problemami są: hałas, wibracje oraz możliwości dostosowania siedziska do własnych potrzeb.

Spośród rozwiązań dla środków do przewozu osób projektowanych w przyszłości, pasy bezpieczeństwa uzyskały wiele negatywnych opinii. Rozważając zasadność ich wdrożenia, należy mieć na uwadze, że komfort, nie powinien być priorytetem, gdy stoi w kolizji z bezpieczeństwem.

W kabinach do przewozu osób, istniejące ograniczenia przestrzenne powodują konieczność przyjmowania przez pasażerów pozycji, które negatywnie oddziałują na układ mięśniowo-szkieletowy [4]. Wyniki komputerowo wspomaganej analizy ergonomicznej, dotyczącej typowej kabiny do przewozu osób, pozwalają stwierdzić, że w przypadku dłuższych tras, zbyt małą szerokość kabiny należy uznać za czynnik szkodliwy.

Uzyskane wyniki pozwolą ukierunkować działania konstruktorów kolejek podwieszonych tak, by zaproponowane rozwiązania były ergonomiczne i bezpieczne.

Literatura

- [1] ANTHROPOS-ErgoMax: User Guide, Version 3.0, (1999), IST GmbH, Kaiserslautern.
- [2] Michalak D.: Ocena rozwiązań konstrukcyjnych maszyn i urządzeń górniczych w świetle kryterium ergonomicznego. *Mechanik* 2013, s. 393–401.
- [3] Projekt INESI: Increase Efficiency and Safety Improvement in Underground Mining Transportation Routes. RFCS, Contract No. 754169, 2017–2020.
- [4] Szewerda K., Wołczyk W., Tokarczyk J., Michalak D.: Odtwarzanie relacji człowiek – maszyna – środowisko w wirtualnym środowisku pracy. *Maszyny Górnicze* 2013, nr 4, s. 3–9.
- [5] Tokarczyk J., Turewicz A., Szewerda K., Pieczora E.: Komputerowe wspomaganie procesu konfiguracji i oceny środków pomocniczego transportu górniczego. *Napędy i Sterowanie* 2018, nr 7/8, s. 70–75.
- [6] Tokarczyk J., Kania J.: Systems and tracks of self-powered suspended monorails for transportation of people in horizontal workings and workings with inclination up to 45 stopni. *Min. - Inf. Autom. Electr. Eng.* 2016 nr 3 s. 31-39 (83-91), ISSN 2449-6421

dr inż. Dariusz Michalak
dmichalak@komag.eu

dr inż. Magdalena Rozmus
mrozmus@komag.eu

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Projekt INESI współfinansowany z Funduszu Badawczego Węgla i Stali (RFCS)



Przewoźna maszyna wyciągowa B-1200/M/AC-2m/s – mobilność bez ograniczeń

Dominik Gamrat
Mariusz Madej
Wojciech Michalski
Piotr Helmrich

Mobile hoisting machine B-1200/M/AC-2m/s –
unlimited mobility

Streszczenie:

W referacie zaprezentowano przewoźną maszynę wyciągową B-1200/M/AC-2m/s, produkcji MWM Elektro Sp. z o. o., umożliwiającą szybkie i swobodne jej przemieszczanie między obsługiwanyymi szymbami. Przedstawiono opis techniczny maszyny wyciągowej, jak i wymagania przepisów ruchu drogowego, z którymi musieli się zmierzyć konstruktorzy przewoźnej maszyny wyciągowej podczas jej projektowania.

Abstract:

This elaboration presents a mobile hoisting machine B-1200/M/AC-2m/s produced by MWM Elektro Sp. with o. o. allowing quick and free movement between serviced shafts. There are presents the technical description of hoisting machine and the restrictions required by the traffic rules with which the constructors of the mobile winding machine had to face.

Słowa kluczowe: górnictwo, górnicze wyciągi szymbowe, maszyny wyciągowe, bezpieczeństwo

Keywords: mining industry, mine shaft hoisting machines, safety

1. Wprowadzenie

W ramach prowadzonych przez spółkę MWM Elektro prac mających na celu zwiększenie konkurencyjności spółki na rynku firma zaprojektowała i wyprodukowała z własnych środków przewoźną maszynę wyciągową B-1200/M/AC-2m/s.

Projekt obejmował szczegółową analizę rynku przewoźnych maszyn wyciągowych, analizę uregulowań prawnych oraz możliwości technicznych. Na bazie doświadczeń zdobytych między innymi podczas realizacji projektu pt.: „Mobilna platforma kontenerowa” [1] założono osiągnięcie następujących celów:

- nieograniczoną mobilność maszyny wyciągowej,
- wszechstronność zastosowania,
- konkurencyjność i nowoczesność rozwiązania.

Projekt zrealizowano podczas następujących etapów:

- opracowanie założeń technicznych oraz warunków brzegowych,
- opracowanie dokumentacji technicznej [2],
- budowa i weryfikacja prototypu w warunkach obliczeniowych,
- budowa i weryfikacja maszyny w warunkach rzeczywistych.

2. Wymagania dotyczące pojazdów przewoźnych maszyny wyciągowe

Przewoźne maszyny wyciągowe cechują się zabudową na podwoziu kołowym i są przewidziane do transportu po drogach publicznych. Maszyna wyciągowa może być również zabudowana na podwoziu kolejowym. Z racji przeznaczenia, uniwersalnym i najlepszym

rozwiązaniem dla przewoźnych maszyn wyciągowych jest zastosowanie podwozia samochodowego przewidzianego do transportu drogowego, zgodnie z wymaganiami przepisów [5].

W tym celu przeanalizowano możliwość zabudowy maszyny wyciągowej na samodzielnym pojeździe samochodowym. Takie rozwiązanie narzucałoby jednak spore ograniczenia dla samej maszyny, związane z maksymalną masą i gabarytami pojazdu. Zgodnie z §3 rozporządzenia [5] masa pojazdu nie mogłaby przekroczyć dla czteroosiowego pojazdu samochodowego z dwoma osiami kierowanymi – 32 ton, a maksymalny nacisk każdej z osi nie mógłby przekroczyć 9,5 tony. Maksymalna długość pojazdu zgodnie z §2 rozporządzenia [5], dla pojazdu samochodowego, z wyjątkiem autobusu mogłaby wynosić 12,00 m.

W świetle powyższego obecnie maszyny wyciągowe oferowane są jako maszyny wyciągowe zabudowane na podwoziach przyczep bądź naczep. Uwarunkowania dotyczące długości pojazdów, zgodnie z rozporządzeniem [4], kształtują się następująco:

- przyczepy, z wyjątkiem naczep – 12,00 m,
- pojazdy członowe – 16,50 m,
- zespoły złożone z pojazdu silnikowego i przyczepy – 18,75 m.

Maksymalna długość samej przyczepy wynosi zatem 12 metrów, a pojazdu członowego 18,75 metra. Maksymalna długość pojazdu członowego składającego się z pojazdu silnikowego złączonego z naczepą wynosi 16,5 metra. Standardowe zespoły członowe składają się z ciągnika siodłowego i naczepy i mają długość 13,6 metra.

Maksymalna masa pojazdu bądź zespołu pojazdów, zgodnie z rozporządzeniem wynosi [5]:

- dla pojazdu składowego zespołu pojazdów:
 - przyczepy o jednej osi, z wyjątkiem naczepy – 10 ton,
 - przyczepy o dwóch osiach, z wyjątkiem naczepy – 18 ton,
 - przyczepy o liczbie osi większej niż dwie, z wyjątkiem naczepy – 24 tony.
- dla zespołu pojazdów, złożonego z pojazdów mających łącznie co najmniej 5 osi, w którym pojazdem ciągnącym jest pojazd samochodowy – 40 ton.
- dla zespołu pojazdów, w którym pojazdem ciągnącym jest wyposażony w koła ogumione pojazd wolnobieżny lub wyposażony w koła ogumione ciągnik rolniczy – masy wynikającej z sumy dopuszczalnych mas całkowitych pojazdów wchodzących w jego skład, która nie może przekraczać 40 ton.

Z racji tego, że przyczepy w przepisach traktowane są indywidualnie, warto przytoczyć zapisy Prawa o ruchu drogowym [4], który wskazuje (artykuł 62), że maksymalna masa przyczepy ciągnionej przez samochód ciężarowy o dopuszczalnej masie całkowitej przekraczającej 3,5 tony nie może przekraczać rzeczywistej masy całkowitej tego samochodu powiększonej o 40%. Zapis ten dotyczy wszystkich przyczep również będących w eksploatacji.

Biorąc pod uwagę wszelkie wymienione wytyczne dotyczące standardowych pojazdów, największe możliwości adaptacji oraz wykorzystania posiadają naczepy, których standardowa długość wynosi 13,6 metra, a standardowa ładowność 24 tony. Należy podkreślić, że ładowność naczepy jest taka sama jak maksymalna masa przyczepy, którą stanowi ładowność i masa własna podwozia przyczepy.

W przypadku zachowania wszystkich warunków wskazanych powyżej, zespół pojazdów mógłby poruszać się po drogach publicznych z zachowaniem regulacji dotyczących tych

dróg. W innych przypadkach konieczne byłoby uzyskanie stosownego zezwolenia wydawanego przez zarządcę drogi, starostę, Naczelnika Urzędu Celnego bądź Generalną Dyрекcję Dróg Krajowych i Autostrad. Zezwolenia podzielone są na kategorie od I do VII w zależności od przekroczenia parametrów normatywnych.

Maszynę wyciągową B-1200/M/AC-2m/s przewidziano zatem do zabudowy na podwoziu naczepy o długości 11 m. Konstrukcja maszyny wyciągowej, elementów przynależnej sygnalizacji i łączności szybowej oraz całego niezbędnego oprzyrządowania nie przekroczyła wymaganej przepisami masy ładunku zabudowanego na naczepie. Zastosowanie naczepy o długości 11 metrów zwiększyło dodatkowo zwrotność zespołu, a tym samym ułatwiło manewrowanie podczas ustawiania maszyny względem szybu na obiekcie. Warunki transportowe będą identyczne jak dla pojazdów członowych, tj. ciągnika siodłowego z naczepą.

3. Charakterystyka techniczna przewoźnej maszyny wyciągowej

Maszyna wyciągowa B-1200/M/AC-2m/s przeznaczona jest do napędu górniczych wyciągów szybowych jednokońcowych i jest elementem wyciągu szybowego przewidzianego do stosowania podczas prac awaryjnych i rewizyjnych. Może być stosowana również w górniczych wyciągach szybowych w celu realizacji: jazdy ludzi; wydobywania lub transportu materiałów.

Zespół maszyny wyciągowej B-1200/M/AC-2m/s przewidziano do zabudowy na podwoziu transportowym lub w kontenerze.

Maszyna wyciągowa jest zabudowana w izotermicznej obudowie modułowej (kontenerowej) (rys. 1). Moduł wyposażono w następujące instalacje: elektryczną (w tym oświetleniową), grzewczą, wentylacji mechanicznej nawiewno - wywiewnej i grawitacyjnej oraz klimatyzację wydzielonego stanowiska operatora maszyny wyciągowej.

Moduł pełni funkcję obudowy urządzeń, w czasie eksploatacji, transportu jak i przechowywania między eksploatacyjnego. Przygotowane otwory i drzwi obudowy pozwalają na obsługę zabudowanych wewnątrz urządzeń. Wymiary zewnętrzne gwarantują swobodne możliwości transportowe.



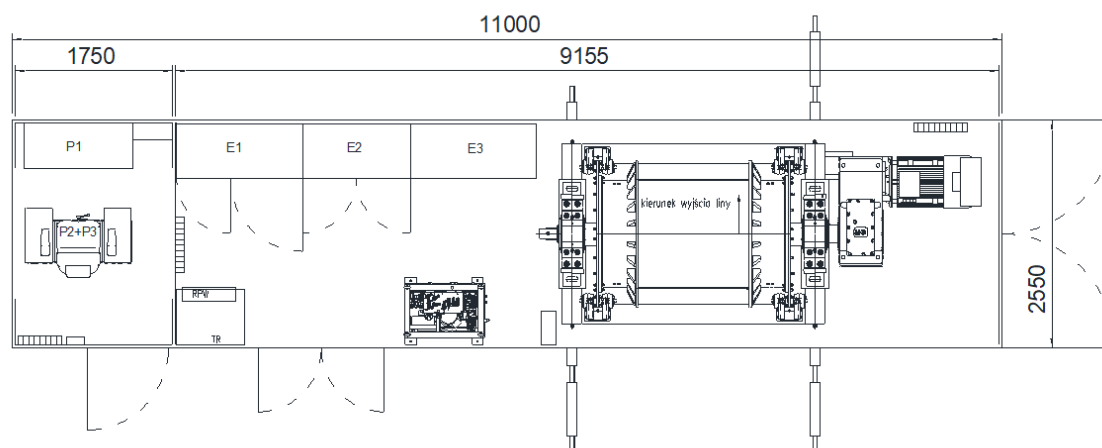
Rys. 1. Kontenerowa platforma transportowa maszyny wyciągowej B-1200/M/AC-2m/s [6]

Sposób mocowania maszyny wyciągowej do przystosowanego na obiekcie fundamentu, zależy od zastosowanego typu obudowy.

Maszynę wyciągową B-1200/M/AC-2m/s wyposażono w silnik prądu przemiennego o mocy 110 kW, umożliwiający, wraz z układem napędowym, ruch naczynia wyciągowego z prędkością do 2 m/s.

Głównymi zespołami maszyny wyciągowej B-1200/M/AC-2m/s są (rys. 2):

- zestaw wału głównego, w którym wał jest osadzony w dwóch łożyskach tocznych, i połączony z bębnem nawojowym (o średnicy nawojowej pierwszej warstwy liny 1200 mm), przystosowanym do współpracy z wykładziną dostosowaną do średnicy liny nośnej [3],
- walcowa przekładnia zębata o przełożeniu 45,5,
- silnik prądu przemiennego o mocy 110 kW,
- hamulec tarczowy, w którego skład wchodzi odwodzone hydraulicznie 4 pary siłowników, zamocowane na czterech stojakach, sterowane elektrohydraulicznym zespołem sterowniczo – zasilającym realizującym dwuwariantowe hamowanie bezpieczeństwa oraz urządzenie wymuszające dodatkowy spływ oleju,
- przemiennik częstotliwości zasilający silnik napędu maszyny wyciągowej,
- rozdzielnica do zasilania przemiennika częstotliwości i napędów pomocniczych maszyny wyciągowej,
- układy sterowania, regulacji i zabezpieczeń maszyny wyciągowej,
- układy sygnalizacji informacyjnej stanów pracy poszczególnych podzespołów maszyny wyciągowej.



Rys. 2. Przykładowe rozmieszczenie urządzeń [opracowanie własne]

Maszyna wyposażona jest w hamulec tarczowy z siłownikami sprężynowymi odwodzonymi hydraulicznie serii BSFI 300 firmy Svendborg Brakes, sterowany za pomocą elektrohydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego H-C MWM-8M firmy MWM Elektro Sp. z o.o. wyposażonego w dwa zespoły pompowe.

W układzie hamulcowym zastosowano urządzenie wymuszające dodatkowy spływ oleju UWDSO-e (wyzwalanie elektryczne) firmy MWM Elektro Sp. z o.o., umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi spływu oleju i wywołanie spadku ciśnienia w instalacji hydraulicznej hamulca powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu. Urządzenie UWDSO-e

zbudowane jest z modułów: wykonawczego, zlokalizowanego w pomieszczeniu maszyny wyciągowej oraz dwóch wyzwalających, jednego umieszczonego w kabinie maszynisty, drugiego zabudowanego w pomieszczeniu maszyny wyciągowej. Układ napędowy maszyny wyciągowej tworzy silnik asynchroniczny zasilany z przemiennika częstotliwości. Przemienniki częstotliwości typu ACS880 są powszechnie stosowane w napędach przemysłowych, pracujących w trudnych warunkach eksploatacyjnych i cyklach pracy wymagających dużych przeciążeń. Sterowanie kierunkiem i wartością prędkości obrotowej silnika napędowego maszyny odbywa się poprzez regulację częstotliwości i napięcia na wyjściu przemiennika. Metoda bezpośredniego sterowania momentem (DTC) zapewnia wysoką dokładność regulacji prędkości obrotowej. Zmianę kierunku wirowania silnika napędowego maszyny wyciągowej uzyskuje się poprzez zmianę kolejności faz napięcia podawanego na stojan silnika z przemiennika częstotliwości.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-08-A, w którym realizowane są funkcje układów zadawania i kontroli prędkości. Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne i podzespoły elektryczne firmy ABB (rys. 3).



Rys. 3. Wyposażenie elektryczne [6]

Z maszyną wyciągową współpracuje iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej, zbudowane w oparciu o sterownik programowalny PLC zintegrowany z układem sterowania maszyny wyciągowej. Urządzenie to wyposażono w iskrobezpieczne urządzenie bezprzewodowej łączności szybowej ECHO-S-W.

Charakterystyka maszyny wyciągowej B-1200/M/AC-2m/s:

- | | |
|-------------------------------|--|
| – usytuowanie maszyny: | - na zrębie |
| – odległość od koła linowego: | - od 35 m do 80 m |
| – kąt nabiegu liny na bęben | - od 0° do 90° względem poziomu |
| – przeznaczenie maszyny: | - maszyna stanowi napęd górniczego wyciągu
szybowego jednokońcowego średniego, drugiej
klasy intensywności ruchu bądź pomocniczego |

- rodzaje sterowania:
 - sterowanie ręczne
 - sterowanie automatyczne w trybie zdalnego uruchamiania z regulacją prędkości
- rodzaje pracy:
 - jazda ludzi/jazda osobista
 - rewizja szybu
 - rewizja liny nośnej
 - rewizja kół linowych
 - wydobywanie/transport materiałów
- nominalna średnica bębna: - 1200 mm
- łożyska wału głównego: - toczne, baryłkowe
- hamulec: - tarczowy
- średnica liny - $\phi 22$ mm lub $\phi 20$ mm
- głębokość ciągnięcia dla liny $\phi 22$ mm nawijanej w 7 warstwach - ~ 1500 m
- maks. siła statyczna w linie: - 50 kN
- maks. moment statyczny obciążenia wału - 30 kNm
- maks. siła zrywająca linę nośną: - 450 kN
- prędkości jazdy: - regulowana, do 2 m/s
- przyspieszenie / opóźnienie:
 - przyspieszenie ruchowe do $0,4 \text{ m/s}^2$
 - opóźnienie ruchowe do $0,4 \text{ m/s}^2$
- napęd: - przekształtnikowy
- moc silnika napędowego: - $P_n = 110 \text{ kW}$.

W układzie maszyny wyciągowej zastosowano zespół napędowy osadzony na końcu wału głównego. Zespół napędowy składa się z: silnika napędowego i przekładni zębatej walcowej.

Maszyna wyciągowa może pracować jako wyciąg średni drugiej klasy intensywności ruchu albo wyciąg pomocniczy. Szeroki zakres kątów nabiegu liny na bęben pozwala na odpowiednie ustawienie maszyny względem koła linowego, z zachowaniem odległości wynikającej z kątów nabiegu.

Podstawowym źródłem zasilania maszyny wyciągowej jest zasilanie z rozdzielnic 500 V.

W projekcie elektrycznym przewidziano również możliwość zasilania maszyny wyciągowej z agregatu prądotwórczego.

4. Podsumowanie

Maszyna wyciągowa B-1200/M/AC-2m/s posiada szereg cech wpływających na uniwersalność zastosowań w zakładzie górniczym. Bardzo szeroki zakres aplikacji uzyskano przede wszystkim dzięki możliwości przemieszczania maszyny wyciągowej. Maszyna może być zabudowana w kontenerze lub na podwoziu naczepy i może być transportowana bez specjalnych zezwoleń po drogach publicznych. Realizacja założonych celów projektowych pozwoliła na poszerzenie oferty spółki MWM Elektro o nowoczesne urządzenie mogące w pełni konkurować z rozwiązaniami obecnymi na rynku.

Literatura

- [1] Ryndak P., Michalski W., Kowal L., Turewicz K.: Mobilna platforma kontenerowa - innowacyjne rozwiązanie transportu pionowego. Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2017. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2017 s. 23-29.
- [2] Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej B-1200/M/AC-2m/s – produkcji MWM Elektro Sp. z o. o.
- [3] Dokumentacja techniczna zestawu wału głównego – ITG KOMAG, Gliwice 2017.
- [4] Ustawa z dnia 20 czerwca 1997 r. - Prawo o ruchu drogowym (tekst jednolity Dz.U. 2018 poz. 1990).
- [5] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 31 grudnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia (tekst jednolity Dz.U. 2016 poz. 2022).
- [6] Dokumentacja fotograficzna udostępniona przez firmę MWM ELEKTRO Sp. z o.o.

mgr inż. Dominik Gamrat

mgr inż. Mariusz Madej

mgr inż. Wojciech Michalski

MWM Elektro Sp. z o. o.

ul. Armii Krajowej 24, 32-540 Trzebinia

mgr inż. Piotr Helmrich

phelmrich@komag.eu

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Czy wiesz, że

... w związku z ustaleniami chińskiego programu poprawy jakości powietrza w aglomeracjach miejskich, firma Jiangsu Binxin Special Steel Material Co. Ltd. (Binxin Steel) zbudowała składowisko materiałów sypkich całkowicie przykryte konstrukcją stalowo-szklaną. Wyposażono je w inteligentny zautomatyzowany system rozmieszczania materiałów (firmy Siemens), pozwalający na minimalizację zatrudnienia kosztownego personelu, przy jednoczesnym zapewnieniu dużego stopnia bezpieczeństwa i niezawodności funkcjonowania obiektu. Głównym elementem systemu sterowania jest Moduł 3D umożliwiający nadzór nad ilością i jakością składowanych materiałów. Urządzenia pracujące wewnątrz konstrukcji wyposażone są w czujniki, które pozwalają systemowi sterowania zapobiegać wszelkim kolizjom.

AT Mineral Processing 2019 nr 1-2 s.4

Układ aktywnego balansowania baterii ogniw litowych przeznaczony do górniczych maszyn mobilnych

Sławomir Bartoszek
Jerzy Jura

Active Battery Management System for lithium cells designed for the mobile mining machines

Streszczenie:

W artykule opisano problematykę aktywnego balansowania ogniw. Przedstawiono układ aktywnego balansowania (BMS) ogniw baterii przeznaczony do zastosowania w napędach elektrycznych maszyn górniczych, tj. wozów wierzących i ładowarek, uwzględniając korzyści płynące z zastosowania powyższej techniki. Omówiono strukturę układu, z uwzględnieniem jego rzeczywistej formy i wyników badań. Omówiono funkcjonalność poszczególnych modułów układu BMS, umożliwiającą przekazywanie energii i jej właściwy rozkład pomiędzy ogniwami.

Słowa kluczowe: górnictwo, bezpieczeństwo, napęd elektryczny, ogniwa litowo-jonowe, aktywny BMS

Keywords: mining industry, safety, electric drive, lithium-ion cells, active BMS

Abstract:

The problems of active management of cells is described. The Battery Management System (BMS) for the battery cells used in electric drives of mining machines i.e. drilling jumbos and loaders is presented indicating the advantages of using this technology. Structure of the system in its real form and the test results are described. Functionality of each BMS module for transfer of energy and its proper distribution among the cells is discussed.

1. Wprowadzenie

Nowoczesne akumulatory wyposażone w baterie ogniw (baterie ogniw litowo-jonowych) są coraz częściej stosowane w napędach maszyn. Wysoka gęstość energii baterii litowych oraz mniejsza masa i gabaryty mają bowiem istotne znaczenie w aspekcie konstrukcji i funkcjonowania całej maszyny. Należy jednak zauważyć, że niewłaściwe użytkowanie baterii ogniw litowo-jonowych może prowadzić do ich uszkodzenia. Stąd zapewnienie bezpieczeństwa użytkowania i niezawodności pracy oraz wydłużenie żywotności wymaga stosowania systemów nadzoru parametrów ich pracy. Układy nadzorujące pracę baterii ogniw nazywane są w skrócie BMS (ang. Battery Management System). Podstawowym zadaniem ww. systemów jest niedopuszczenie do uszkodzenia ogniw na skutek przeładowania, nadmiernego rozładowania lub przegrzania. Układ BMS powinien zatem kontrolować parametry pracy ogniw, tj. napięcie, prąd oraz temperaturę, a w przypadku przekroczenia dopuszczalnych wartości, ostrzegać lub odłączyć baterię. Nie mniej ważną funkcją układu BMS jest balansowanie ogniw celem zwiększenia ich wydajności i żywotności. Napięcie pojedynczego ogniwa litowego wynosi około 3,2 V, stąd baterie w napędach maszyn elektrycznych składają się z ich dużej liczby, łączonych szeregowo [3, 4, 5].

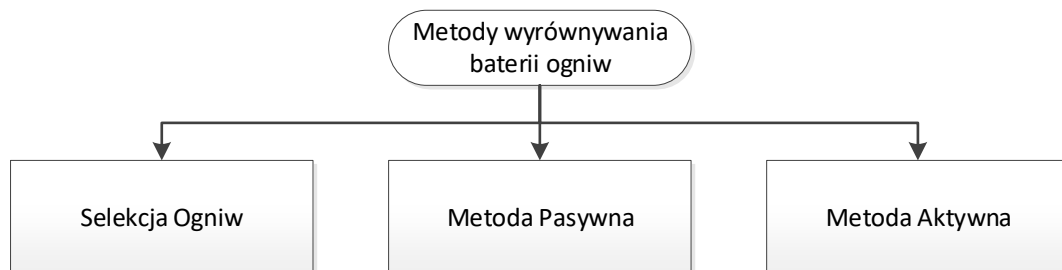
Potrzeba balansowania ogniw wynika z różnic pomiędzy pojedynczymi ogniwami pod względem poziomu naładowania, pojemności i rezystancji, wynikających z tolerancji produkcyjnych lub warunków pracy. Różnice te mają tendencję do powiększania się wraz z czasem eksploatacji. Słabsze ogniwa podczas ładowania są przeciążane, przez co stają się jeszcze słabsze, dopóki nie ulegną awarii i nie spowodują przedwczesnego uszkodzenia całej

baterii. Jeżeli jedno lub więcej ogniw jest niedopasowanych, wtedy cały akumulator jest niezbalansowany i ma niską pojemność, gdyż pojemność najsłabszego ogniwa determinuje całkowitą pojemność akumulatora. Równoważenie ogniw poprawia zatem wydajność akumulatorów i wydłuża ich żywotność [3, 4].

W niniejszym artykule opisano opracowany w ITG KOMAG aktywny układ BMS przeznaczony do baterii ogniw napędu samojezdnego wozu stosowanego w górnictwie. Przedmiotowa bateria złożona jest z 224 ogniw LiFePO₄ i charakteryzuje się napięciem znamionowym 716,8V oraz energią 72kWh [1].

2. Metody balansowania ogniw

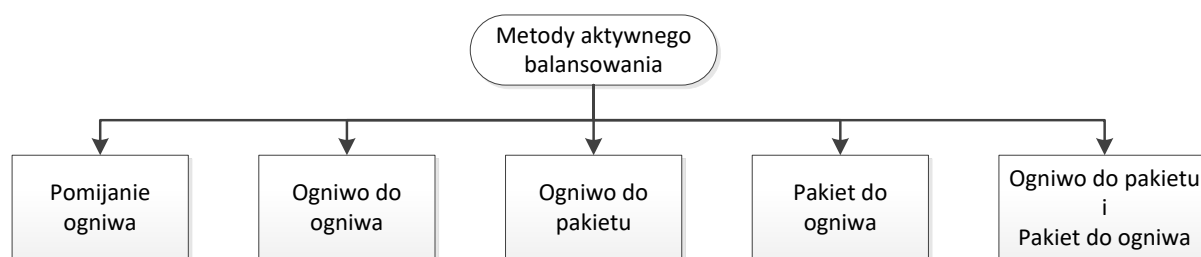
Metody balansowania, można podzielić na trzy zasadnicze (rys. 1): doboru ogniw (budowanie baterii poprzez wybranie ogniw o najbardziej zbliżonych parametrach), pasywne (odbieranie energii z nadmiernie naładowanych ogniw) i aktywne (równoważenie ładunku zgromadzonego w ogniwach poprzez przekazywanie energii pomiędzy ogniwami).



Rys. 1. Metody balansowania ogniw baterii [3]

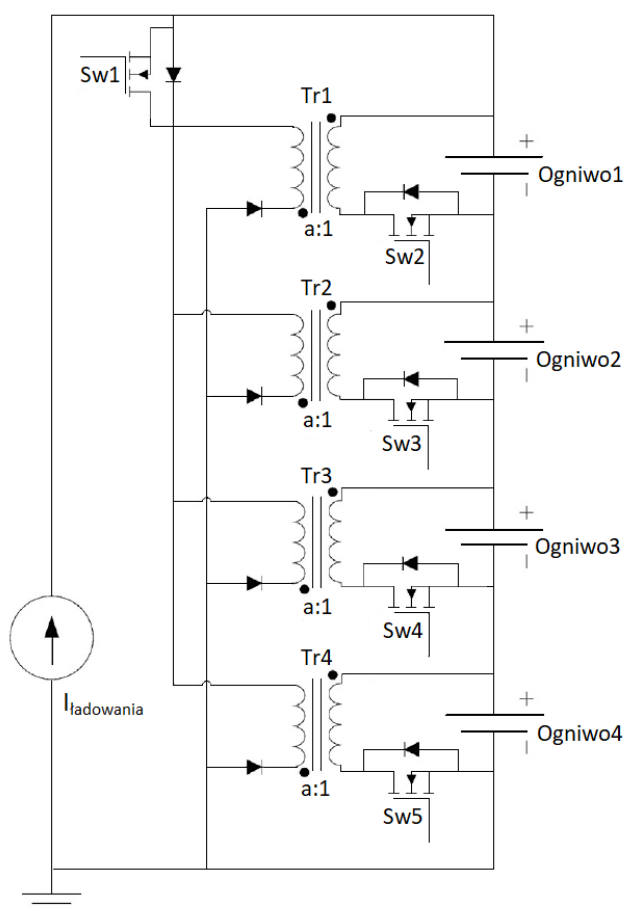
Większość stosowanych obecnie układów zarządzania bateriami ogniw wykorzystuje metodę pasywną, opartą na zasadzie rozpraszania nadmiarowej energii elektrycznej w postaci ciepła. Jest to metoda niekorzystna, szczególnie w pojazdach przeznaczonych do górnictwa, które powinny spełniać wymagania dyrektywy ATEX, w tym ograniczenia temperaturowe elementów będących w kontakcie z atmosferą kopalnianą. Aktywne układy balansowania działają na zasadzie odbierania energii z nadmiernie naładowanych ogniw i oddawaniu jej do innych, niedoładowanych. Ogranicza to, w znacznym stopniu, niekorzystne zjawisko związane z rozpraszaniem energii, zapewnia oszczędność energii elektrycznej i stwarza optymalne warunki pracy ogniw, skutkujące wydłużeniem żywotności baterii ogniw.

Istnieje kilka metod aktywnego balansowania ogniw (rys. 2), związanych ze sposobem przekazywania energii pomiędzy ogniwami. Wyróżnia się: odłączanie nadmiernie naładowanego ogniwa (Pomijanie ogniwa), przekazywanie energii pomiędzy pojedynczymi ogniwami (Ogniwo do ogniwa), z ogniwa do całego pakietu (Ogniwo do pakietu), z pakietu do pojedynczego ogniwa (Pakiet do ogniwa) i metoda kombinowana z przekazywaniem energii z ogniwa do pakietu, a następnie z pakietu do innego ogniwa (Ogniwo do pakietu i Pakiet do ogniwa) [2, 3, 4, 6].



Rys. 2. Rodzaje metod aktywnego balansowania ogniw [3]

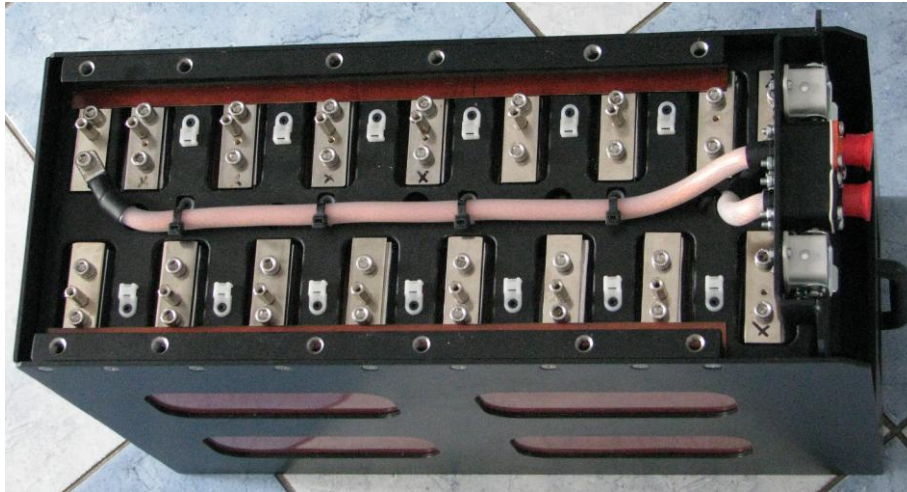
W opracowanym w ITG KOMAG rozwiązaniu ogniwa baterii zabezpieczono układem typu BMS, z zastosowaniem metody hybrydowej „Pakiet do ogniwa” i „Ogniwo do pakietu”, której działanie przedstawiono na rysunku 3. Elementem układu umożliwiającym przekazywanie energii pomiędzy ogniwami jest transformator zainstalowany w obwodzie każdego z nich. Metodę rozbudowano ze względu na znaczną liczbę ogniw i potrzebę przekazywania energii pomiędzy nimi.



Rys. 3. Balansowanie energii ogniw baterii za pomocą metody „Ogniwo do Pakietu” z wykorzystaniem wielu transformatorów [3]

3. Struktura opracowanego układu BMS

Baterię ogniw podzielono na 14 pakietów, po 16 ogniw. Pojedynczy pakiet, którego konstrukcję dostosowano do konkretnej maszyny, przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Pakiet 16 ogniów baterii [1]

Opracowany układ BMS będzie zabudowywany bezpośrednio na pakiecie ogniów, przez co nie będzie potrzeby prowadzenia znacznej liczby przewodów, co jest istotne w baterii o złożonej strukturze. Układ BMS umożliwi balansowanie ogniów zarówno pojedynczego pakietu, jak również wszystkich pakietów.

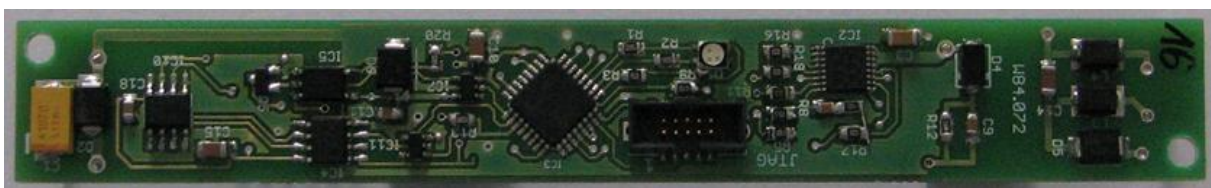
Układ BMS składa się z modułów:

- przyporządkowanych do każdego ogniwa (BMS-S) – służą do pomiaru parametrów ogniwa i fizycznej realizacji procesu balansowania, czyli przekazywania energii do innych ogniów,
- instalowanych na pakiecie – płyta montażowa integrująca wszystkie moduły BMS-S pakietu, nie posiada logiki programowalnej, posiada obwody związane z komunikacją pomiędzy modułami i wymianą energii pomiędzy pakietami,
- nadrzędnego układu sterującego (BMS-M) – służy do sterowania pracą wszystkich modułów składowych układu BMS oraz do nadzoru parametrów pracy baterii.

Dane pomiędzy modułami wymieniane są za pomocą interfejsu szeregowego RS485 i protokołu MODBUS RTU, natomiast moduł nadrzędny BMS-M komunikuje się z układem sterowania maszyny za pomocą interfejsu CAN.

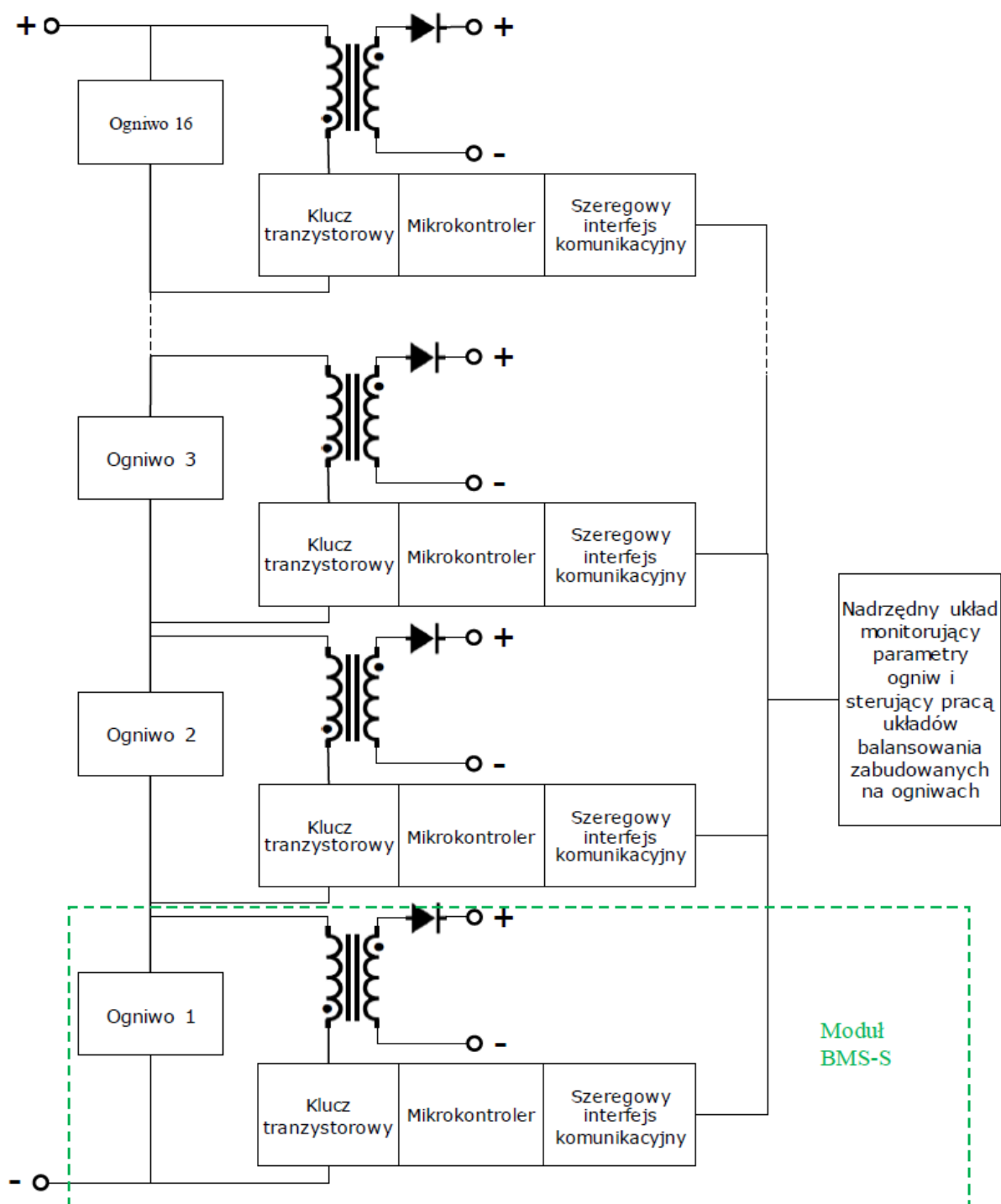
4. Balansowanie ogniów w pakiecie

Układ BMS przeznaczony do pojedynczego pakietu ogniów składa się z płyty bazowej, na której zamocowano 16 modułów BMS-S (rys. 5). Moduły BMS-S, przyporządkowane do każdego ogniwa, służą do pomiaru jego parametrów i fizycznej realizacji procesu balansowania, czyli przekazywania energii do innych ogniów.



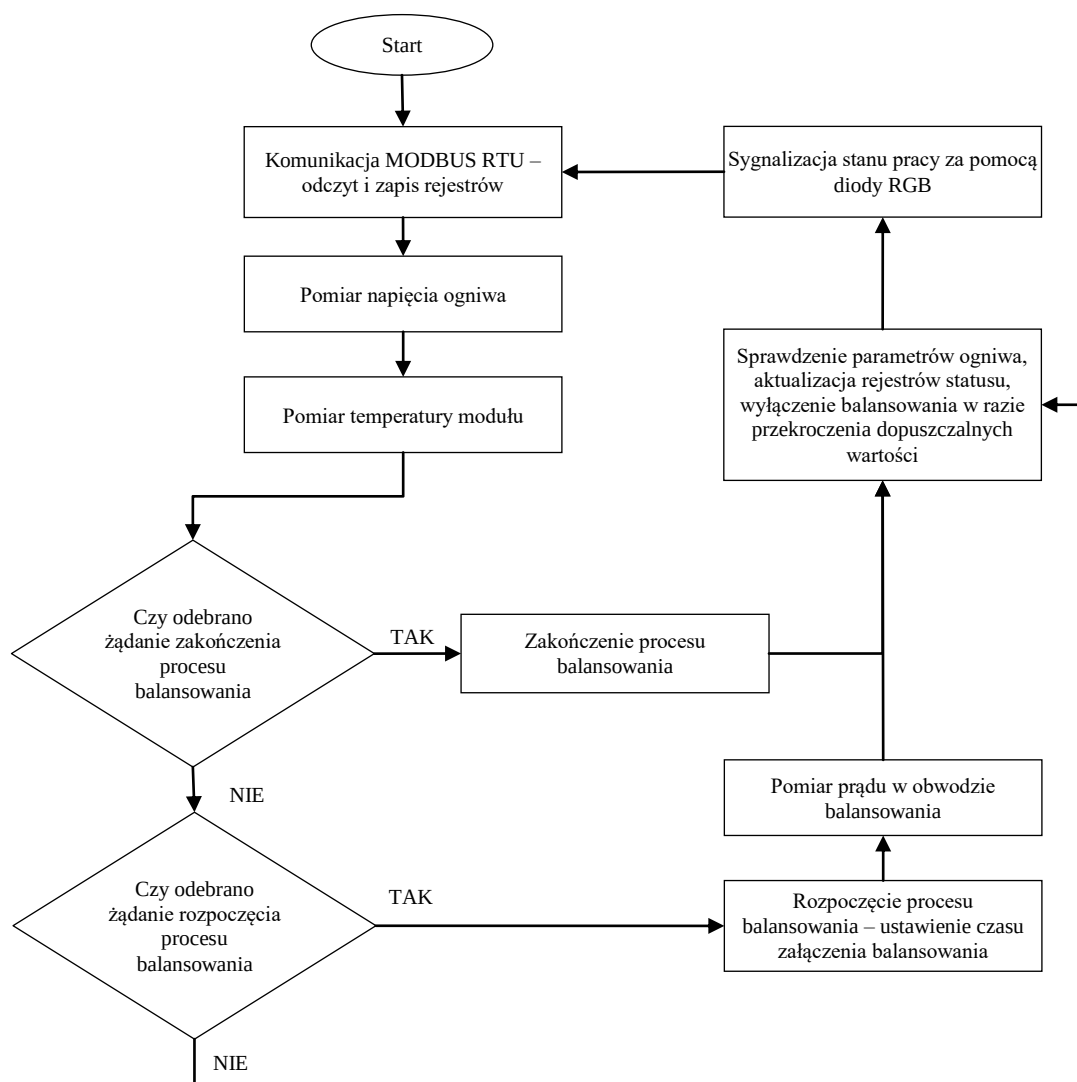
Rys. 5. Moduł BMS-S współpracujący z pojedynczym ogniwem [1]

Strukturę układu BMS zainstalowanego na pakiecie 16 ogniwo przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Struktura aktywnego układu BMS zarządzającego energią ogniwo baterii (pojedynczego pakietu)

Algorytm działania modułu BMS-S przedstawiono na rysunku 7.



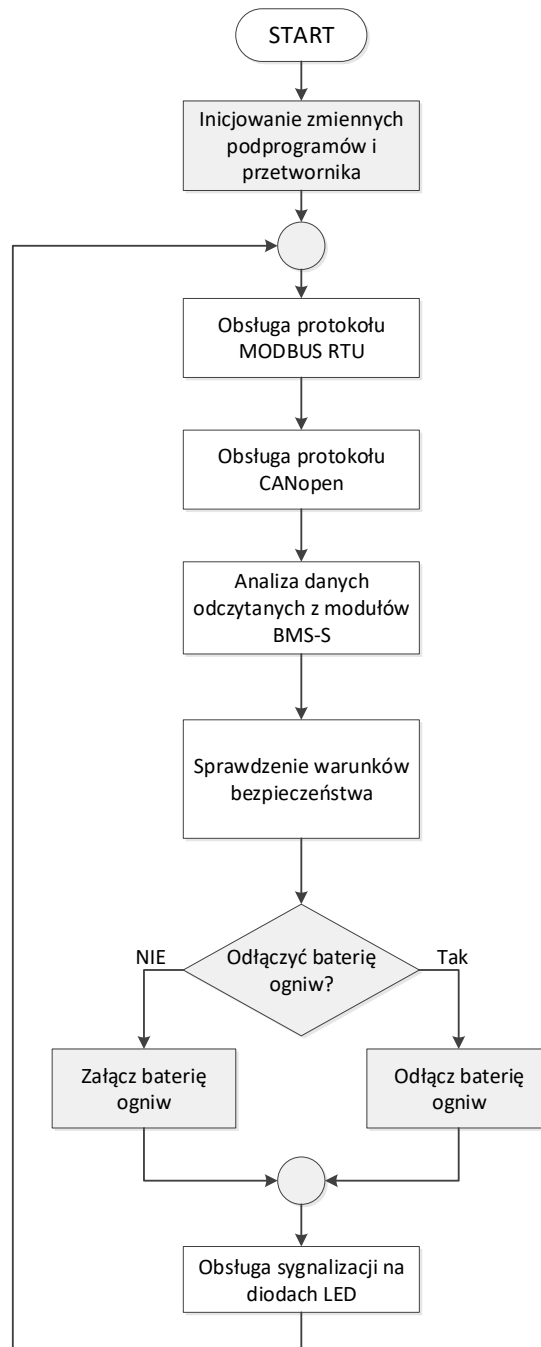
Rys. 7. Algorytm działania modułu BMS-S [1]

Wszystkie moduły układu BMS zarządzane są z poziomu modułu nadrzędnego BMS-M (rys. 8), który decyduje o załączeniu i czasie trwania balansowania na poszczególnych ogniwach,

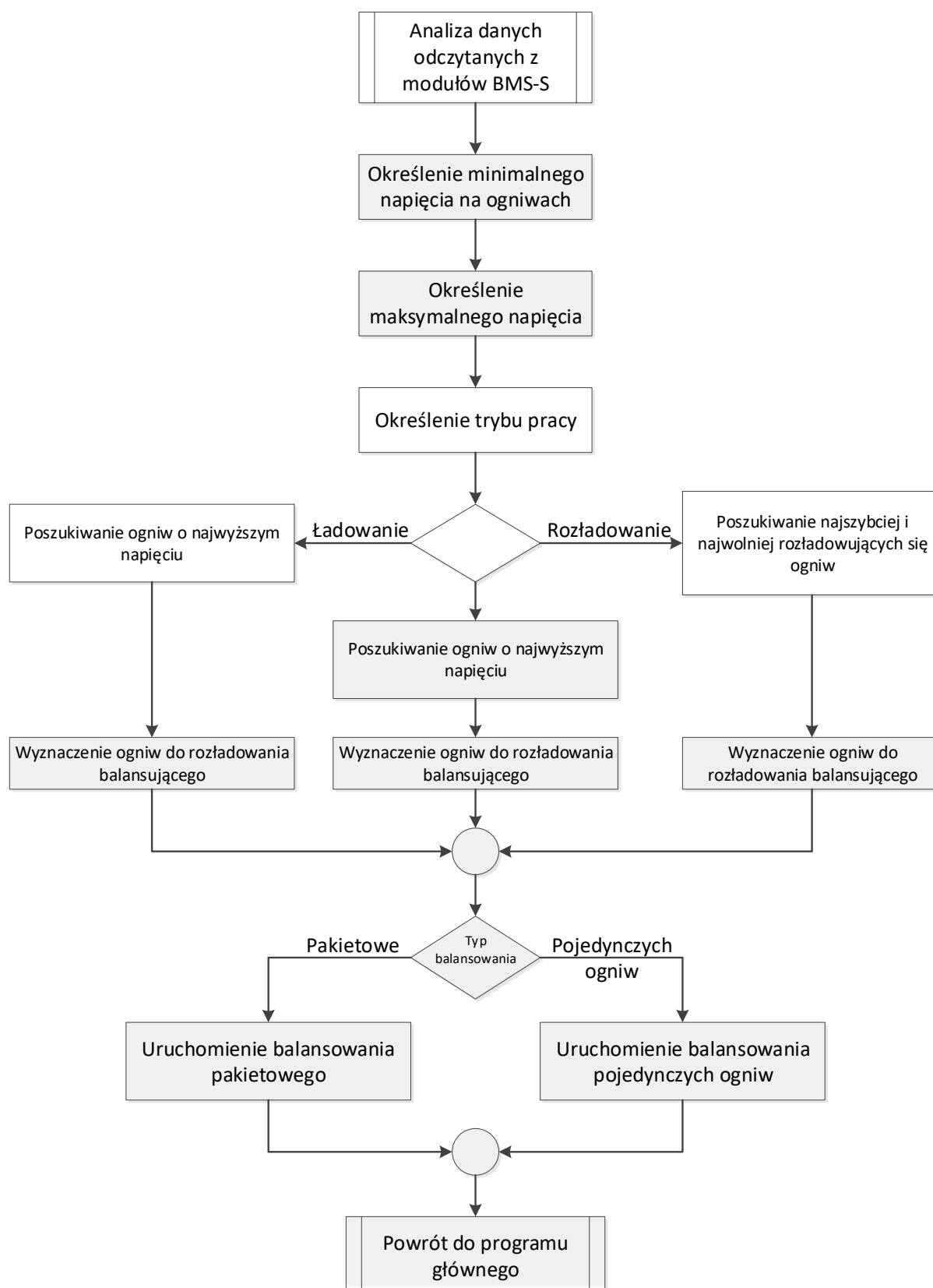


Rys. 8. Moduł nadrzędny BMS-M [1]

Moduł BMS-M wyposażony jest w dwa interfejsy cyfrowe, to jest RS-485 (MODBUS-RTU Master) i CAN (CANopen). Do modułu podłączono przekładnik prądowy, umożliwiający zliczanie ładunku doprowadzonego i odprowadzonego z baterii oraz zabezpieczenie baterii przed przekroczeniem maksymalnych prądów ładowania i rozładowania. Moduł załącza baterię po sprawdzeniu wszystkich ogniw oraz umożliwia odłączenie baterii w przypadku przekroczenia dopuszczalnych wartości parametrów ogniw. Na rysunku 9 przedstawiono ogólny algorytm działania modułu BMS-M, natomiast na rysunku 10 algorytm procedury związanej z wymianą informacji z modułami BMS-S i nadzorowaniem ogniw.



Rys. 9. Schemat blokowy pętli głównej programu zespołu BMS-M [1]

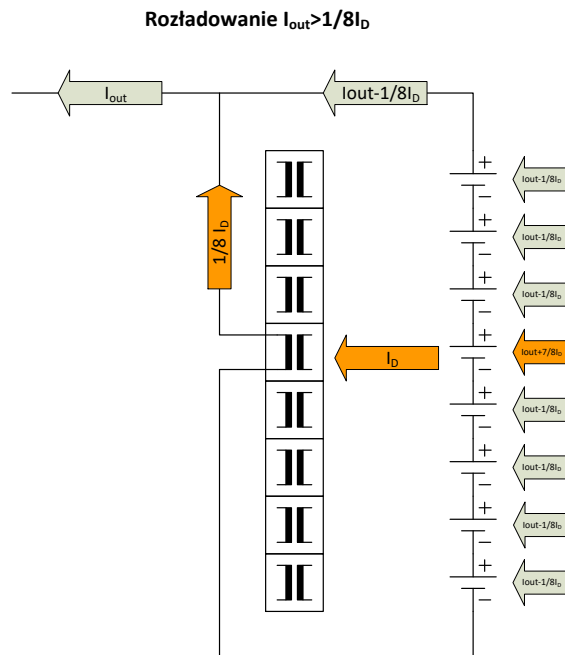


Rys. 10. Algorytm blokowy analizy stanu poszczególnych ogniw [1]

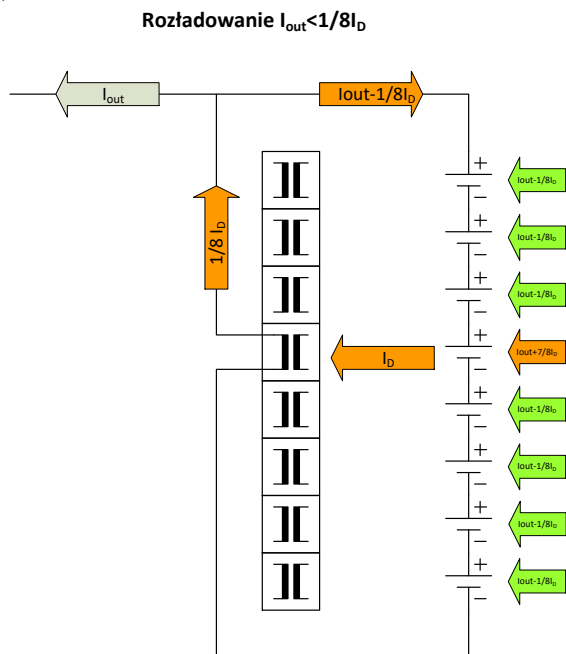
Na rysunku 11 przedstawiono schematycznie rozpływ prądu w obwodzie balansowania (na przykładzie 8 ogniw) w trzech różnych przypadkach: podczas rozładowania baterii, gdy prąd obciążenia I_{OUT} jest większy od prądu z obwodu balansowania ogniwa $1/8I_D$ (rys. 11a),

podczas rozładowania baterii, gdy $I_{OUT} < 1/8 I_D$ (rys. 11b) oraz podczas ładowania ogniwa (rys. 11c). Założono załączenie balansowania w obwodzie jednego z ośmiu ogniw.

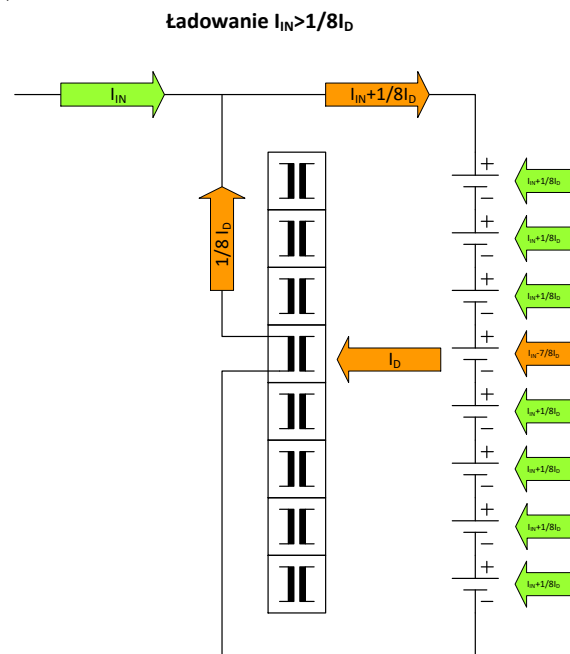
a)



b)



c)

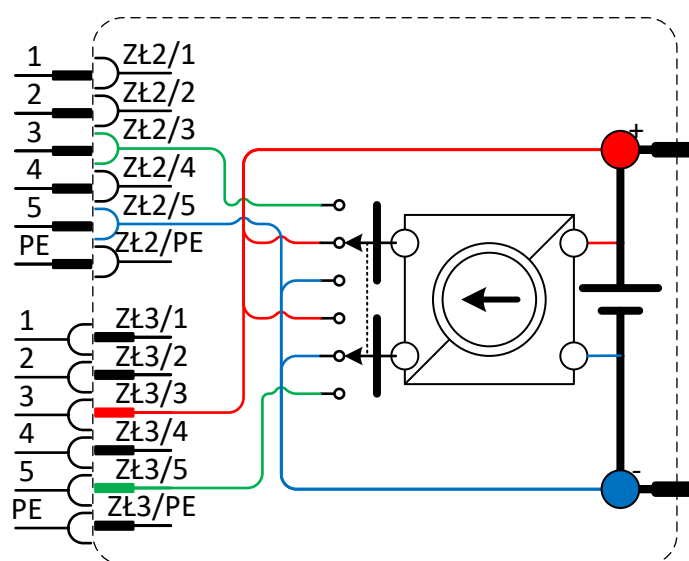


Rys. 11. Sposób przenoszenia ładunku między ogniwami w różnych trybach pracy [1]

5. Balansowanie międzypakietowe

Stosowanie wysokich napięć w pakietach wymaga opracowywania systemów hybrydowych – balansowania w obrębie jednego pakietu ogniw oraz pomiędzy pakietami. Dostępne transformatory, niezbędne w przypadku każdego aktywnego systemu balansowania,

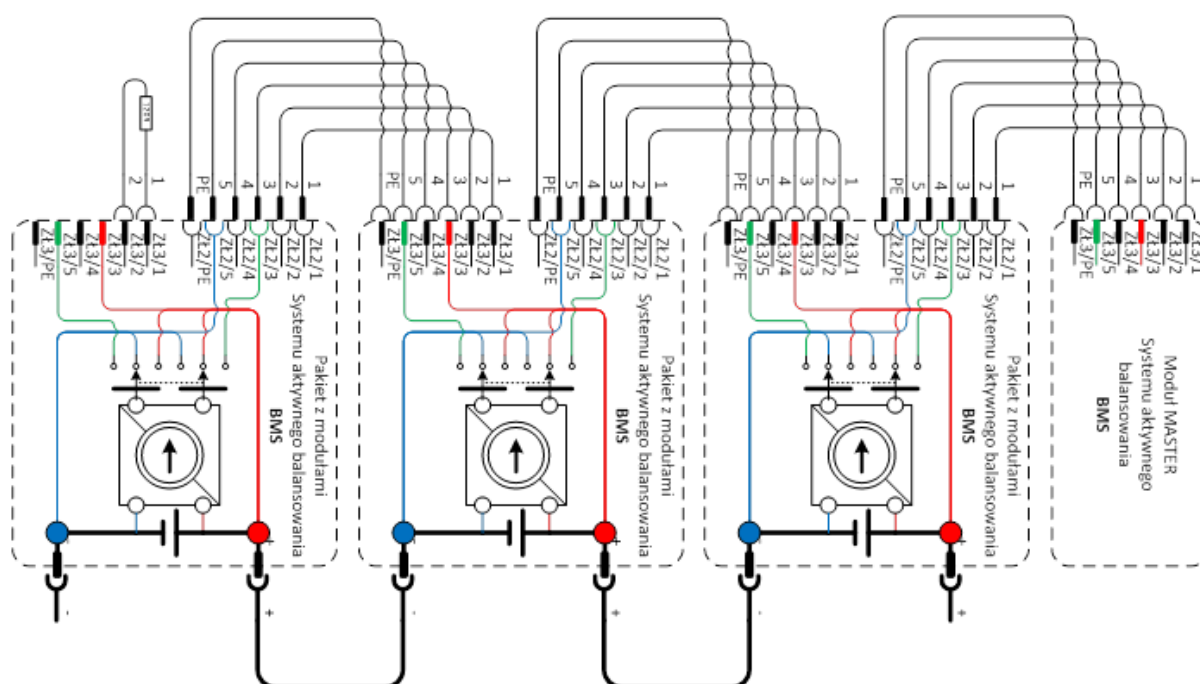
pozwalają najczęściej na tworzenie pakietów zawierających maksymalnie 4, 8, 12 lub 16 ogniw litowych o napięciu znamionowym 3,2 V. Stosowanie baterii (akumulatorów) o napięciu w zakresie od 200 V do 900 V stwarza dwa podstawowe problemy. Pierwszy to brak handlowych elementów, które pozwalałyby na budowę modułów aktywnego balansowania, przy tak dużych napięciach. Drugi to ograniczenie układowe związane z liczbą komunikujących się nadajników i odbiorników podczas transmisji szeregowej RS485 do 32. Rozwiązaniem tych problemów jest opracowany hybrydowy system balansowania aktywnego. Składa się on z pakietów (rys. 12) wyposażonych w dwa przyłącza wysokoprądowe oraz dwa złącza sygnałowe, posiadające również wyprowadzenia do ładowania międzypakietowego.



Rys. 12. Schemat blokowy pakietu ogniw baterii [1]

Zaproponowane rozwiązanie pakietu, oprócz pojedynczych elementów do balansowania ogniw, pozwala na przenoszenie ładunku do sąsiednich pakietów, poprzez dodatkowe połączenia w złączach sygnałowych.

Po połączeniu pakietów (rys. 13) uzyskuje się możliwość przenoszenia ładunku pomiędzy sąsiednimi pakietami. Dodatkowo, pojedynczy pakiet wprowadza obciążenie tylko jednego nadajnika / odbiornika interfejsu RS485.



Rys. 13. Schemat blokowy połączeń między pakietowych z zaznaczonymi połączeniami do przekazywania ładunków między pakietami [1]

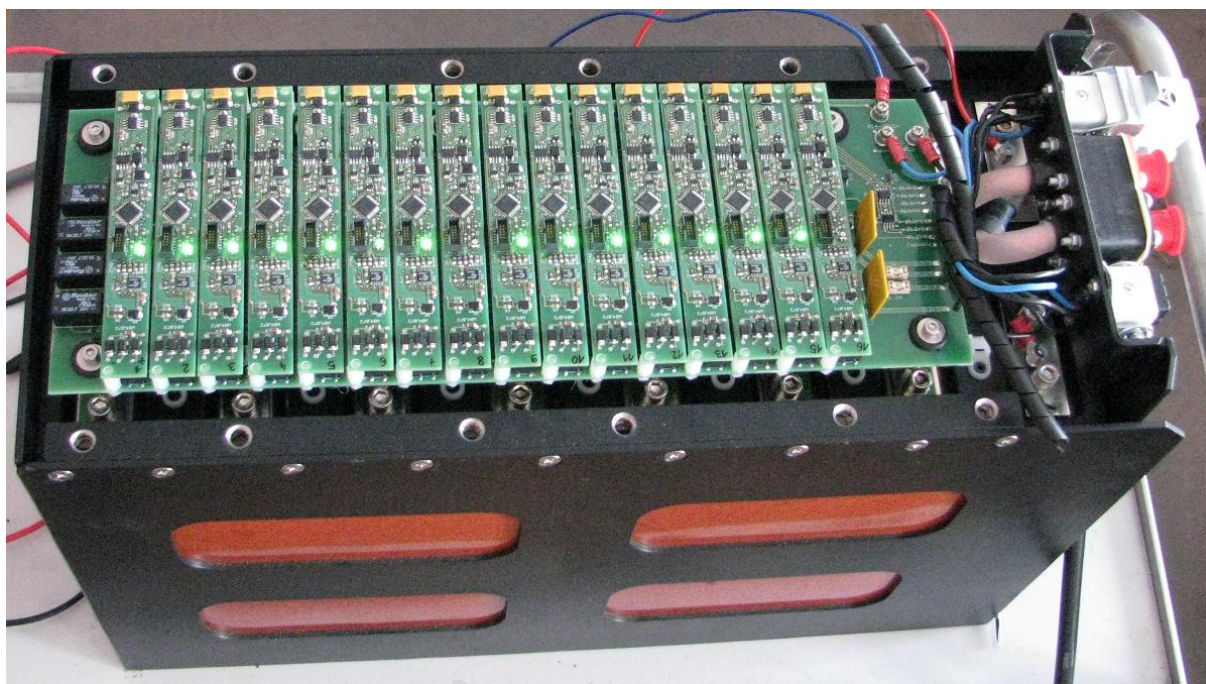
Zarządzanie procesem balansowania pomiędzy pakietami jest realizowane z poziomu modułu nadrzędnego BMS-M, natomiast elementy wykonawcze, umożliwiające właściwe przesyłanie energii pomiędzy nimi, znajdują się na płytach bazowych zabudowanych na pakietach.

Komunikacja z systemem sterowania maszyną odbywa się z wykorzystaniem magistrali CAN. W celu zapewnienia bezpieczeństwa, w związku ze stosowanymi wysokimi napięciami, interfejs CAN posiada izolację galwaniczną, odporną na napięcie do 3 kV. Program modułu master zawiera obsługę interfejsu CAN, zgodnie z protokołem CANopen i wymaganiami norm DS301 i DS419.

6. Wdrożenie układu

Przedstawiony układ aktywnego balansowania został zastosowany w górniczej spągłodowarce z napędem elektrycznym, której układ napędowy zasilany jest z opisanej wcześniej baterii złożonej z 224 ogniw litowych). Spągłodowarka budowana jest w ramach projektu HYDKOM 75 współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014 – 2020. Napęd elektryczny wraz z prezentowanym układem BMS znajdują się w fazie testów laboratoryjnych.

Na rysunku 14 przedstawiono układ BMS zainstalowany na pakiecie ogniw, przygotowany do montażu na wspomnianej maszynie.

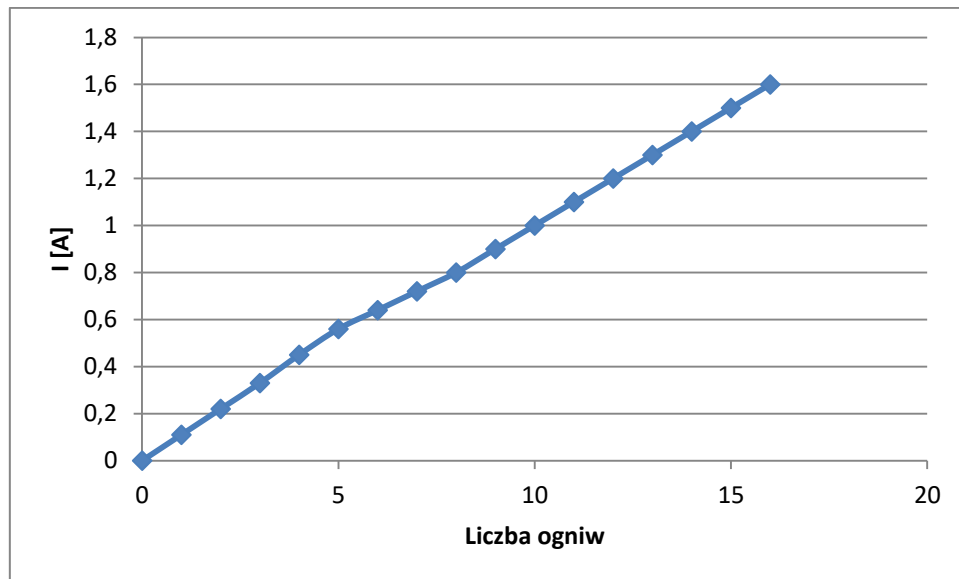


Rys. 14. Układ BMS zainstalowany na pakiecie ogniw [1]

Stan pracy modułów BMS-S sygnalizowany jest za pomocą trójkolorowych diod LED. Kolor zielony sygnalizuje stan komunikacji – światło ciągłe oznacza połączenie, natomiast przerywane jego brak. Kolor niebieski sygnalizuje aktywację procesu przekazywania energii (balansowania), kolor czerwony sygnalizuje błędy i ewentualne nieprawidłowe wartości mierzonych parametrów.

Najważniejszym monitorowanym parametrem ogniw jest wartość ich napięcia. W przypadku przekroczenia zalecanego poziomu, moduł BMS-M sygnalizuje nieprawidłowy stan ogniwa i wymusza wyłączenie baterii z eksploatacji. Jest to realizowane za pomocą stycznika prądu stałego, który powinien być zainstalowany w instalacji elektrycznej maszyny (moduł BMS-M steruje sygnałem załączenia przekaźnika). Dodatkowo, moduł BMS wykrywa stany nieprawidłowej pracy w obwodach balansowania, takie jak: zwarcia i rozwarcia. Moduł BMS-M, poprzez przekładnik prądowy, monitoruje prąd na wyprowadzeniach baterii. Porównanie prądu ładowania z napięciem poszczególnych ogniw, a także prędkością jego zmian, pozwala oszacować pojemność poszczególnego ogniwa i wskazać na jego uszkodzone.

Na rysunku 15 pokazano zależność prądu przekazywanego na zaciski pakietu podczas włączania różnej liczby ogniw (układów BMS-S) w tryb balansowania, czyli przekazywania energii z ogniwa do całego pakietu, a tym samym do pozostałych ogniw pakietu.



Rys. 15. Zależność prądu przekazywanego na zaciski pakietu od liczby układów BMS-S włączonych w tryb balansowania [1]

Prąd na zaciskach pakietu, w przypadku pracy w trybie balansowania pojedynczego modułu BMS-S, wynosi około 0,1 A. Jego wartość zmienia się proporcjonalnie do liczby modułów włączanych w tryb balansowania. W przypadku załączenia wszystkich modułów, prąd przekazywany do pakietu wynosi 1,6 A, a wartość prądu pobierana z pojedynczego ogniwa około 2,5 A.

7. Podsumowanie

W artykule opisano hybrydowy układ aktywnego balansowania (BMS) ogniw baterii przeznaczonej do zasilania elektrycznych napędów górniczych wozów samojezdnych. Układ został wdrożony w innowacyjnej górniczej spągłodawce z napędem elektrycznym, w której zastosowano baterię o napięciu znamionowym 716,8 V, złożoną z 224 ogniw litowych podzielonych na 14 pakietów.

Układ składa się z modułów BMS-S, łączonych bezpośrednio do ogniw (za pośrednictwem płyty montażowej) oraz z nadrzędnego modułu sterującego BMS-M. Kontrolę nad pracą całego układu BMS, w tym decyzje o przebiegu procesu balansowania, realizuje mikrokontroler w module BMS-M, natomiast funkcje wykonawcze realizują mikrokontrolery zabudowane w modułach BMS-S zainstalowanych na każdym ogniwie.

Zastosowano aktywną metodę balansowania umożliwiającą przekazywane energii pomiędzy pojedynczymi ogniwami i ich pakietami, co wpływa na wydłużenie żywotności baterii ogniw, oszczędność energii oraz ograniczenie wydzielania ciepła. Dzięki zastosowaniu magistrali CAN, układ BMS można połączyć z układem sterowania maszyny, przez co użytkownik zyskuje możliwość monitorowania bieżącego stanu pracy baterii.

Konstrukcję przedstawionego układu BMS dopasowano do ogniw LiFePO₄ o pojemności 100Ah zastosowanych w spągłodawce. Przedstawioną metodę balansowania można z powodzeniem zastosować w innych rozwiązaniach, tj.: zarówno w przypadku baterii złożonych z pojedynczego pakietu (kilku ogniw), jak również tych rozbudowanych, złożonych z wielu pakietów ogniw. Wdrożenie przedstawionego układu BMS na baterii

złożonej z ogniw litowych innego typu, będzie wymagało zmiany konstrukcji mechanicznej układów elektronicznych oraz wprowadzenia modyfikacji w oprogramowaniu modułu nadrzędnego.

Literatura

- [1] Bartoszek S. i inni: Układ aktywnego zarządzania energią ogniw akumulatora zasilającego górniczy wóz samojezdny, ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane)
- [2] Cao J., Schofield N., Emadi A.: Battery Balancing Methods: A Comprehensive Review W: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC, September 3-5, 2008, Harbin, China
- [3] Gallardo-Lozano J., Romero-Cadaval E., Milanés-Montero M I., Guerrero-Martinez M.A.: Battery equalization active methods. Journal of Power Sources 246 (2014) s. 934 – 949
- [4] Hoque M.M., Hannan M.A., Mohamed A., Ayob A.: Battery charge equalization controller in electric vehicle applications: A review Renewable and Sustainable Energy Reviews 75 (2017) s. 1363–1385
- [5] Jaworowska M.: Specjalizowane układy elektroniczne do diagnostyki pakietów ogniw. Elektronika, 2012, nr 7
- [6] Kurpiel W.: Koncepcja systemu nadzorującego i zarządzającego baterią ogniw (BMS) z aktywnym układem ich balansowania. Maszyny Górnicze 2018 nr 1 s. 60-70

dr inż. Sławomir Bartoszek
sbartoszek@komag.eu

mgr inż. Jerzy Jura
jjura@komag.eu

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Czy wiesz, że

...najnowszy model czerpakowej ładowarki przegubowej Wacker Neuson WL 95 wyposażony jest w płynną regulację przekładni hydrostatycznej, pozwalającą na uzyskiwanie wyższych sił trakcji i szybszą jazdę. Promień skrętu kół wynosi 2,45 m, a skrętu ramienia – 4,90 m. Ładowarka przyspiesza równo do 40 km/h bez zakłócania trakcji. Ma pół przechylną kabinę operatora. Przegub centralny i oś wahadłowa z tyłu dają maksymalną zwrotność podczas manewrów. Dodatkowe wyposażenie w postaci kilku różnych osprzętów może być wymieniane szybko, dzięki hydraulicznemu szybkozłączu. Położenie dźwigni sterującej pozycją karetki zapisuje się automatycznie po dotknięciu przycisku. Urządzenie może więc wrócić do tej samej pozycji, co jest niezwykle przydatne przy powtarzalnych pracach.

Przegląd Techniczny 2019 nr 5 s.32

Napęd pośredni T-T dla przenośnika taśmowego

Zbigniew Szkudlarek
Arkadiusz Sobolewski

T-T intermediate drive for a belt conveyor

Streszczenie:

W artykule przedstawiono koncepcję napędu pośredniego typu T-T (taśma-taśma), przewidzianego do zastosowania w eksploatowanych już przenośnikach taśmowych, lub w nowych, o znacznej długości. W taśmowym napędzie pośrednim wykorzystuje się sprzężenie cierne pomiędzy ciągnem pędzącym (ciągną górne przenośnika pomocniczego) i ciągnem pędzonym (ciągną górne przenośnika głównego). Docisk współpracujących cięgien zapewniają siły grawitacji taśmy pędzonej i urobku.

Abstract:

The article presents the concept of an indirect drive type T-T (tape-tape), intended for use in already-used belt conveyors, or in new, of considerable length. The belt intermediate drive uses frictional coupling between the rifle bar (top link of the auxiliary conveyor) and the pulled rod (top link of the main conveyor). The pressure of cooperating tendons is ensured by gravitational forces of the conveyor belt and spoil.

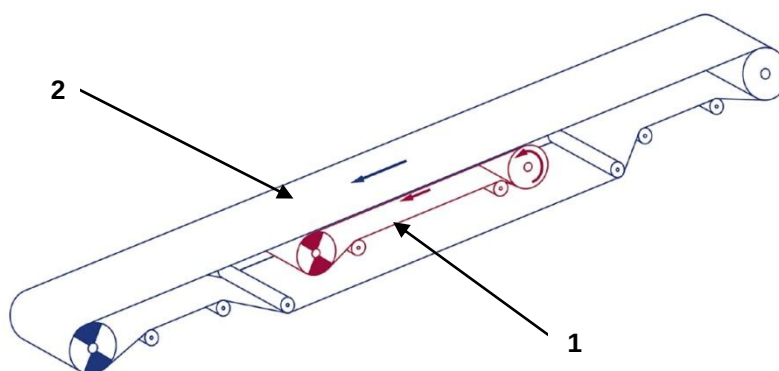
Słowa kluczowe: inżynieria mechaniczna, budowa i eksploatacja maszyn, przenośniki taśmowe, napęd

Keywords: mechanical engineering, construction and operation of machines, belt conveyors, drive

1. Wstęp

Zastosowanie napędu pośredniego T-T (taśma-taśma) jest jednym z możliwych rozwiązań pozwalających na rozproszone i równomierne obciążenie taśmy przenośnika i wykorzystanie jej parametrów wytrzymałościowych. Zakres i możliwości zastosowania tego typu napędu oraz przykładowe obliczenia doboru napędu pośredniego opisano w [2].

Schemat napędu pośredniego typu T-T przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat napędu pośredniego typu T-T dla przenośnika taśmowego [3]:
1 – napęd pośredni T-T, 2 – przenośnik taśmowy główny

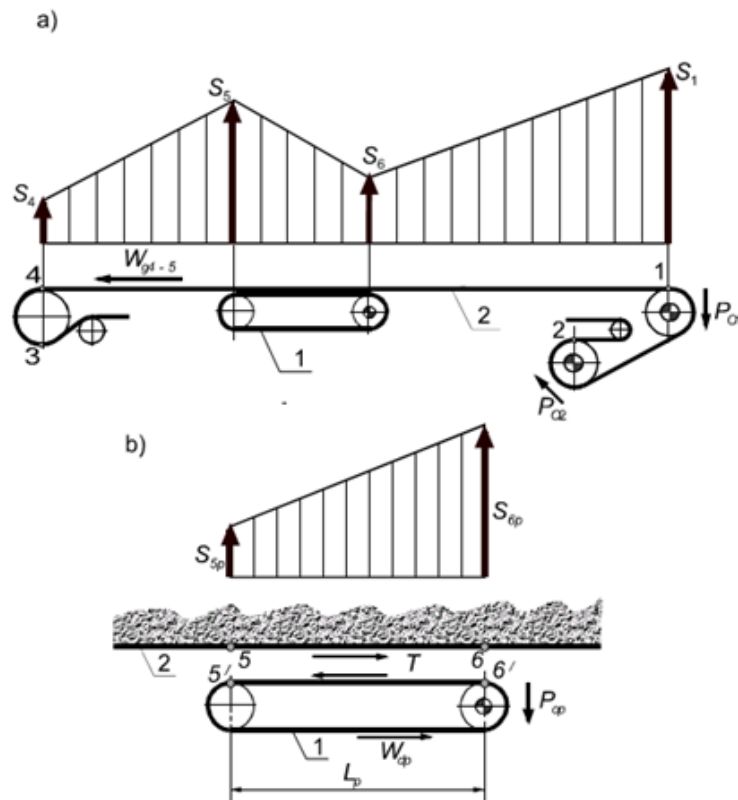
Powyższy napęd jest wyposażony w stację czołową oraz zwrotną i jest sprzęgnięty z głównym przenośnikiem taśmowym, poprzez ciągną pędzoną górną, które znajduje się na

ciągnie pędzącym. Moc przenoszona jest zatem liniowo za pomocą sprzężenia ciernego pomiędzy ciągnem pędzonym a ciągnem pędzącym. Zmniejsza to siły naciągu ciągną wzdłuż długości napędu T-T i zmniejsza maksymalną siłę naciągu ciągną taśmy transportującej.

Zastosowanie napędu T-T umożliwia znaczne oszczędności w istniejących przenośnikach poprzez zwiększenie ich wydajności, bez konieczności zmiany taśmy. W nowych systemach przenośników taśmowych zmniejsza natomiast wymagania dotyczące klasy wykonania taśmy, co umożliwia również znaczne oszczędności.

Napęd T-T jest szczególnie przydatny w systemach taśmowych, które należy wydłużyć lub skrócić, w trakcie transportu surowców mineralnych. W porównaniu do konwencjonalnej technologii transportu zastosowanie napędu pośredniego likwiduje potrzebę zastosowania przesypów na taśmie. Zmniejsza to obciążenie liniowe taśmy i wydłuża jej żywotność. Wyeliminowanie przesypów na taśmie prowadzi również do ograniczenia zapylenia. Ponadto systemy z napędem T-T mają mniejsze gabaryty, co jest istotne szczególnie w górnictwie podziemnym.

W przypadku długich systemów taśmowych napęd T-T zmniejsza siłę naciągu taśmy, dzięki czemu można zastosować taśmę o niższej wytrzymałości i zmniejszyć koszty inwestycji (rys. 2). Można również zastosować mniejsze elementy podzespołów napędu (silnika, przekładni, kół pasowych itp.). Powoduje to w końcowym efekcie zmniejszenie przestrzeni wymaganej do zabudowy napędu przenośnika, co w warunkach podziemnych kopalń ma również wymiar ekonomiczny.



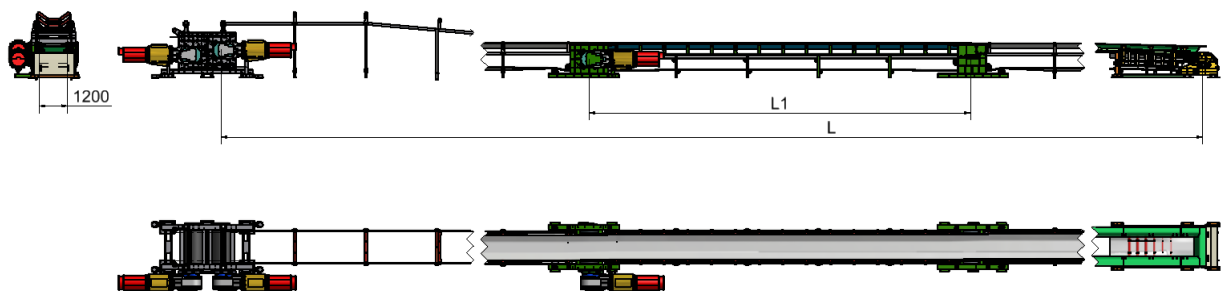
Rys. 2. Przenośnik taśmowy z napędem pośrednim [1]:

- a - schemat rozmieszczenia napędów i rozkład sił w ciągnie pędzonym górnym,
- b - rozkład sił w ciągnie pędzącym na odcinku sprzężenia ciernego

W istniejących systemach przenośników taśmowych napęd T-T pozwala zachować wydajność objętościową, zachowując jednocześnie istniejące napędy i taśmę przenośnikową.

2. Koncepcja przenośnika taśmowego z napędem pośrednim T-T

Zastosowanie napędu pośredniego T-T o długości L_1 w przenośniku taśmowym o długości L powoduje ingerencję w trasę przenośnika polegającą na wypięciu jej segmentów na odcinku o długości L_1 i wstawienie w to miejsce napędu pośredniego - rysunek 3. Szerokość powyższego zespołu przenośników nie zmienia się, ponieważ nie ulega zmianie szerokość segmentu trasy napędu pośredniego (jest ona taka sama jak w przenośniku głównym). Wzajemna konfiguracja może jedynie zwiększyć szerokość przenośnika w rejonie stacji napędowej napędu pośredniego.



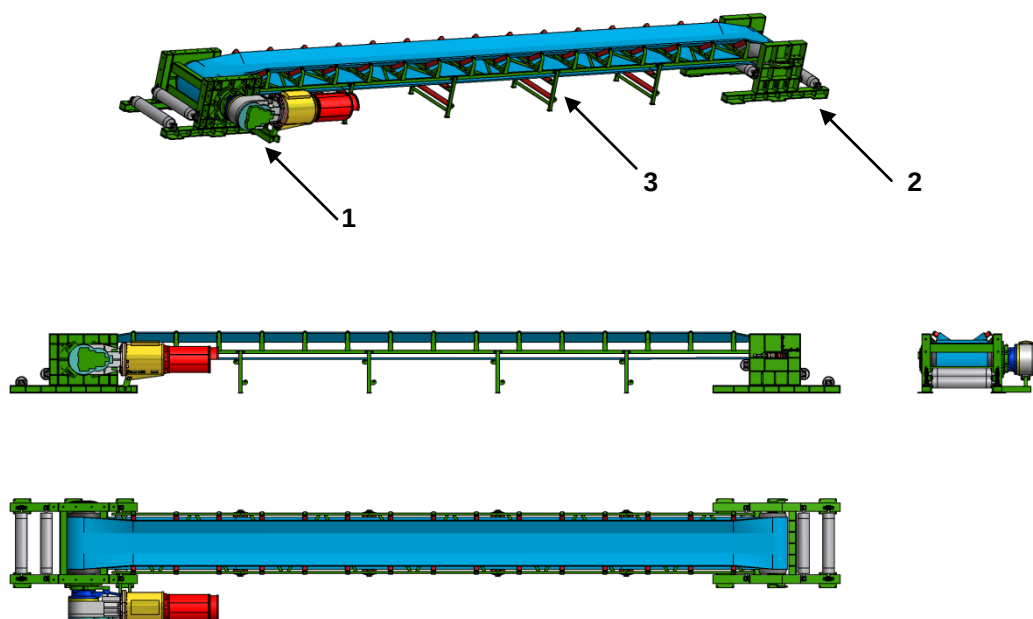
Rys. 3. Koncepcja przenośnika taśmowego wyposażonego w napęd pośredni typu T-T [2]

Odpowiednie poprowadzenie pasów taśmy pędzonej i pędzącej nie powoduje lokalnych zmian wysokościowych całego układu względem podłoża.

Konstrukcja wsporcza górnych zestawów krążnikowych, z uwagi na zwiększone obciążenie, powodowane zdwojoną masą taśmy, posiada specjalną konstrukcję, uwzględniającą korektę w zakresie podziałki wsporników krążnikowych lub zmianę średnicy krążników.

Konstrukcja napędu pośredniego pozwala na jego zabudowę w przenośniku taśmowym bez potrzeby rozcinania taśmy.

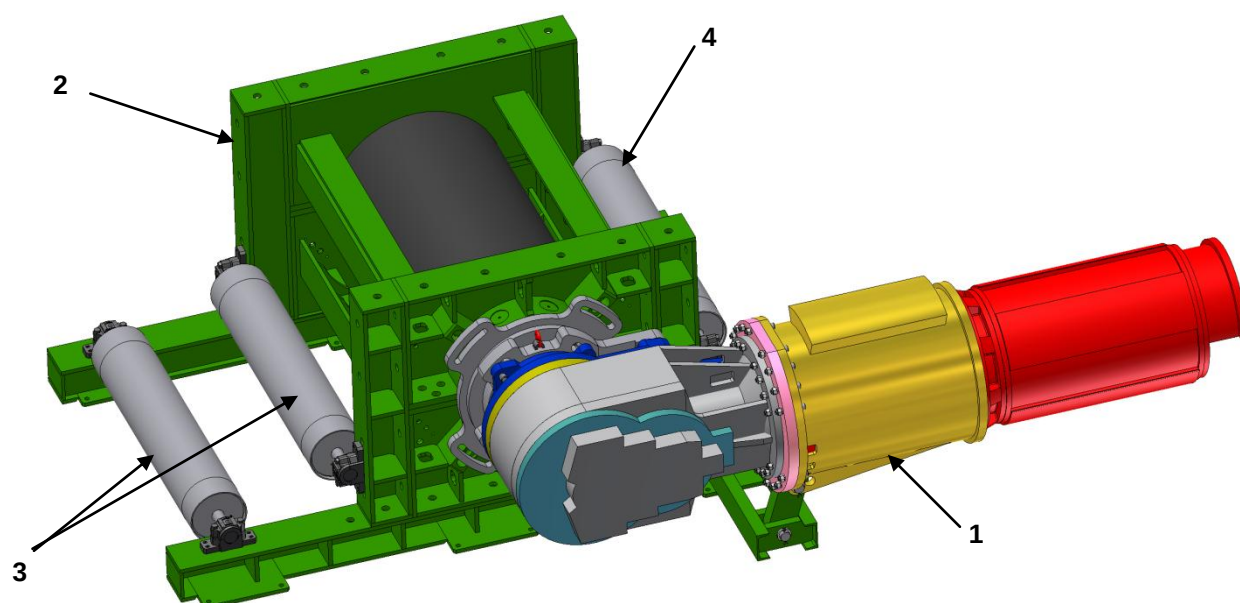
Napęd pośredni T-T – rysunek 4 - posiada budowę zbliżoną do typowego przenośnika taśmowego. Posiada trzy główne zespoły: stację napędową, stację zwrotną i powtarzalne segmenty trasy, z których budowany jest napęd o wymaganej długości.



Rys. 4. Koncepcja napędu pośredniego typu T-T [2]:
1 - stacja napędowa, 2 - stacja zwrotna, 3 - segment trasy

Stacja napędowa i zwrotna powinny być bezwzględnie połączone trwale z podłożem (np. poprzez kotwienie), w celu ograniczenia możliwości niekontrolowanego przemieszczania w czasie uruchamiania i pracy napędu.

Napęd pośredni budowany jest zazwyczaj jako jedno- lub dwu bębnowy. Pozwala to uprościć konstrukcję i zmniejszyć masę własną podzespołów.



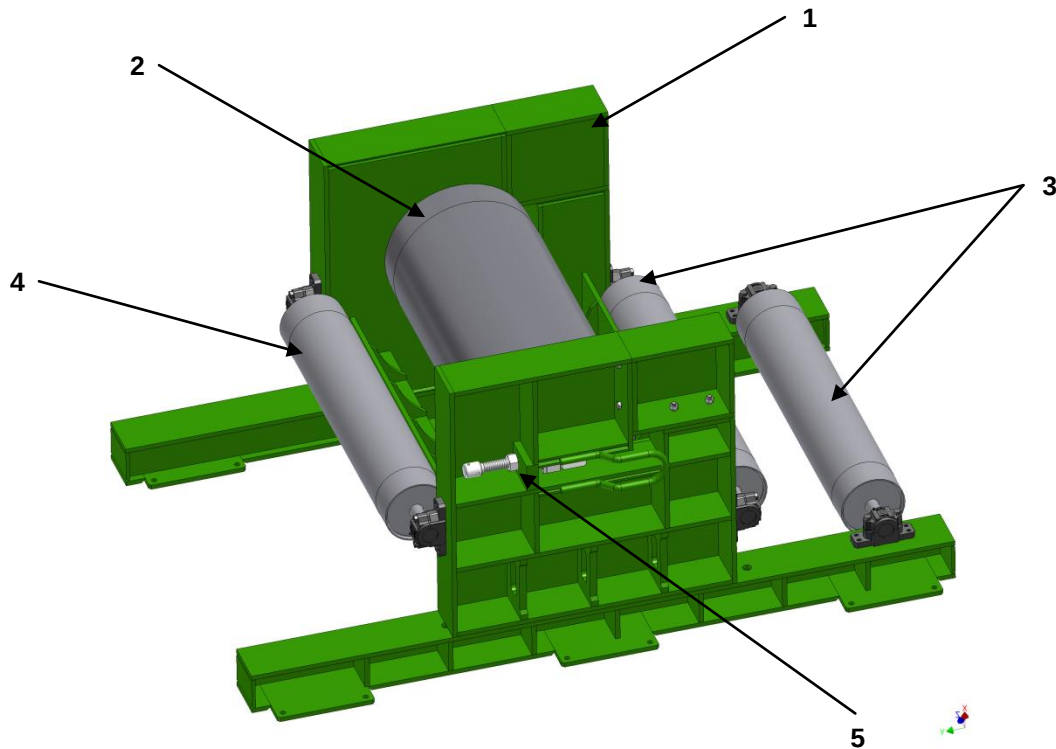
Rys. 5. Koncepcja stacji napędowej [2]:

- 1 - jednostka napędowa z bębnem, 2 - rama, 3 - bębny odchylające cięgno dolne przenośnika głównego,
4 - bęben odchylający cięgno dolne przenośnika napędu pośredniego

Stacja napędowa - rysunek 5 - posiada dzieloną ramę, która pozwala na dogodny transport i montaż, w przypadku napędów stosowanych w przenośnikach o dużych szerokościach

taśmy (>1400 mm). Rama w podstawie posiada otwory przeznaczone do umieszczania w nich elementów łączących z podłożem. Burtę ramy mieszczą w sobie węzły łożyskowe wału bębna napędowego, na którym mocowana jest jednostka napędowa, złożona z: przekładni, sprzęgła elastycznego z hamulcem oraz silnika elektrycznego. Wzajemne spięcie burt łącznikami pozwala na uzyskanie sztywnej i mocnej konstrukcji.

Po obu stronach ramy, od strony nabiegania i zbiegania taśmy z bębna napędowego, umieszczone są bębny odchylające bieg cięgna dolnego taśmy przenośnika głównego, których zadaniem jest podniesienie cięgna względem podłoża (uniknięcie tarcia o podłoże). Ponadto, jeden z bębnow odchylających zapewnia właściwy kąt opasania taśmy na bębnie napędowym.



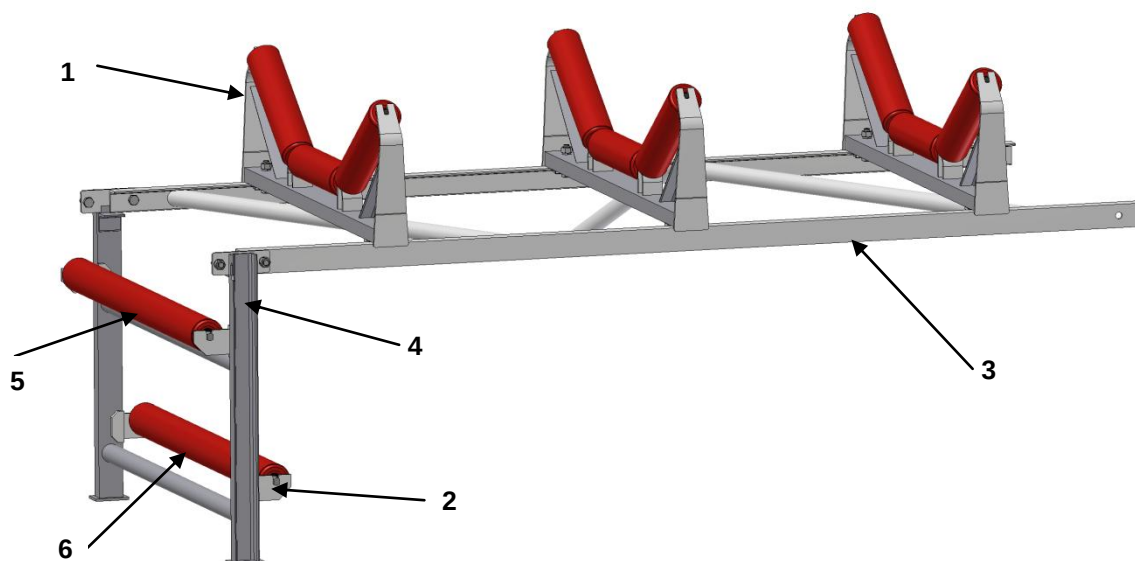
Rys. 6. Koncepcja stacji zwrotnej [2]:

1 - rama, 2 - bęben zwrotny, 3 - bębny odchylające cięgno dolne przenośnika głównego, 4 - bęben odchylający cięgno dolne przenośnika napędu pośredniego, 5 - mechanizm napinania bębna

Stacja zwrotna - rysunek 6 – posiada konstrukcję skrzynkową dzieloną, umożliwiającą jej montaż bez konieczności rozcinania taśmy przenośnika głównego.

Bęben zwrotny posiada nieruchomą oś, co pozwala zastosować śrubowy mechanizm napinania taśmy przenośnikowej.

Dwa bębny odchylające, umieszczone za bębniem zwrotnym, mają za zadanie podniesienie dolnego cięgna taśmy przenośnika głównego. Bęben odchylający, znajdujący się przed bębniem zwrotnym, odchyła cięgno dolne taśmy napędu pośredniego i zapobiega kolizji z cięgnem dolnym przenośnika głównego.



Rys. 7. Koncepcja segmentu trasy [2]:

1 - wspornik krążnikowy górny, 2 - wspornik krążnikowy dolny, 3 - rama nośna, 4 - podpora, 5 - krążnik podpierający cięgno dolne przenośnika napędu pośredniego, 6 - krążnik podpierający cięgno dolne przenośnika głównego

Segment ramy - rysunek 7 – jest konstrukcją powtarzalną, i z niego budowana jest wymagana długość napędu pośredniego. Segment posiada kratownicową ramę nośną, na której mocowane są wsporniki krążników górnych, podpierające taśmę transportującą i wspomagającą. Każdy ze wsporników posiada w zestawie trzy krążniki ustawione względem siebie w literę V (kształt nieckowy).

Do ramy nośnej mocowane są podpory, które pełnią rolę wsporników pod krążniki dolne (każda podpora posiada dwa krążniki). Jedna służy do podpierania cięgna dolnego taśmy transportującej, a druga do podpierania cięgna dolnego taśmy wspomagającej.

3. Podsumowanie

Napęd pośredni T-T pozwala na wydłużenie przenośnika bez zwiększania mocy napędu głównego przenośnika lub wymiany taśmy o wyższych parametrach.

W praktyce, przy użyciu kilku, choć znacznie mniejszych napędów pośrednich, można uzyskać zatem równoważny transfer mocy. Moc przenoszona przez napęd T - T, umożliwia stosowanie znacznie lżejszych i tańszych taśm przenośnikowych, w porównaniu do tradycyjnych rozwiązań. W przypadku dłuższych przenośników, w których stosowane są wytrzymałe i ciężkie taśmy oraz napędy o dużej mocy, modernizacja przenośnika z zastosowaniem napędu T-T może okazać się opłacalną inwestycją (wymiana taśmy jest bardzo kosztowna).

Faktyczna redukcja wymaganej wytrzymałości taśmy jest jednak zależna od zastosowania, ponieważ taśma przenośnika ma podwójną funkcję: po pierwsze, taśma musi być wytrzymała i sztywna, aby przenieść określoną objętość transportowanego materiału, nie przekraczając granic zwisu, a po drugie musi być wytrzymała, aby przenieść wymagane siły napędowe.

Wraz ze wzrostem długości taśmy i zwiększoną zainstalowaną mocą napędu, potencjalne korzyści wynikające z zastosowania napędu pośredniego T-T stają się również większe.

Doświadczenie projektowe i badawcze ITG KOMAG w zakresie przenośników taśmowych pozwala w pełni wykorzystać zalety stosowania napędu pośredniego. Jego zastosowanie w układzie przenośnika taśmowego pozwala na znalezienie właściwej równowagi pomiędzy lokalnie zainstalowaną mocą napędową, a występującymi oporami. Zapewnia, że obciążenia i odkształcenia taśmy przenośnikowej, w różnych fazach jego pracy, mieszczą się w granicach marginesów bezpieczeństwa.

Literatura

- [1] Gładysiewicz L.: Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2003.
- [2] Szkudlarek Z. i inni: Koncepcja napędu pośredniego T-T dla przenośnika taśmowego. ITG KOMAG, Gliwice 2018 (praca niepublikowana).
- [3] Key Components for Belt Conveyors in Mining. Voith TurboBelt Line. VOITH Engineered Reliability, voith.com 2015.

dr inż. Zbigniew Szkudlarek
zszkudlarek@komag.eu

mgr inż. Arkadiusz Sobolewski
asobolewski@komag.eu

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Czy wiesz, że

... firma Voith opracowała nową metodę monitorowania i optymalizacji przenośników taśmowych, opartą na precyzyjnym cyfrowym odwzorowaniu zachowania przenośnika w różnych stanach pracy. Dzięki modelowi cyfrowemu oraz ciągłej synchronizacji między obliczeniami i pomiarami, system osiąga wysoką przejrzystość oceny stanu technicznego przenośnika taśmowego. Oprócz dokładnych informacji o wydajności przenośnika system generuje wczesne ostrzeżenia o wszelkich zmianach stanu pracy przenośnika. Wygenerowane dane umożliwiają analizę czasu, miejsca i pierwotnej przyczyny zmian. Na ich podstawie pozwala ilościowo określać stan techniczny głównych elementów systemu pod kątem efektywności energetycznej i możliwego do osiągnięcia czasu zdatności. Pozwala to na znaczne ograniczenie kosztów eksploatacyjnych poprzez skrócenie postojów diagnostycznych. Metoda może być interesująca dla operatorów systemów przenośnikowych, kierowników utrzymania ruchu oraz dostawców części zamiennych i wyposażenia przenośników taśmowych.

Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze 2019 nr 1 s.30-34

Efektywność wykorzystania i bezpieczeństwo techniczne górnictwa obudowy zmechanizowanej - PRASS III

Dariusz Jasiulek
Sławomir Bartoszek
Jan Lubryka

Productivity and safety of shield support – PRASS III

Streszczenie:

Artykuł opisuje cele projektu badawczo rozwojowego PRASS III „Productivity and safety of shield support” realizowanego przez ITG KOMAG w międzynarodowym konsorcjum i współfinansowanego przez Europejski Fundusz Węgla i Stali. Projekt PRASS III dotyczy aspektów współpracy ścianowej obudowy zmechanizowanej z górotworem, w kontekście bezpieczeństwa załogi górniczej oraz bezpieczeństwa technicznego. Wydobycie węgla kamiennego realizowane jest najczęściej z wykorzystaniem ścianowego kompleksu zmechanizowanego, w skład którego wchodzi maszyny podstawowe, takie jak kombajn ścianowy, przenośnik ścianowy oraz obudowa zmechanizowana, zabezpieczająca strop wyrobiska.

Słowa kluczowe: sekcja obudowy zmechanizowanej, pomiar geometrii sekcji obudowy zmechanizowanej, automatyzacja

Keywords: shield supports, measurement of the shield support geometry, automation

Abstract:

Objectives of PRASS III „Productivity and safety of shield support” research project realized by KOMAG in the international consortium co-financed by the Research Fund for Coal and Steel are presented. PRASS III project concerns the aspects of cooperation of a shield support with rock mass regarding the safety of mine crew as well as technical safety. Hard coal mining is most frequently realized with use of powered longwall system consisting of the main machine such as longwall shearer, AFC and the shield support protecting the roadway roof.

1. Wprowadzenie

Jednym z podstawowych systemów wydobywczych w górnictwie węgla kamiennego jest system ścianowy. Wydobycie w tym systemie realizowane jest przez ścianowy kompleks zmechanizowany składający się, między innymi, z trzech głównych maszyn: obudowy zmechanizowanej (rys. 1), maszyny urabiającej oraz przenośnika ścianowego. Podstawową funkcją ścianowej obudowy zmechanizowanej jest zabezpieczanie pracującej tam załogi oraz pozostałych maszyn [12, 13, 18]. Postęp w dziedzinie automatyzacji ścianowych systemów zmechanizowanych rzadko uwzględnia monitorowania zachowania stropu i predykcję niekontrolowanych zjawisk wynikających z współpracy górotworu z obudową zmechanizowaną, takich jak obwały skał w obrębie czoła ściany. Obecnie instalowane są systemy monitorowania parametrów sekcji obudowy zmechanizowanej, najczęściej czujniki ciśnienia, jednak dane z tych systemów nie służą do analizy sytuacji w zakresie stanu stropu. Głównym celem projektu jest system predykcji obwałów stropu. Obwał stropu w obrębie ściany wydobywczej oraz jego niekontrolowane zachowanie za linią obudowy zmechanizowanej stanowi realne zagrożenie dla życia ludzi oraz może wpływać niekorzystnie na stan techniczny maszyn.



Rys. 1. Sekcje obudowy zmechanizowanej [20]

W polskim przemyśle wydobywczym obudowa zmechanizowana rzadko jest monitorowana, w przeciwieństwie do pozostałych maszyn kompleksu, a to od niej w znacznym stopniu zależy efektywność i bezpieczeństwo prowadzenia wydobywania. Kombajny ścienne wyposażone są w zaawansowane systemy sterowania oraz diagnostyki, połączenie z systemami termowizyjnymi [8] i wibrodiagnostycznymi [6]. Przenośniki ścienne wyposażane są w systemy adaptacyjnego sterowania, uzależniającego prędkość liniową od obciążenia oraz systemy automatycznego napinania łańcucha [3].

Aspekty związane ze współpracą obudowy zmechanizowanej z górotworem, wpływające na prawidłowe utrzymanie stropu, mają znaczący wpływ na efektywność i bezpieczeństwo prowadzenia eksploatacji w kopalniach węgla kamiennego. Na stateczność stropu wpływają między innymi szerokość ścieżki przczołowej, parametry podpórnościowej sekcji obudowy zmechanizowanej (podporność wstępna i podporność robocza), układ sterowania oraz wysokość urabiania [2].

Analiza literatury branżowej wskazuje, że uzasadnione jest monitorowanie podstawowych parametrów pracy sekcji obudowy w kontekście jej współpracy z górotworem oraz pozostałymi maszynami kompleksu. Jednym z kluczowych parametrów związanych z prawidłową pracą obudowy jest jej podporność wstępna – ciśnienie jakie należy uzyskać w trakcie rozpierania obudowy. Głównym elementem hydraulicznego układu podpórnościowej sekcji ściennej obudowy zmechanizowanej jest stojak hydrauliczny [1, 10, 11, 17]. Jego parametry decydują w dużej mierze o podporności sekcji.

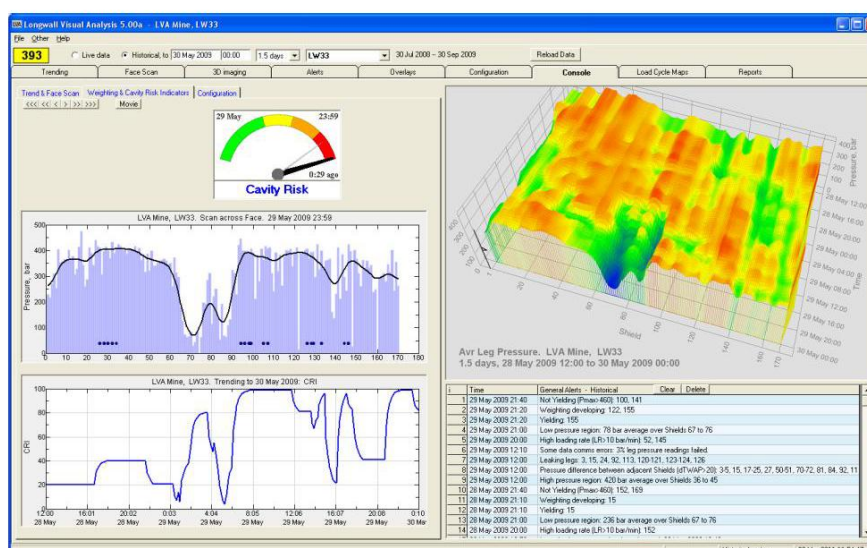
Podporność wstępna wpływa na cały cykl pracy sekcji obudowy zmechanizowanej oraz na zdolność przenoszenia obciążeń. Jak podaje [9], na podstawie przeprowadzonych badań w dwóch ścianach zawałowych, sekcje nie były prawidłowo rozpierane w niektórych rejonach ściany – nie osiągnięto podporności wstępnej. Badania prowadzone były z użyciem przewodowego systemu pomiarowego, czujniki zainstalowane zostały w przestrzeniach podłokowych stojaków hydraulicznych. W pracy [7] autor wskazał, że nieprawidłowe rozpieranie sekcji wpływa również na asymetryczne obciążenie stojaków w sekcji rozpieranej i w sąsiednich. Wynika to z losowego rozpierania sekcji sąsiadujących z sekcją badaną. Jednym z wniosków organizacyjnych wskazanych przez autora pracy jest konieczność doskonalenia techniki pomiarowej w kierunku jej niezawodności [7]. Odnotowano bowiem problemy techniczne związane z okablowaniem systemu.

Konieczność monitorowania ciśnienia w stojakach sekcji obudowy wskazuje również autor pracy [4]. Zaprezentowane oprogramowanie umożliwia predykcję wystąpienia obwałów

stropu w rejonie ściany wydobywczej. Oprogramowanie bazuje na pomiarze ciśnienia w stojakach obudowy.

Na świecie prowadzonych jest wiele prac badawczych, związanych z modelowaniem zachowania kompletu sekcji obudowy zmechanizowanej i stropu. Modelowanie to prowadzone jest na podstawie rzeczywistych danych zarejestrowanych w trakcie urabiania lub na podstawie przyjętych założeń teoretycznych [2, 5]. Wyniki prac modelowych jednoznacznie wskazują, że prawidłowe prowadzenie sekcji odbudowy zmechanizowanej jest konieczne z punktu widzenia efektywności i bezpieczeństwa wydobywania. Wspomaganie operatora i zapobieganie potencjalnym błędom przez niego popełnianym, możliwe jest jedynie w przypadku monitorowania podstawowych parametrów pracy sekcji obudowy oraz analizowania ich zmian i trendów w czasie rzeczywistym.

Oprogramowanie LVA zaprezentowane w pracy [4, 19] (rys. 2) służy do wyliczania wskaźnika Cavity Risk Index (CRI) na podstawie ciśnienia w stojakach ścianowej sekcji zmechanizowanej. Wskaźnik ten jest miarą niebezpieczeństwa wystąpienia obwałów w ścianie wydobywczej. W pracy [19] zaprezentowane zostały metody analizy ciśnienia w stojakach sekcji obudowy zmechanizowanej. W analizach autorzy uwzględnili ciśnienia oraz obwały, które wystąpiły w trakcie eksploatacji ściany wydobywczej. Analizy prowadzone były z zastosowaniem oprogramowania LVA.



Rys. 2. Okno oprogramowania LVA oraz wskaźnik CRI [4]

W 2017 roku Instytut Techniki Górniczej KOMAG rozpoczął realizację projektu PRASS III (Productivity and safety of shield support). Projekt jest współfinansowany z Europejskiego Funduszu Węgla i Stali (RFCS) i realizowany jest przez międzynarodowe konsorcjum, w którego skład wchodzi firmy z Polski (Główny Instytut Górnictwa, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Jastrzębska Spółka Węglowa S.A., Becker Warkop S.A.), Niemiec (DMT GmbH & Co. KG), Wielkiej Brytanii (Uniwersytet z Exeter) i Hiszpanii (Geocontrol S.A.). Głównym celem projektu jest opracowanie systemu pomiarowego dedykowanego do sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej oraz systemu predykcji obwałów. Interdyscyplinarne konsorcjum tworzą jednostki zajmujące się projektowaniem i wytwarzaniem ścianowych obudów zmechanizowanych, instytuty z branży górniczej, firmy inżynierskie z branży górniczej, producent elektroniki górniczej oraz przedsiębiorstwo górnicze.

2. Cel projektu

Głównym celem projektu jest poprawa bezpieczeństwa oraz efektywności wydobywania w ścianowych kompleksach zmechanizowanych poprzez opracowanie kompleksowego systemu monitorowania i kontroli pracy obudowy zmechanizowanej umożliwiającego monitorowanie parametrów pracy w czasie rzeczywistym oraz systemu predykcji zagrożeń wynikających ze współpracy obudowy z górotworem.

Cele szczegółowe projektu:

- Opracowanie i wykonanie prototypu modułowego systemu monitorowania parametrów obudowy (Shield Support Monitoring System - SSMS), uwzględniającego cechy geometryczne sekcji obudowy, parametry podpornościowe sekcji obudowy zmechanizowanej, odległość sekcji do czoła ściany (ścieżka przyczołowa) oraz system komunikacyjny.
- Opracowanie metod poprawy prawidłowego utrzymania stropu. Opracowanie zasad doboru obudowy zmechanizowanej w celu poprawy poziomu bezpieczeństwa i zwiększenia efektywności wydobywania.
- Numeryczne modelowanie współpracy kompletu sekcji obudowy zmechanizowanej z górotworem w oparciu o dane historyczne z istniejących systemów pomiarowych oraz dane z systemu monitorowania parametrów obudowy (SSMS).
- Pogłębienie wiedzy w zakresie rozkładu naprężeń w stropie wyrobiska ścianowego oraz zjawisk obwałowań i zawałów. Określenie zależności pomiędzy zachowaniem stropu, a występowaniem zdarzeń niebezpiecznych dla życia i zdrowia ludzi oraz wyposażenia technicznego kopalni.
- Korelacja historycznych danych pomiarowych z informacjami o zdarzeniach niebezpiecznych, związanych ze stropem wyrobiska ścianowego.
- Testy prototypu systemu monitorowania parametrów obudowy (SSMS), uwzględniającego parametry geometryczne sekcji obudowy zmechanizowanej, ciśnienie, odległość obudowy do czoła ściany (ścieżka przyczołowa) oraz system komunikacyjny, w warunkach rzeczywistych.
- Opracowanie systemu predykcji zagrożeń wynikających ze współpracy kompletu sekcji obudowy zmechanizowanej z górotworem (Longwall Mining Conditions Prediction System - LMCPS);

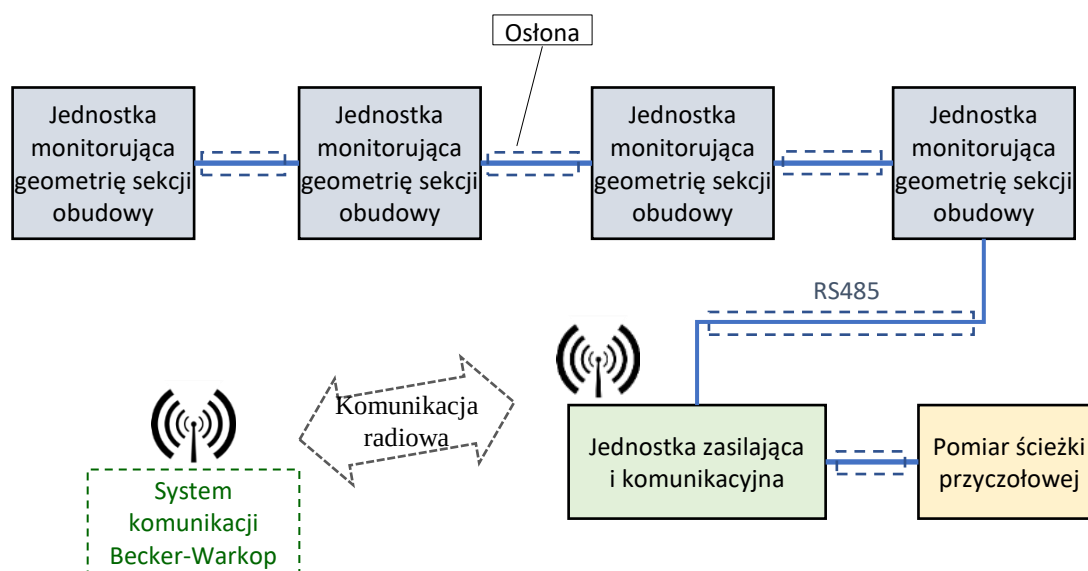
Poprzez monitorowanie parametrów pracy sekcji obudowy zmechanizowanej przez SSMS w ścianach w czasie rzeczywistym, możliwa jest predykcja zagrożeń związanych z obwałowaniami skał stropowych. System ten integruje wyniki prac związanych z modelowaniem numerycznym współpracy obudowy z górotworem oraz SSMS.

3. System monitorowania parametrów obudowy zmechanizowanej SSMS

Głównym celem prac realizowanych przez ITG KOMAG w projekcie PRASS III jest opracowanie systemu monitorowania geometrii sekcji obudowy zmechanizowanej. Jest to część systemu SSMS. Drugą część w postaci pomiarów ciśnienia stojaków jak i bezprzewodowej komunikacji opracowuje firma Becker-Warkop (BW). W całości system ten umożliwi w czasie rzeczywistym monitorowanie i rejestrowanie parametrów eksploatacyjnych sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej i będzie stanowić podstawę do opracowania systemu predykcji zagrożeń wynikających ze współpracy obudowy z górotworem (system LMCPS). System SSMS obejmował będzie pomiar ciśnienia w układzie hydraulicznym (BW), pomiar geometrii sekcji obudowy zmechanizowanej

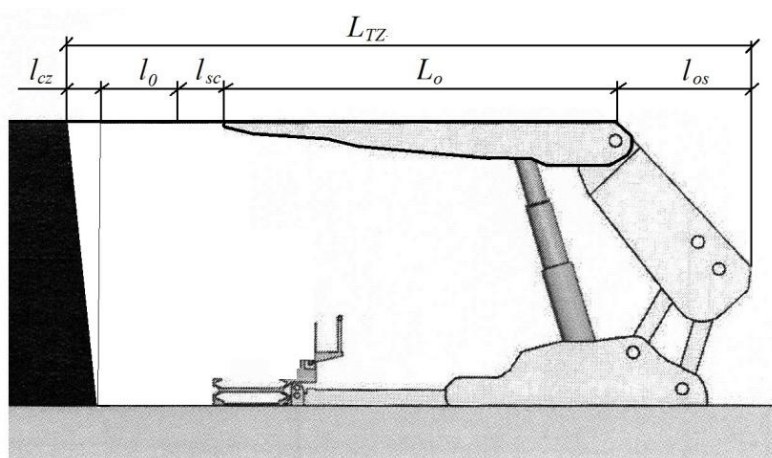
(KOMAG), pomiar ścieżki przyczołowej (KOMAG) oraz bezprzewodowy układ transmisji danych (BW) (rys. 3). System transmisji bezprzewodowej będzie pracował zgodnie z ideą sieci rozproszonych [15, 16]. W ramach projektu PRASS III opracowane zostaną modele oraz prototypy komponentów systemu, które następnie poddane zostaną certyfikacji na zgodność z dyrektywą ATEX i badaniom w warunkach rzeczywistych.

W zakresie pomiaru geometrii, SSMS będzie zawierał zestaw czujników umożliwiających określanie bezwzględnej pozycji każdego elementu sekcji. Częstotliwość pomiaru i sposób zasilania czujników zostaną określone w trakcie opracowywania architektury systemu.



Rys. 3. Struktura części systemu SSMS monitorująca geometrię sekcji obudowy zmechanizowanej [14]

Ścieżka przyczołowa oznacza odległość frontu ściany od obudowy zmechanizowanej – jak zaznaczono na rysunku 4. Parametr ten zmienia się wraz z przejazdem kombajnu ścianowego oraz przemieszczaniem obudowy. Zmiana parametru, w przypadku braku prowadzenia operacji technologicznych związanych z procesem urabiania w rejonie pomiaru, świadczy o wystąpieniu obwałowania stropu. Pomiar ścieżki przyczołowej realizowany będzie w trakcie badań zaplanowanych w projekcie. W docelowym rozwiązaniu komercyjnym, dzięki zastosowaniu systemu predykcji i powiązaniu parametrów geometrycznych sekcji i ciśnienia zasilania, pomiar może nie być konieczny.



Rys. 4. Techniczna rozpiętość wyrobiska – L_{TZ} w ścianie zawałowej, l_{sc} – szerokość nie osłoniętej przyczołowej ścieżki stropu przed wykonaniem zabioru, l_0 – szerokość zabioru, l_{cz} – otwarcie stropu wynikające z rzeczywistego nachylenia płaszczyzny czoła ściany.

4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono cele i założenia projektu PRASS III (Productivity and safety of shield support), realizowanego przez konsorcjum, którego liderem jest ITG KOMAG, w ramach Europejskiego Funduszu Węgla i Stali (RFCS). Projekt jest realizowany od lipca 2017 do czerwca 2020 roku. W wyniku realizacji projektu powstanie system monitorowania parametrów obudowy zmechanizowanej – SSMS zintegrowanego z równocześnie opracowywanym systemem predykcji zagrożeń wynikających ze współpracy obudowy z górotworem – LMCPS, stanowiący główną innowację opracowanego rozwiązania. Oba systemy zostaną poddane badaniom w warunkach rzeczywistych w kopalni węgla kamiennego. Wdrożenie systemów planowane jest na 2020 rok.

W wyniku wdrożenia rezultatów projektu do praktyki przemysłowej, planowana jest poprawa bezpieczeństwa stanowiskowego w ścianie wydobywczej oraz poprawa bezpieczeństwa technicznego maszyn kompleksu ścianowego. System pozwoli na predykcję obwałów skał stropowych w rejonie ściany, a docelowo minimalizację tego zjawiska, poprzez wdrożenie dobrych praktyk w zakresie prowadzenia obudowy zmechanizowanej.

Literatura

- [1] Biliński A., Kostyk T., Prusek S.: Zasady doboru obudowy zmechanizowanej dla wyrobisk ścianowych. Bezpieczeństwo i Ochrona Pracy w Górnictwie nr 3.
- [2] Bronya Wiklund, Mehmet S. Kizil, Ismet Canbulat: Development of a cavity prediction model for longwall mining. Coal Operators' Conference 10-11 February 2011. s.48-59
- [3] Jendrysik S., Jasiulek D., Stankiewicz K.: Systemy sterowania ścianowym przenośnikiem zgrzeblowym. Maszyny Górnicze 1/2015. s. 29-32.
- [4] Hoyer D.: Early warning of longwall roof cavities using LVA software. Coal Operators' Conference. 16-17 February 2012. s. 69-77.
- [5] Langosch U, Ruppel U, Wyink U.: Longwall roof control by calculation of the shield support requirements. In: Proceedings of the Coal Operators' Conference (2003):162–172.
- [6] Latos M., Bartoszek S., Rogala-Rojek J.: Diagnostics of underground mining machinery Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), 2014 19th International Conference s. 782-787.
- [7] Pawlikowski A.: Przyczyny asymetrii podpórności stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej. Maszyny Górnicze 2017 nr 1, s. 45 – 54.
- [8] Polnik, B. Latos, M.: Detection of worn cutting bits of longwall shearer Pomiary Automatyka Kontrola, nr 9/2013. s. 909-912.
- [9] Płonka M.: Zmienność obciążenia sekcji obudowy w ścianie zawałowej. Prace naukowe GIG Górnictwo i środowisko, kwartalnik, nr 1/2009. s. 41-49.
- [10] PN-EN 1804-2-2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych. Część 2: Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
- [11] Prusek S., Płonka M., Walentek A.: Applying the ground reaction curve concept to the assessment of shield support performance in longwall faces. Arab J Geosci (2016) 9: 167.

- [12] Rajwa S., Pieszczyk M., Guzera J.: Dobór obudowy zmechanizowanej dla ściany prowadzonej w złożonych warunkach geologiczno-górnictwowych w KHW S.A. KWK „Wieczorek”. Przegląd Górniczy nr 5/2014. s. 58-63.
- [13] Rajwa S., Bulenda P., Masny W., Chowaniec A., Skrzyszowski P.: Określenie istotnych wymagań konstrukcyjnych dla obudowy zmechanizowanej przeznaczonej do pracy w warunkach silnego zagrożenia tapaniami. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona środowiska w Górnictwie. 2012, nr 4 (2012).
- [14] Szweda S., Szyguła M., Mazurek K.: "Czynniki wpływające na postać konstrukcyjną i parametry techniczne sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Część 1." Monografia Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2016.
- [15] Stankiewicz K.: A method for the self-organization of a sensor network in belt conveyor exploitation. Problemy Eksploatacji, 3/2016. s. 145 – 15.
- [16] Stankiewicz K.: Górnicze systemy sterowania i automatyzacji rozproszonej. Journal of Machine Construction and Maintenance. Nr 2/2018 (109), s. 117-122.
- [17] Szurgacz D., Kasprusz A.: Dobór stojaka hydraulicznego zmechanizowanej obudowy ścianowej do warunków zagrożenia wstrząsami górotworu. Prace naukowe GIG Górnictwo i środowisko, kwartalnik, nr 3/2011, s. 89-99.
- [18] Szyguła M.: Rozwój konstrukcji sekcji obudowy zmechanizowanej w górnictwie węgla kamiennego w Polsce. Maszyny Górnicze nr 2/2013, s. 30-38.
- [19] Trueman R., Thomas R., Hoyer D.: Understanding the causes of roof control problems on a longwall face from shield monitoring data - a case study. 2011 Underground Coal Operators' Conference, s. 40-47.
- [20] <http://www.becker-mining.com.pl/> (21.08.2018r.)

dr inż. Dariusz Jasiulek
djasiulek@komag.eu

dr inż. Sławomir Bartoszek
sbartoszek@komag.eu

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

mgr inż. Jan Lubryka
j.lubryka@becker-mining.com.pl
Becker Warkop Sp. z o.o.
ul. Przemysłowa 11, 44-266 Świerklany

Projekt PRASS III współfinansowany z Funduszu Badawczego Węgla i Stali (RFCS)

