

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

INFORMATICS INFORMATYKA

ELEK. AUTONATION AUTONATION

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering





SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL NO. 4 (536) 2018

TECHNOLOGICAL PROCESSES MECHANICS BUILDING AND EXPLOATATION OF MACHINES POWER ELECTRONICS AUTOMATION ROBOTICS APPLIED IT TELECOMMUNICATIONS SAFETY PROCESY TECHNOLOGICZNE

MECHANIKA BUDOWA I EKSPLOATACJA MASZYN ENERGOELEKTRONIKA AUTOMATYKA ROBOTYKA INFORMATYKA STOSOWANA

TELEKOMUNIKACJA

BEZPIECZEŃSTWO

e-ISSN 2449-6421 ISSN 2450-7326



MINING – INFORMATICS, AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING Published since 1962

DOI: http://dx.doi.org/10.7494/miag

Chairman of the Scientific Board/Przewodniczący Rady Naukowej: Antoni Kalukiewicz, AGH University of Science and Technology, Kraków (Poland)

Secretary of the Scientific Board/Sekretarz Rady Naukowej: *Krzysztof Krauze*, AGH University of Science and Technology, Kraków (Poland)

Members of the Scientific Board/ Członkowie Rady Naukowej: Darius Andriukatis, Kaunas University of Technology, Kaunas (Lithuania) Naj Aziz, University of Wollongong, Wollongong (Australia) Edward Chlebus, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland) George L. Danko, University of Nevada, Reno (USA) Krzysztof Filipowicz, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland) Jiří Fries, Technical University of Ostrava, Ostrava (Čzech Republic) Leonel Heradia, EAFIT University, Medellin (Columbia) Dou Lin-ming, China University of Mining and Technology, Xuzhou (China) Arkadiusz Mężyk, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland) Josph Molnar, University of Miskolc, Miskolc (Hungary) Jacek Paraszczak, Laval University, Quebec (Canada) Sorin Mihai Radu, University of Petrosani, Petrosani (Romania) Yuan Shujie, Anhui University of Science and Technology, Huainan (China) Marek Sikora, Institute of Innovative Technologies EMAG, Katowice (Poland) Radosław Zimroz, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland) Nenad Zrnić, University of Belgrade, Belgrade (Serbia)

Editorial staff/ Redakcja czasopisma: Editor in Chief/ Redaktor naczelny – *Krzysztof Krauze* Deputy Editor in Chief/ Zastępca redaktora naczelnego – *Krzysztof Kotwica* Managing Editor/ Kierownik redakcji – *Marcin Mazur*

Associate editors/ Redaktorzy tematyczni: Waldemar Korzeniowski (technological processes/ procesy technologiczne) Łukasz Bołoz (mechanics/ mechanika) Jacek Feliks (building and exploitation of machines/ budowa i eksploatacja maszyn) Tomasz Siostrzonek (power electronics/ energoelektronika) Waldemar Rączka (automation/ automatyka) Tomasz Buratowski (robotics/ robotyka) Ryszard Klempka (applied IT/ informatyka stosowana) Elżbieta Bereś-Pawlik (telecommunications/ telekomunikacja) Tomasz Wydro (safety/ bezpieczeństwo)

Proofreading/ Redaktor językowy – Aleksandra Kozak Technical Editor/ Redaktor techniczny – Kamil Mucha Webmaster/ Redaktor strony internetowej – Paweł Mendyka

PUBLISHER

Publishing Manager/ Redaktor naczelny Wydawnictw AGH: Jan Sas

Linguistic Corrector/ Korekta językowa: Bret Spainhour (English/ język angielski), Kamila Zimnicka-Warchoł (Polish/ język polski)

Desktop Publishing/ Skład komputerowy: Andre

Cover Design/ Projekt okładki i strony tytułowej: ROMEDIA-ART

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2018

ISSN 2449-6421 (online) ISSN 2450-7326 (printed)

The electronic version of the journal is the primary one. Number of copies: 60

Wydawnictwa AGH (AGH University of Science and Technology Press) al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków tel. 12 617 32 28, 12 636 40 38 e-mail: redakcja@wydawnictwoagh.pl http://www.wydawnictwo.agh.edu.pl

Table of Contents

Ildiko Kertesz Brinas, Narcis Ionel Rebedea, Ilie Lucian Oltean	
Bucket wheel excavator cutting tooth stress and deformation analysis during operation using Finite Elements Method (FEM)	9
Analiza naprężeń i odkształceń zębów tnących koparki wielonaczyniowej w trakcie pracy z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES)	14
Tomasz Rokita	
Breakdown of hoisting machine in mining shaft hoist installed in southern section of R-II shaft of KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG Rudna	19
Awaria maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego zainstalowanego w przedziale południowym szybu R-II KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG Rudna	26
Jan Gil, Michał Kołodziej, Dawid Szurgacz, Kazimierz Stoiński	
Introduction of standardization of powered roof supports to increase production efficiency of Polska Grupa Górnicza S.A.	33
Wprowadzenie standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych w celu zwiększenia efektywności produkcyjnej w Polskiej Grupie Górniczej S.A.	39
Marek Płonka, Sylwester Rajwa	
Difficulties observed in operating powered roof support during work in lower range of its working height	45
Utrudnienia w prowadzeniu sekcji obudowy zmechanizowanej obserwowane podczas pracy w dolnym zakresie jej wysokości roboczej	55
Tomasz Wydro	
Tests of loading efficiency of worm-type cutting drums in longitudinally inclined longwall working	65
Badania sprawności ładowania frezującym organem ślimakowym przy nachyleniu podłużnym wyrobiska ścianowego	74
Leszek Ziętkowski, Janusz Młynarczyk, Wojciech Sobolewski	
Optimization test of operation of URB/ZS-3 automatic machine for breaking oversized lumps under conditions of Polkowice-Sieroszowice mine	83
Testy optymalizacyjne pracy automatycznego urządzenia do rozbijania brył nadgabarytowych URB/ZS-3 w kopalni Polkowice-Sieroszowice	93



ROK LIV

ABSTRACTS

ILDIKO KERTESZ BRINAS NARCIS IONEL REBEDEA ILIE LUCIAN OLTEAN

BUCKET WHEEL EXCAVATOR CUTTING TOOTH STRESS AND DEFORMATION ANALYSIS DURING OPERATION USING FINITE ELEMENTS METHOD (FEM)

In the case of bucket wheel excavators, the cutting process is influenced by the forces opposing the working elements and cutting tools. These forces determine the choice of machines and their parameters as well as the operating method [1, 2]. Studies conducted on the failure causes of mechanical parts show that the cutting and loading systems cause the highest rate of failure – about 32% of all recorded mechanical failures [3]. In this paper, we will use the Finite Element Method (FEM) to analyze the deformations and stresses acting on the cutting teeth mounted on the rotor of BWEs. For this, SolidWorks® software was used, both as a CAD tool to design the teeth as well as to model and simulate the phenomena.

TOMASZ ROKITA

BREAKDOWN OF HOISTING MACHINE IN MINING SHAFT HOIST INSTALLED IN SOUTHERN SECTION OF R-II SHAFT OF KGHM POLSKA MIEDŹ S.A. O/ZG RUDNA

This article applies to a one-of-its-kind case of the cracking of the main shaft of a hoisting machine that occurred in the southern section of the R-II shaft of KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna" in 2011. The mining shaft hoists installed in the R-II shaft are not only the basic extraction equipment in the Rudna mine but also throughout KGHM. The unscheduled standstill cases of these hoists generate huge losses for the mine. These reasons resulted in the necessity for the ad hoc repair of the damaged shaft and operational use of the hoist until a new shaft is completed.

The article describes the works related to the preparation and execution of the repair of the shaft as well as the tests that were performed. The last stage was the preparation of the operational conditions of the shaft of the machine with the repaired shaft with limited kinematic parameters and under strict supervision until the execution of the new shaft.

JAN GIL MICHAŁ KOŁODZIEJ DAWID SZURGACZ KAZIMIERZ STOIŃSKI

> INTRODUCTION OF STANDARDIZATION OF POWERED ROOF SUPPORTS TO INCREASE PRODUCTION EFFICIENCY OF POLSKA GRUPA GÓRNICZA S.A.

The introduction of the standardization of a powered roof support is a key point in increasing production efficiency in the mines of Polska Grupa Górnicza S.A. The introduced changes will increase the safety of the miners and affect the economic result associated with the exploitation of coal. The purpose of introducing this standardization is to systematize the construction solutions of roof supports in terms of power and control hydraulics, focusing on all technical conditions that powered roof supports operating

STRESZCZENIA

ILDIKO KERTESZ BRINAS NARCIS IONEL REBEDEA ILIE LUCIAN OLTEAN

ANALIZA NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ ZĘBÓW TNĄCYCH KOPARKI WIELONACZYNIOWEJ W TRAKCIE PRACY Z WYKORZYSTANIEM METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH (MES)

W przypadku koparek wielonaczyniowych na proces urabiania mają wpływ siły przeciwstawne elementów roboczych i narzędzi urabiających. Siły te determinują wybór maszyn i ich parametrów oraz metody działania [1, 2]. Badania nad przyczynami awarii części mechanicznych pokazują, że systemy urabiania i ładowania powodują najwięcej awarii, około 32% wszystkich odnotowanych awarii mechanicznych [3]. W niniejszej pracy będziemy używać metody elementów skończonych (MES) do analizy odkształceń i naprężeń działających na ząb tnący, zamocowany na kole czerpakowym koparek wielonaczyniowych. W tym celu wykorzystano oprogramowanie SolidWorks® – zarówno jako narzędzie CAD do projektowania zęba, jak i do modelowania oraz symulacji zjawisk.

TOMASZ ROKITA

AWARIA MASZYNY WYCIĄGOWEJ GÓRNICZEGO WYCIĄGU SZYBOWEGO ZAINSTALOWANEGO W PRZEDZIALE POŁUDNIOWYM SZYBU R-II KGHM POLSKA MIEDŹ S.A. O/ZG RUDNA

Niniejszy artykuł dotyczy bezprecedensowego przypadku częściowego pęknięcia wału głównego maszyny wyciągowej, jaki miał miejsce w przedziale południowym szybu R-II KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna" w 2011 r. Górnicze wyciągi szybowe zainstalowane w szybie R-II są podstawowymi urządzeniami wydobywczymi nie tylko w kopalni Rudna, ale i w całym KGHM. Nieplanowane postoje tych wyciągów generują milionowe straty dla kopalni. Powody te zdecydowały o konieczności doraźnej naprawy uszkodzonego wału i eksploatacji wyciągu do czasu wykonania i dostarczenia nowego wału.

W artykule opisano prace związane z przygotowaniem i wykonaniem naprawy wału oraz badania przeprowadzone po naprawie. Ostatnim etapem prac było opracowanie warunków eksploatacji wału maszyny z naprawionym wałem z ograniczonymi parametrami kinematycznymi i pod ścisłym nadzorem obsługi do czasu wykonania nowego wału.

JAN GIL MICHAŁ KOŁODZIEJ DAWID SZURGACZ KAZIMIERZ STOIŃSKI

WPROWADZENIE STANDARYZACJI ZMECHANIZOWANYCH OBUDÓW ŚCIANOWYCH W CELU ZWIĘKSZENIA EFEKTYWNOŚCI PRODUKCYJNEJ W POLSKIEJ GRUPIE GÓRNICZEJ S.A.

Wprowadzenie standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych jest kluczowym punktem zwiększenia efektywności produkcyjnej w kopalniach Polskiej Grupy Górniczej S.A. Wprowadzone zmiany zwiększą bezpieczeństwo pracy górników, a także wpłyną na wyniki ekonomiczne związane z prowadzoną eksploatacją węgla. Głównym celem standaryzacji jest usystematyzowanie rozwiązań konstrukcyjnych obudów w zakresie hydrauliki siłowej i sterowniczej, przy uwzględnieniu wszystkich warunków technicznych, in underground mining facilities must meet (including mining tremors). This article presents the method of standardizing the powered roof supports that are produced, modernized, and renovated by Zakład Remontowo-Produkcyjny within Polska Grupa Górnicza S.A.

MAREK PŁONKA SYLWESTER RAJWA

DIFFICULTIES OBSERVED IN OPERATING POWERED ROOF SUPPORT DURING WORK IN LOWER RANGE OF ITS WORKING HEIGHT

Significant maintenance difficulties have recently been observed in terms of the proper maintenance of mining roofs during the operation of powered roof supports in their low section height range, which is characterized by a wide working range. These difficulties were also encountered in situations where the calculated load capacity index of the roof "g" reached favorable values. These phenomena occurred most often during extraction under gobs and when maintaining a protective roof carbon shelf of the required thickness. This paper presents the calculations and analyses aimed at clarifying and discussing these events.

TOMASZ WYDRO

TESTS OF LOADING EFFICIENCY OF WORM-TYPE CUTTING DRUMS IN LONGITUDINALLY INCLINED LONGWALL WORKING

This article presents the execution and results of tests of the loading efficiency of worm-type cutting drums as a function of the slope of a longwall working. The tests were carried out at various angles of longitudinal inclination of a longwall within a range of 0° to 9° along the strike. In real conditions, the separation of the two basic processes that take place during operation of a longwall shearer (i.e., milling and loading) is not possible; therefore, the research was carried out under laboratory conditions at the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines at AGH University of Science and Technology in Krakow. The tests were carried out on a special station that allowed for the gradual change of the longitudinal and transverse slope of a longwall working. Based on the conducted tests, it was found that the inclination of a longwall working influences the loading efficiency; i.e., that, along with an increase in the angle of the longitudinal inclination, loading resistance increases while the loading efficiency decreases.

LESZEK ZIĘTKOWSKI JANUSZ MŁYNARCZYK WOJCIECH SOBOLEWSKI

OPTIMIZATION TEST OF OPERATION OF URB/ZS-3 AUTOMATIC MACHINE FOR BREAKING OVERSIZED LUMPS UNDER CONDITIONS OF POLKOWICE-SIEROSZOWICE MINE

This article presents the experience from the first stage of the optimization tests of an automatic machine for breaking oversized lumps. The tests took place between December 2017 and March 2018 at the O/ZG Polkowice-Sieroszowice mine. The URB/ZS-3 automatic machine was developed as part of the second competition of a joint venture financed by NCBR and KGHM Polska Miedź S.A. under the name of CuBR. The adopted methodology of carrying out the operational tests of the URB/ZS-3 machine was discussed, which had to take into account the specific requirements and operating conditions of the mining department in the Polkowice-Sieroszowice mine. The reference point for evaluating the effectiveness of the new solution was the cleaning times of the grate by a machine working in remote mode. The results of clearjakie muszą spełniać obudowy zmechanizowane pracujące w podziemnych zakładach górniczych zagrożonych wstrząsami górotworu. W artykule przedstawiono sposób standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych, remontowanych, modernizowanych oraz produkowanych przez Zakład Remontowo-Produkcyjny w ramach Polskiej Grupy Górniczej S.A.

MAREK PŁONKA SYLWESTER RAJWA

UTRUDNIENIA W PROWADZENIU SEKCJI OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ OBSERWOWANE PODCZAS PRACY W DOLNYM ZAKRESIE JEJ WYSOKOŚCI ROBOCZEJ

W przypadku stosowania obudowy zmechanizowanej, która charakteryzuje się szerokim zakresem wysokości roboczych, w ostatnim czasie kilkakrotnie obserwowano istotne utrudnienia utrzymania stropu ścian podczas eksploatacji w przedziale niskich wysokości pracy sekcji. Utrudnienia te napotykano także w sytuacjach, gdy wyliczony wskaźnik nośności stropu g osiągał korzystne wartości. Zjawiska te występowały najczęściej podczas eksploatacji pod zrobami zawałowymi i przy utrzymywaniu ochronnej stropowej półki węglowej o wymaganej grubości. W artykule przedstawiono obliczenia i analizy zmierzające do wyjaśnienia i omówienia tych sytuacji.

TOMASZ WYDRO

BADANIA SPRAWNOŚCI ŁADOWANIA FREZUJĄCYM ORGANEM ŚLIMAKOWYM PRZY NACHYLENIU PODŁUŻNYM WYROBISKA ŚCIANOWEGO

W artykule przedstawiono realizacje oraz wyniki badań sprawności ładowania frezującymi organami ślimakowymi w funkcji nachylenia wyrobiska ścianowego. Badania zostały przeprowadzone przy różnych kątach nachylenia podłużnego wyrobiska ścianowego w zakresie od 0° do 9° po wzniosie. W warunkach rzeczywistych rozdzielenie dwóch podstawowych procesów, jakie zachodzą podczas pracy kombajnu ścianowego, czyli frezowania i ładowania nie jest możliwe, w związku z tym badania zostały przeprowadzone w warunkach laboratoryjnych w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Badania wykonano na specjalnym stanowisku pozwalającym na skokową zmianę nachylenia podłużnego i poprzecznego wyrobiska ścianowego. Na podstawie ich wyników stwierdzono, że nachylenie wyrobiska ścianowego wpływa na sprawność ładowania, co oznacza, że wraz ze wzrostem kąta nachylenia podłużnego opory ładowania rosną, a sprawność ładowania maleje.

LESZEK ZIĘTKOWSKI JANUSZ MŁYNARCZYK WOJCIECH SOBOLEWSKI

TESTY OPTYMALIZACYJNE PRACY AUTOMATYCZNEGO URZĄDZENIA DO ROZBIJANIA BRYŁ NADGABARYTOWYCH URB/ZS-3 W KOPALNI POLKOWICE-SIEROSZOWICE

W artykule przedstawiono doświadczenia z pierwszego etapu testów optymalizacyjnych pracy automatycznego urządzenia do rozbijania brył nadgabarytowych. Testy przeprowadzono w okresie od grudnia 2017 r. do marca 2018 r. w Zakładach Górniczych Polkowice-Sieroszowice – oddział KGHM Polska Miedź. Automatyczne urządzenie URB/ZS-3 powstało w ramach drugiego konkursu wspólnego przedsięwzięcia finansowanego przez NCBR i KGHM Polska Miedź S.A. pod nazwą CuBR. Omówiono przyjęte metody prowadzenia prób ruchowych urządzenia URB/ZS-3, które musiały uwzględniać specyficzne wymagania i warunki pracy oddziału górniczego w kopalni Polkowice-Sieroszowice. Punktem odniesienia dla oceny skuteczności nowego rozwiązania były czasy oczyszczania kraty przez urządzenie pracujące w trybie zdalnym. Zaprezentowano wyniki oczyszczania kraty z urobku przez urządzenie ing the grate of excavated materials by a machine working in automatic mode were presented for various algorithms and scenarios included in the control software. The influence of the degree of ore fragmentation (including the number of oversized lumps) on the time of the grate cleaning was taken into account. The influence of the changes introduced in this software on the obtained grate discharge times was initially evaluated. The article also presents the impact of loading the grate with the use of loaders and haul trucks on the effectiveness of the automatic machine for breaking oversized lumps. Also, the driver elements of the machine were assessed in terms of their reliability, and the directions for possible structural changes were proposed. In conclusion, the directions for further activities aimed at optimizing the machine and increasing its efficiency and reliability were proposed. pracujące w trybie automatycznym dla różnych algorytmów i scenariuszy uwzględnionych w oprogramowaniu sterującym. Wzięto pod uwagę wpływ stopnia rozdrobnienia rudy, w tym liczby brył nadgabarytowych, na czas oczyszczania kraty. Poddano wstępnej ocenie wpływ zmian wprowadzanych w tym oprogramowaniu na uzyskiwane czasy opróżniania kraty. W artykule przedstawiono również wpływ załadunku kraty z wykorzystaniem ładowarek oraz wozów odstawczych na efektywność pracy automatycznego urządzenia do rozbijania brył nadgabarytowych. Oceniono także elementy wykonawcze urządzenia pod kątem ich niezawodności oraz zaproponowano kierunki ewentualnych zmian konstrukcyjnych. W podsumowaniu zaproponowano kierunki dalszych działań zmierzających do optymalizacji urządzenia oraz podniesienia jego efektywności i niezawodności.

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.4.536.9

ILDIKO KERTESZ BRINAS NARCIS IONEL REBEDEA ILIE LUCIAN OLTEAN

Bucket wheel excavator cutting tooth stress and deformation analysis during operation using Finite Elements Method (FEM)

In the case of bucket wheel excavators, the cutting process is influenced by the forces opposing the working elements and cutting tools. These forces determine the choice of machines and their parameters as well as the operating method [1, 2]. Studies conducted on the failure causes of mechanical parts show that the cutting and loading systems cause the highest rate of failure – about 32% of all recorded mechanical failures [3]. In this paper, we will use the Finite Element Method (FEM) to analyze the deformations and stresses acting on the cutting teeth mounted on the rotor of BWEs. For this, Solid-Works® software was used, both as a CAD tool to design the teeth as well as to model and simulate the phenomena.

Key words: BWE, rotor, cutting teeth, cutting tooth support, FEM, force, strain, deformation

1. STEPS FOR A FEM APPROACH

The starting point for any project using FEM and simulation is a model that can be a part or a set of parts. First, the characteristics of the material(s) of the parts, the tasks to which they are subjected, and the restrictions are defined [4]. Subsequently, as with any FEM-based analysis tool, the geometry of the model is divided into relatively small entities called finite elements. Creating the elements is commonly called meshing [5].

The degrees of freedom (DOF) of a node in a finite element mesh define the ability of the node to perform translation and rotation. The number of degrees of freedom that a node possesses depends on the element type. In SolidWorks[®] simulation, the nodes of the solid elements have three degrees of freedom, while those of the shell elements have six degrees of freedom.

Creating the mesh network often requires changes in the CAD geometry:

 cancelling – the process of removing parts of the geometry that are insignificant to the analysis, such as fillets or bevels,

- idealization a more aggressive process of changing the geometry; for example, thin walls are replaced with surfaces or beams replaced by lines,
- cleaning necessary for the geometry to satisfy the requirements imposed by the meshing.



Fig. 1. Creation of mathematical model

Creating a mathematical model consists of: modifying the CAD geometry (i.e., Fig. 1 – we removed the fillets), defining the loads and strains, imposing the restrictions, defining the properties of the material, and determining the type of analysis (static, dynamic, etc.) to be carried out [6]. The properties of the material, the tasks, and the restrictions imposed on the model make up the input information for a certain type of analysis.

The mathematical model based on the FEM geometry, the information and properties of the material, the requirements to which the model is subjected, and the imposed restrictions can be divided into finite elements using the meshing process (Fig. 2).

The discreet loads and restrictions are applied to the nodes of the finite element mesh [7].



Fig. 2. Building FEM model

Often, the most difficult step of an FEM study is the analysis of the results. The correct interpretation of the results implies the understanding of all of the simplifications and errors that they induce in the first three stages: defining the mathematical model, the meshing, and coming up with the solution.

2. VON MISES YIELD CRITERION

The von Mises stress test criterion (also known as the Huber criterion) is a stress test that represents all six components of a general 3-D state (Fig. 3).



Fig. 3. General state of stresses

The general stress is represented by three normal stresses (σ_x , σ_v , σ_z) and six tangential or shear stresses. Due to the symmetry of the shear stresses, the 3D

general tension state is characterized by six components: σ_x , σ_v , σ_z and $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$. Von Mises stress can be expressed by the following equation:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{0.5 \cdot \left[\left(\sigma_x - \sigma_y \right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z \right)^2 + \left(\sigma_z - \sigma_x \right)^2 \right] + 3 \cdot \left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 \right)}$$
(1)

Von Mises stress is frequently used for the structural safety analysis of materials with elasto-plastic properties (such as steel or aluminum alloys). In theory, a ductile material yields when the von Mises stress equals the permissible stress limit. In most cases, the flow limit is used as a stress limit. According to the von Mises criterion in the case of failures, the factor of safety (*FOS*) is expressed as follows:

$$FOS = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{vm}}$$
(2)

where σ_{limit} is the flow limit.

3. GEOMETRIC PARAMETERS OF TEETH OF BWES

The geometry of the cutting teeth of BWEs is influenced by:

- the functional parameters of the excavator,
- the constructive parameters of the cups (Fig. 4) and rotor (Fig. 5),
- the shape and type of cutting teeth used,
- the type of excavated material,
- cost.

There are two types of cutting teeth: 1 – chisel-shaped cutting teeth (used on BWEs); 2 – conically shaped cutting teeth (used on both single-bucket excavators and shearer-loader machines) [10].



Fig. 4. Bucket with cutting teeth of BWE [8]



Fig. 5. Rotor assembly of BWE [9]

In Figures 6 and 7, we present a chisel-shaped cutting tooth that is mounted on an $E_SR_C - 1400$ -type BWE used in the Oltenia Basin open-pit lignite mines [11]. From the point of view of the geometric parameters, two types of cutting teeth are needed: one for overburden excavation, and the other for lignite excavation. We analyzed the tooth used for lignite excavation; the geometric parameters of these cutting teeth are shown in Table 1 [12].



Fig. 6. Chisel-shaped cutting tooth with support bracket used in open-pit coal mines in Oltenia Basin



Fig. 7. Geometric dimensions of chisel-shaped cutting tooth with support bracket used in open-pit coal mines in Oltenia Basin

4. DETERMINATION OF STRAINS AND STRESSES OF CUTTING TEETH USING SOLIDWORKS[®]

For a realistic approach, the FEM was conducted on an assembly of a cutting tooth and its cup holder support bracket. When creating this assembly, we set up the geometrical links between the two components. Figure 8 shows the restrictions (fixation condition) imposed on the analyzed assembly.

No.	Geometric parameters	Symbol	Dimensions of cutting tooth [°]	Correlation
1.	angle of clearance	α	55	
2.	set angle	β	7	$\alpha+\beta+\delta=90^\circ$
3.	angle of sharpening	δ	28	
4.	cutting angle	γ	35	$\gamma + \alpha = 90^{\circ}$
5.	longitudinal lateral angle	٤	5	_
6.	transverse lateral angle	θ	3	-
7.	rake angle	φ	13	_
8.	cutting edge width	b	120	_

 Table 1

 Geometric parameters of analyzed cutting teeth (used for lignite excavation)



Fig. 8. Fixation conditions of cutting tooth

The maximum tangential and normal cutting forces at the tooth's trajectory were considered as well as the lateral force generated by the pivoting movement [13].

These forces have the following values:

 $F_x = 60 \text{ kN}$; $F_y = 18 \text{ kN}$; $F_z = 10 \text{ kN}$. With respect to the tooth surfaces, we will have the following component forces:

$$F_{y1} = F_x \cos \alpha - F_y \cos \gamma = 25.857 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (3)

$$F_{x1} = F_x \sin \alpha - F_y \sin \gamma = 36.198 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (4)

$$F_{z1} = 10 \cdot 10^3 \,\mathrm{N} \tag{5}$$

For these forces, the state of stresses for a cutting tooth with a sharpening angle of 28° (which has a leaner construction) were determined. These forces are the resultant forces of specific loads having a random distribution on the active faces of the cutting tooth, which (for our calculations) were considered as applied to the tip of the cutting tooth (Fig. 9).



Fig. 9. Forces that act on tooth

The material used for the simulation is 41MoCr11, or equivalent to $\sigma_{02} = 750 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_r = 950 \text{ N/mm}^2$ (medium hardened alloy steel, recommended for thermal treated parts).

Figure 10 shows the cutting tooth mesh nodal network, and Figure 11 shows the deformations of the cutting tooth resulting from the FEM analysis. It can be noticed that the maximum deformation is 0.665 mm and occurs at the tip of the cutting tooth.



Fig. 10. Mesh nodal network



Fig. 11. Deformation of cutting tooth and its cup holder support bracket assembly

Based on Figure 12, it can be observed that the most stress occurs on the tail part of the cutting tooth (between its holder and joint). The maximum von Mises stress is 332 N/mm².



Fig. 12. Stress of the cutting tooth and its cup holder support bracket assembly

5. CONCLUSIONS

FEM is a numerical analysis method that is used to solve problems in various engineering fields. In mechanical engineering, it is widely used for solving structural, vibrational, and thermal problems; and because of its numerical versatility and efficiency, this method imposed itself on the engineering analysis software market while other methods have become niche applications.

FEM/FEA is mainly used during the productdevelopment phase to analyze a project. The ultimate goal of using FEM as a design tool is to change the standard repetitive cycle of $design \rightarrow prototype \rightarrow test$ into a simplified process in which the prototypes are not used as design tools but rather as a validation of the final design.

The use of FEM enables design iterations to shift from the physical space of prototypes and testing into the virtual space of computer simulation.

The simulation of the behavior of cutting teeth mounted on BWEs using FEM was based on the results (obtained over the years by the Department of Mechanical, Industrial, and Transport Engineering) of research contracts aimed at improving the performance of BWEs used in open-pit mining in the Oltenia Basin.

The results obtained using this method are consistent with those determined by analytical methods in the research studies conducted within the MITE Department:

- mounting the cutting tooth into a cup holder causes the von Mises stress to be maximal in the tail area of the tooth, holder, and joint;
- the maximum deformation occurs at the tip of the cutting tooth;
- it is necessary to design a new holder that will better encase the cutting tooth and to carry out a study of the deformations and stresses in this new configuration using simulation and modeling.

References

- Dimirache G., Zamfir V.: Ingineria sistemelor mecanice, Editura Focus, Petroşani 2002.
- [2] Iliaş N.: Maşini miniere, exemple de calcul, Editura Tehnică, Bucureşti 1993.
- [3] Andraş A., Andraş I., Tomuş O.B.: Optimization of geometric and strength parameters of teeth for bucket wheel excavator in view to increasing the cutting efficiency, 17th International Multidisciplinary Scientific GeoConference, SGEM 2017.
- [4] Akin J.E.: Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks, World Scientific, 2009.
- [5] Kurowski P.M.: Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation, SDC Publications, Mission, USA 2015.
- [6] Popescu F.D.: *Aplicații industriale ale tehnicii de calcul*, Editura AGIR, București 2009.
- [7] Pop I.A., Itu R.B., Radu S.M.: Aplications of forces reduction in the calculation of technological mechanical loads transmited to the tower of a winding engine trough extraction pulley bearings, 16th GeoConference on Science and Technologies in Geology, Exploration and Mining SGEM 2016.
- [8] Ladányi G., Virág Z.: Examining the Bucket Wheel Excavator's Bucket After Renewal, "Annals of The University of Petroşani, Mechanical Engineering" 2016, 18: 93–98.
- [9] Nan M.S., Kovacs J., Popescu F.D.: Balance control by weighting and tensiometric measurements of bucket wheel excavators, "WSEAS Transactions On Systems And Control" 2008, 11, 3: 927–936.
- [10] Marian I.: Utilaje de încărcare şi transport minier, Editura Tehnică, Bucureşti 1991.
- [11] Radu S.M., Chmielarz W., Andras A.: *Mining Technological System's Performance Analysis*, "Annals of the University of Craiova for Journalism, Communication and Management" 2016, 2: 56–64.
- [12] Kovacs I., Iliaş N., Nan M.S.: Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura Universitas, Petroşani, 2000.
- [13] Nan M.S.: Parametrii procesului de excavare la excavatoarele cu rotor, Editura Universitas, Petroşani 2007.

ILDIKO KERTESZ BRINAS, M.Sc., Eng. NARCIS IONEL REBEDEA, M.Sc., Eng. ILIE LUCIAN OLTEAN, M.Sc., Eng. Department of Mechanical, Industrial and Transportation Engineering University of Petroşani 20 Universității str. 332006 Petroşani, HD, Romania kerteszildiko@gmail.com ILDIKO KERTESZ BRINAS NARCIS IONEL REBEDEA ILIE LUCIAN OLTEAN

Analiza naprężeń i odkształceń zębów tnących koparki wielonaczyniowej w trakcie pracy z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES)

W przypadku koparek wielonaczyniowych na proces urabiania mają wpływ siły przeciwstawne elementów roboczych i narzędzi urabiających. Siły te determinują wybór maszyn i ich parametrów oraz metody działania [1, 2]. Badania nad przyczynami awarii części mechanicznych pokazują, że systemy urabiania i ładowania powodują najwięcej awarii, około 32% wszystkich odnotowanych awarii mechanicznych [3]. W niniejszej pracy będziemy używać metody elementów skończonych (MES) do analizy odkształceń i naprężeń działających na ząb tnący, zamocowany na kole czerpakowym koparek wielonaczyniowych. W tym celu wykorzystano oprogramowanie SolidWorks® – zarówno jako narzędzie CAD do projektowania zęba, jak i do modelowania oraz symulacji zjawisk.

Słowa kluczowe: koparka wielonaczyniowa, koło czerpakowe, zęby tnące, uchwyt zębów tnących, MES, siła, naprężenie, odkształcenie

1. KROKI W ANALIZIE METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

Punktem wyjścia jakiegokolwiek projektu z wykorzystaniem metody elementów skończonych i symulacji jest model, który może stanowić element układu części. Najpierw określa się cechy charakterystyczne materiału (materiałów) części, zadania oraz ograniczenia, którym model jest poddawany [4]. Następnie, wykorzystując dowolne narzędzie oparte na metodzie elementów skończonych, geometrię modelu dzieli się na stosunkowo małe jednostki nazywane elementami skończonymi. Tworzenie elementów jest powszechnie nazywane generowaniem siatki elementów [5].

Stopnie swobody węzła w siatce elementów skończonych określają zdolność węzła do wykonywania translacji i rotacji. Liczba stopni swobody w węźle zależy od typu elementu. W programie SolidWorks[®] Simulation węzły elementów bryły mają trzy stopnie swobody, natomiast węzły elementów skorupy mają sześć stopni swobody.

Tworzenie siatki elementów często wymaga zmian w geometrii CAD:

 kasowanie jest to proces usuwania części geometrii, które są nieistotne podczas analizy, takie jak zaokrąglenia lub skosy;

- idealizacja jest bardziej agresywnym procesem zmiany geometrii, na przykład cienkie ściany są zastępowane przez powierzchnie lub belki zastępowane są przez linie;
- czyszczenie jest niezbędne, aby geometria spełniała wymagania narzucone przez proces generowania siatki.



Rys. 1. Tworzenie modelu matematycznego

Na tworzenie modelu matematycznego składa się: modyfikowanie geometrii CAD (tj. usunięto zaokrąglenia – rys. 1), określenie obciążeń i naprężeń, narzucenie ograniczeń, określenie właściwości materiału i rodzaju analizy (statyczna, dynamiczna itd.), jaką należy przeprowadzić [6]. Właściwości materiału, zadania i ograniczenia narzucone na model stanowią dane wyjściowe dla określonego typu analizy.

Model matematyczny oparty na geometrii metody elementów skończonych, informacje o materiałach i ich właściwości, wymagania, jakim poddany jest model oraz narzucone ograniczenia, można podzielić na skończone elementy przy użyciu procesu generowania siatki elementów (rys. 2). W odniesieniu do węzłów siatki elementów stosuje się dyskretne obciążenia i ograniczenia [7].



Rys. 2. Budowanie modelu dla metody elementów skończonych

Często najtrudniejszym krokiem badania metody elementów skończonych jest ocena wyników. Poprawna interpretacja wyników oznacza zrozumienie wszystkich uproszczeń i błędów, jakie one wywołują w pierwszych trzech etapach: określeniu modelu matematycznego, generowaniu siatki i rozwiązaniu jej.

2. KRYTERIUM JAKOŚCI VON MISESA

Kryterium testu naprężeń von Misesa, znane również jako kryterium Hubera, to test naprężeń, który reprezentuje wszystkie sześć elementów ogólnego stanu 3D (rys. 3).



Rys. 3. Geometryczny stan naprężeń

Na naprężenie ogólne składają się trzy naprężenia normalne: σ_x , σ_v , σ_z i sześć naprężeń stycznych. Z uwagi na symetrię naprężeń stycznych ogólny stan naprężenia 3D charakteryzuje sześć elementów: σ_x , σ_v , σ_z i $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$. Naprężenie von Misesa można wyrazić następującym równaniem:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{0, 5 \cdot \left[\left(\sigma_x - \sigma_y \right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z \right)^2 + \left(\sigma_z - \sigma_x \right)^2 \right] + 3 \cdot \left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 \right)}$$
(1)

Naprężenie von Misesa używane jest do analizy bezpieczeństwa strukturalnego materiałów o właściwościach elastoplastycznych (takich jak stopy stali lub aluminium). Teoretycznie materiał ciągliwy poddaje się, kiedy naprężenie von Misesa jest równe granicy dozwolonego naprężenia. W większości przypadków jako granicę naprężeń wykorzystuje się granicę płynięcia. Zgodnie z kryterium von Misesa, w przypadku awarii współczynnik bezpieczeństwa (FOS) wyrażony jest jako:

$$FOS = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{vm}}$$
(2)

gdzie σ_{limit} to granica płynięcia.

3. GEOMETRYCZNE PARAMETRY ZĘBÓW KOPAREK WIELONACZYNIOWYCH

Na geometrię zębów tnących koparek wielonaczyniowych mają wpływ:

- parametry funkcjonalne koparki,
- parametry konstrukcyjne czerpaków (rys. 4) i koła czerpakowego (rys. 5),
- kształt i rodzaj używanych zębów tnących,
- rodzaj urabianego materiału,
- koszt.

Są dwa rodzaju zębów tnących: zęby tnące w kształcie przecinaka używane w koparkach wielonaczyniowych oraz zęby tnące w kształcie stożka wykorzystywane zarówno w koparkach wielonaczyniowych, jak i kombajnach [10].



Rys. 4. Czerpak z zębami tnącymi koparki wielonaczyniowej [8]



Rys. 5. Zespół koła czerpakowego koparki wielonaczyniowej [9]

Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono przecinakowy ząb tnący mocowany na kołowych koparkach wielonaczyniowych typu $E_SR_C - 1400$, które używane są w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego w zagłębiu Oltenia [11]. Ze względu na parametry geometryczne potrzebne są obydwa typy zębów tnących. Jeden do eksploatacji warstw nadkładowych, a drugi do eksploatacji pokładu węgla brunatnego. W tabeli 1 przedstawiono geometryczne parametry analizowanych zębów tnących [12].



Rys. 6. Ząb tnący w kształcie przecinaka ze wspornikami używany w kopalniach odkrywkowych w zagłębiu Oltenia





4. OKREŚLENIE NAPRĘŻEŃ ZĘBA TNĄCEGO ZA POMOCĄ SOLIDWORKS[®]

Przyjmując podejście realistyczne, analizę metodą elementów skończonych przeprowadzono na zespole zęba tnącego i wspornika jego uchwytu. W trakcie tworzenia tego zespołu, skonfigurowano geometryczne połączenia pomiędzy dwoma elementami. Rysunek 8 przedstawia ograniczenia (warunki mocowania) narzucone na analizowany zespół.

Tabela	T

Nr	Parametry geometryczne	Symbol	Wymiary zęba tnącego [°]	Zależności
1.	kąt przyłożenia	α	55	
2.	kąt nastawienia	β	7	$\alpha+\beta+\delta=90^\circ$
3.	kąt ostrzenia	δ	28	
4.	kąt cięcia	γ	35	$\gamma + \alpha = 90^{\circ}$
5.	kąt boczny wzdłużny	ξ	5	—
6.	kąt boczny poprzeczny	θ	3	—
7.	kąt zgarniania	φ	13	—
8.	szerokość krawędzi tnącej	b	120	—

Parametry geometryczne analizowanych zębów tnących (użytych podczas eksploatacji węgla brunatnego)



Rys. 8. Warunki mocowania zęba tnącego

Rozważono maksymalne styczne i normalne siły urabiania na trajektorii zęba, jak również jego siłę boczną generowaną przez ruch obrotowy [13].

Siły te przyjmują następujące wartości:

 $F_x = 60 \text{ kN}; F_y = 18 \text{ kN}; F_z = 10 \text{ kN}. W odniesieniu do powierzchni zęba będziemy mieć następujące siły składowe:$

$$F_{y1} = F_x \cos \alpha - F_y \cos \gamma = 25,857 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (3)

$$F_{x1} = F_x \sin \alpha - F_y \sin \gamma = 36,198 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (4)

$$F_{z1} = 10 \cdot 10^3 \,\mathrm{N} \tag{5}$$

W przypadku tych sił określono stan naprężeń dla zęba tnącego o kącie ostrza 28°, który ma węższą konstrukcję. Siły te to wypadkowe sił obciążeń właściwych o przypadkowym rozmieszczeniu na aktywnych czołach zęba tnącego, które ze względu na obliczenia uznano za zastosowane na ostrzu zęba tnącego (rys. 9).



Rys. 9. Siły działające na ząb

Materiał zastosowany do symulacji to stop 41MoCr11 lub jego odpowiednik o parametrach $\sigma_{02} = 750 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_r = 950 \text{ N/mm}^2$ (średnio utwardzony stop stali, zalecany do części obrabianych na gorąco).

Rysunek 10 przedstawia topologię węzłów siatki zęba tnącego, a rysunek 11 odkształcenia zęba tnącego wynikające z analizy przeprowadzonej metodą elementów skończonych. Można zauważyć, że maksymalne odkształcenie wynosi 0,665 mm i występuje na ostrzu zęba tnącego.



Rys. 10. Topologia węzłów siatki



Rys. 11. Odkształcenie zespołu zęba tnącego i wspornika jego uchwytu

Na podstawie rysunku 12 można zauważyć, że największe naprężenie występuje w części chwytowej zęba tnącego pomiędzy jego uchwytem a łączeniem. Maksymalne naprężenie von Misesa wynosi 332 N/mm².



Rys. 12. Naprężenie zespołu zęba tnącego i wspornika jego uchwytu

5. WNIOSKI

Metoda elementów skończonych to analiza numeryczna stosowana do rozwiązywania problemów w różnych dziedzinach inżynierii. W inżynierii mechanicznej jest ona powszechnie używana do rozwiązywania problemów konstrukcyjnych, termicznych i związanych z wibracjami, a z uwagi na swoją numeryczną wszechstronność i skuteczność, metoda ta zdobywa popularność na rynku oprogramowania analizy inżynieryjnej, podczas gdy inne metody znalazły tylko niszowe zastosowania.

Metoda analiza elementów skończonych jest stosowana głównie w fazie opracowywania produktu w celu przeanalizowania projektu. Ostatecznym celem jej stosowania jako narzędzia projektowego jest zmiana standardowego powtarzającego się cyklu "projekt \rightarrow prototyp \rightarrow test" na proces uproszczony, w którym prototypy używane są do weryfikacji ostatecznego projektu, a nie jako narzędzia do projektowania.

Dzięki metodzie elementów skończonych wersje projektu przesuwają się z przestrzeni fizycznej prototypów i testowania do wirtualnej przestrzeni symulacji komputerowej.

Symulacja zachowania się zęba tnącego, mocowanego na czerpakach koparek wielonaczyniowych, za pomocą analizy elementów skończonych została oparta na wynikach wieloletnich badań przeprowadzonych w Katedrze Inżynierii Mechanicznej, Przemysłowej i Transportu, których celem była poprawa wydajności koparek wielonaczyniowych używanych w górnictwie odkrywkowym na terenie zagłębia Oltenia. Wyniki uzyskane z wykorzystaniem tej metody są zgodne z rezultatami otrzymanymi przy zastosowaniu metod analitycznych w badaniach naukowych tam prowadzonych:

- mocowanie zęba tnącego w uchwycie powoduje, że naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze części chwytowej zęba, uchwytu i łączenia;
- maksymalne odkształcenie występuje na ostrzu zęba tnącego;
- należy zaprojektować nowy uchwyt, który zapewni lepszą obudowę zęba tnącego, oraz przeprowadzić badania odkształceń i naprężeń w tej nowej konfiguracji, z wykorzystaniem symulacji i modelowania.

Literatura

- [1] Dimirache G., Zamfir V.: *Ingineria sistemelor mecanice*, Editura Focus, Petroşani 2002.
- [2] Iliaş N.: Maşini miniere, exemple de calcul, Editura Tehnică: Bucureşti 1993.
- [3] Andraş A., Andraş I., Tomuş O.B.: Optimization of geometric and strength parameters of teeth for bucket wheel excavator in view to increasing the cutting efficiency, 17th International Multidisciplinary Scientific GeoConference, SGEM 2017.
- [4] Akin J.E.: Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks, World Scientific, 2009.
- [5] Kurowski P.M.: Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation, SDC Publications, Mission, USA 2015.
- [6] Popescu F.D.: Aplicații industriale ale tehnicii de calcul, Editura AGIR, Bucureşti 2009.
- [7] Pop I.A., Itu R.B., Radu S.M.: Aplications of forces reduction in the calculation of technological mechanical loads transmited to the tower of a winding engine trough extraction pulley bearings, 16th GeoConference on Science and Technologies in Geology, Exploration and Mining SGEM 2016.
- [8] Ladányi G., Virág Z.: Examining the Bucket Wheel Excavator's Bucket After Renewal, "Annals of The University of Petroşani, Mechanical Engineering" 2016, 18: 93–98.
- [9] Nan M.S., Kovacs J., Popescu F.D.: Balance control by weighting and tensiometric measurements of bucket wheel excavators, "WSEAS Transactions On Systems And Control" 2008, 11, 3: 927–936.
- [10] Marian I.: Utilaje de încărcare şi transport minier, Editura Tehnică, Bucureşti 1991.
- [11] Radu S.M., Chmielarz W., Andras A.: *Mining Technological System's Performance Analysis*, "Annals of the University of Craiova for Journalism, Communication and Management" 2016, 2: 56–64.
- [12] Kovacs I., Iliaş N., Nan M.S.: Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura Universitas, Petroşani, 2000.
- [13] Nan M.S.: Parametrii procesului de excavare la excavatoarele cu rotor, Editura Universitas, Petroşani 2007.

mgr inż. ILDIKO KERTESZ BRINAS mgr inż. NARCIS IONEL REBEDEA mgr inż. ILIE LUCIAN OLTEAN Katedra Inżynierii Mechanicznej, Przemysłowej i Transportu Uniwersytet w Petroszanach 20 Universității, 332006 Petroszany, HD, Rumunia kerteszildiko@gmail.com

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.4.536.19

TOMASZ ROKITA

Breakdown of hoisting machine in mining shaft hoist installed in southern section of R-II shaft of KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG Rudna

This article applies to a one-of-its-kind case of the cracking of the main shaft of a hoisting machine that occurred in the southern section of the R-II shaft of KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna" in 2011. The mining shaft hoists installed in the R-II shaft are not only the basic extraction equipment in the Rudna mine but also throughout KGHM. The unscheduled standstill cases of these hoists generate huge losses for the mine. These reasons resulted in the necessity for the ad hoc repair of the damaged shaft and operational use of the hoist until a new shaft is completed and delivered. The article describes the works related to the preparation and execution of the repair of the shaft as well as the tests that were performed. The last stage was the preparation of the operational conditions of the shaft of the machine with the repaired shaft with limited kinematic parameters and under strict supervision until the execution of the new shaft.

Key words: mining shaft hoist, hoisting machine, main shaft, hoisting machine breakdowns

1. INTRODUCTION

The mining shaft hoists installed in the R-II shaft are intended for extracting excavated material in skips with a capacity of 33 Mg. After thirty years of intense operational use (since 1974), their comprehensive modernization was ordered. The hoisting machine in the southern section (S) of the R-II shaft was modernized in January of 2004, and the hoisting machine in the northern section (N) of the R-II was modernized in May of 2006. The modernization consisted of replacingthe mechanical part of the machines; that is, the main shaft, hoist drum, bearings, and brake system along with the control elements.

The machine is ready for automatic control and for manual control by the hoisting operator.

The characteristic data of the hoisting machine declared in the documentation is as follows:

- hoist drum diameter 5500 mm,
- nominal diameter of hoist ropes 50–54 mm,
- number of hoist ropes 4,

maximum static overweight 350 kN,
 maximum static force in the four hoist ropes 1200 kN,
 shearing force of the four hoist ropes 4 · 2130 kN,
 maximum speed of excavated material pulling 20 m/s.

The hoist drum of the hoisting machine is set on the main shaft supported by two rolling bearings on both sides of the hoist drum. The bearings are lubricated with oil (under pressure) in a closed system. On both of the free ends of the shaft, the rotors of the driving motors are set. The driving system of the hoisting machine consists of two separately excited PW-106 direct current motors with 3600 kW of power each and powered from DCA 600 series thyristor converters.

The break consists of four break bands with sixteen pairs of actuators (four in each band), and the control and power supply unit are composed of two hydraulic units (one of which is the reserve). The bearings of the main shaft, break bands, stators of the driving motors, and equipment for machining the rope grooves are set on the steel hoist tower structure.

This machine in the mechanical part consists of a main shaft set on two rolling bearings, a hoist drum ready for cooperation with four load-bearing hoist ropes, a break acting on two brake discs composed of four bands withfour installed pairs of hydraulically restored brake actuators controlled with a doubleunit control and power supply set, two driving motors, and equipment for machining the rope grooves.

The pulse transmitters connected to the main shaft are used to supervise and control the operation of the machine; i.e.:

- a pulse generator installed on one side of the shaft,
- a tach generator with a pulse generator are set on the other side of the shaft.

The pulse generator driven from the axle of the shaft rope roller pulleys is used to control the travel of the vessels of the shaft hoist.

Both hydraulic units of the control and power supply unit of the break are located at the level of the hoisting machine. Figure 1 presents the view of the machine in the (S) section after modernization.



Fig. 1. View ofhoisting machine in section (S) of R-II shaft after modernization in 2004 [1]

On April 17, 2011, the operators of the hoist noticed damage in the shaft of the hoisting machine in the southern section in the area of the passage of the shaft in the flange used to connect with the hoist drum on the eastern side.

A crack as well as chips of the material in some places were visible along about half of the circumference of the shaft. The nature of the damage indicated fatigue crack (Figs. 2 and 3).

Due to the possibility of accessing the place of the damage only from the side of the shaft bearing (eastern), an accurate assessment of the damage was possible only after dismantling the hoist drum and completing specialized inspections with visual and magnetic particle methods. These inspections were done on April 17, 2011, by an expert from Autorytet Spółka z o.o. [2]



Fig. 2. Cracks in circumference with crushing [1]



Fig. 3. Cracks oncircumference andradial cracks [1]

On the basis of the inspections, Figure 4 was drawn up with the discovered damages marked.



Fig. 4. Side disc of hoist drum of hoisting machine in southern section (eastern side) with cracks marked (red) [2]

The inspection resulted in the following conclusions:

- a crack on the circumference ~ 1000 mm long in the axial direction (in parallel to the axle of the shaft) through the material,
- a crack with some crushing of the material ~ 460 mm long in the axial direction through the material,
- two radial cracks (perpendicular to the axle of the shaft) from the circumference ~ 100 mm long and ~ 60 mm between the Bolts 1 and 2.

The found damages did not allow for the further operational use of the hoisting machine. The consequence of the above inspections was the decision of the Director of the Mining Office to the Power and Mechanical Equipment Test Inspections to stop the operation of the mining plant in the part related to the mining shaft hoist installed in the southern section of the R-II shaft O/ZG Rudna [3].

2. CONCEPT OF REPAIR OF SHAFT

The decision was made to repair the cracked shaft by welding in accordance with the technology developed by the Institute of Welding in Gliwice and agreed with by ZG Rudna [4]. Due to the vast loss of the material of the flange, the preparation of a weld groove was necessary; that is, the execution of the appropriate undercuts (geometry) of the connected elements (Fig. 5). After the appropriate preparation of the edges of the weld groove, penetration tests were conducted (to detect any cracks).



Fig. 5. The repair. Preparation of weld groove with view on depth of flange and size of crack [1]

The area around the site of the repair was isolated and then heated up to a temperature of ca. 100°C with an electric heating unit and heating mats ata rate of about 25°C/h. After stabilizing the temperature on the shaft and the flange, the welding work was started while at the same time continuously recording the temperature of the elements neighboring the site of the welding (Fig. 6). Special attention was paid to maintaining the difference of the temperatures of the elements of the bearing supporting the shaft within the proper range [5–7].



Fig. 6. Area around place of welding was isolated and then heated up with electric heating unit and heating mats. Heating speed was about 25°C/h [1]

To protect the rolling bearing against possible damage as a result of thermal expansion, the bearing case was heated up so that the temperature difference between the internal and external races would not exceed 15°C.

Due to the fact that the material of the shaft is made of steel with highly difficult weldability (as well as considering the scope of the damage), the welding process was done in two stages. First, the buffer layer was done on the side of the shaft and of the flange. Then, the surface of the buffer layer was properly smoothened by grinding, and the weld groove was started in accordance with the prepared instruction (Fig. 7). Figure 8 presents a view of the part of the shaft in the area of the crack after applying the buffer layer.

The next stage was connecting the flange to the shaft (closing the weld). An ENiCrFe-3 wire was used as a binder according to AWS A 5.11. After connecting the flange with the shaft, the whole weld groove was filled in along with the machining allowance (Fig. 9).

In each stage of the welding work, penetration tests were executed. If cracks were detected, the material was ground to remove them, with the welding work being continued only afterwards. The additional materials used for the welding were selected so as to enable the execution of the weld of the difficultfor-welding shaft material and obtain the properties of the weld deposit as close to the properties of the native material of the shaft as possible. The welding work related to the repair of the shaft was executed uninterruptedly (day and night) for about a week.



Fig. 7. Order of execution of welding work: buffer layer and filler layer [4]



Fig. 8. View of shaft after applying buffer layer [1]



Fig. 9. Machining of shaft after welding to render proper curvature radius for part of shaft [1]

3. INSPECTION OF MACHINE SHAFT AFTER REPAIR

After the repair, an inspection of the machine shaft was conducted in order to confirm the readiness of the repaired shaft for further operational use. The inspection was executed by experts from Autorytet Spółka z o.o. [8, 9] (a non-destructive inspection of the shaft) and by employees of the Rope Transport Department (Katedra Transportu Linowego) of AGH University of Science and Technology in Krakow (the stress tests), among others. The extensionetric tests of the stresses executed by KTL-AGH University of Science and Technology in the cylindrical part of the shaft and in the flange connecting it to the hoist drum as well as the thermovision tests of the repaired part of the shaft were to confirm the lack of stress accumulation in the part of the shaft where the repair was done.

The purpose of the performed measurements of temperature distribution in the machine shaft in the area of the passage to the flange used to connect the shaft to the hoist drum [10] was to determine any changes in the temperature in this spot. An FLIR P660 thermovision camera with a tripod was used for the inspection. The recorded results of the inspection were compared with the results recorded for the same machine on October 23, 2010; that is, before the breakdown [11]. Figure 10 shows the sample thermogram of the part of the drive shaft and of the disk of the drive wheel.



Fig. 10. Thermogram of part of drive shaft and of disk of drive wheel from southeastern side ("rain" pallet) [10]

The thermovision measurements showed a lack of significant temperature differences of the analyzed driving structure (the shaft – the hoist drum). No major

differences were recorded against the measurements before the breakdown. The average temperatures of the shaft in both measurements differed due to the differences in the ambient temperature during the measurements. For this reason, the differences in the temperatures were more important at the passage from the cylinder part of the shaft to the flange to the connection with the hoist drum. The temperature difference was about 5.3°C. One should remember that the measurements could be burdened with measurement uncertainty resulting from the different emissivity factors for the different examined structures, flow of warm and cold masses of air forced by the fans of the motors, vibrations of the tower that may have negatively affected the thermovision camera, effect of the reflection of radiation from other sources of heat, etc.

Both extensionetric and thermovision inspections showed the lack of a clear increase in the concentration of local stresses (the notch effect) in the examined area of the shaft after its repair.

4. PARAMETERS OF OPERATION OF MACHINE WITH REPAIRED SHAFT

After finding that the shaft after the repair did not show clear defects, documentation of the parameters of operation of the machine with the repaired shaft was started until the time of execution of the new shaft.

The shaft was made of E335 steel with the following values of strength properties:

- yield point $R_{el} = 280 \text{ N/mm}^2$,
- temporary tensile strength $R_m = 590 \text{ N/mm}^2$,

- limit substitute allowed stress

taking into consideration

permanent fatigue strength $R_{limit} = 50 \text{ N/mm}^2$.

The damage of the cross section was found in the place of the base of the eastern flange of the shaft, with the two halves of the side disk of the hoist drum fixed with three rows of bolts. In the strength calculations of the shaft [12], it is the cross section with the diameter of $\phi 685$ mm with the following coefficients: bending strength $W_g = 31,555,249$ mm³; torsion strength $W_s = 63,110,498$ mm³. The maximum calculated accident stresses for the given case of load are as follows (respectively):

 normal load 	$\sigma_e = 30.87 /\mathrm{mm^2}$

- exceptional load $\sigma_e = 179.96 \,/\text{mm}^2$.

It was assumed, however, that the completed repair of the damaged cross section of the shaft cancause a decrease in the general load capacity of the shaft of an estimated value of ca. 30%. Therefore, the reduction of the technical parameters of the operation of the hoisting machine after the repair was proposed up to the following values:

_	actual usable	mass	25,000	kg
---	---------------	------	--------	----

-	extraction	speed	12 1	m/s
---	------------	-------	------	-----

- travel acceleration and delay 0.5 m/s^2 .

For such assumed parameters, the strength calculations of the shaft were done, achieving the following maximum calculated accident stresses for normal load $\sigma_e = 21.20 \text{ N/mm}^2$. Exceptional load causes stress of an unchanged value against the condition before the repair. The reduction of the values of the operational parameters of the machine will cause the reduction of stress in the repaired cross section by 9.67 N/mm²; i.e., by 31.32%. The limitations of the travel parameters of the hoisting machine (in particular, acceleration and delay to a value of 0.5 m/s²) will cause a major limitation in the value of the dynamic moment, which is decisive for the fatigue process of the structural elements of the machine.

The strength analysis of the shaft submitted by the producer of the shaft, drafted up with the finite element method (FEM) with the assumed operational parameters of the hoisting machine after the repair of the shaft also showed the acceptable level of stresses, confirming the results of the traditional strength calculations. The reduced values of the proposed operational parameters after the repair of the shaft resulted in ca. 40% reduction in the maximum value of the moment from the overweight in the condition of acceleration of the travel of the machine; i.e., from 1766 kNm to 1046 kNm. It was the significant reduction of the load with the moment of the flange of the shaft in the situation when the load-bearing cross section of the base of the flange of the shaft was damaged. The consequence of the reduction of the operational parameters of the hoisting machine also came in the form of an increase in the strength excess of the connection of the flange of the shaft with the side disk of the hoist drum from a value of 5.62 to 9.49.

It was found that the repair had not caused the material notch that may develop in the case of a significant difference in the hardness in a small area of the element. It is another premise proving that, after the repair and limitation of the load, the further operational use of the shaft is possible.

Considering:

- the assessment of correctness of the technology and execution of the repair of the shaft;
- the estimated assessment of load-bearing capacity of the executed connection;
- the results of the classic strength calculations of the shaft;
- the strength analysis of the shaft provided with the FEM method.

In reference to the above considerations, the decision was made on allowing for the time-limited (up to six months after the time of repair) operational use of the hoisting machine with limited travel parameters until the execution of the new shaft. The internal cross section of the base of the flange of the shaft (where the crack probably started) was invisible from the inside of the hoist drum, as it was covered by the (eastern) side disc of the hoist drum. For this reason, after arrangement with the designer of the shaft, for the inspection of this cross section, three openings were executed in each half of the side disk of the hoist drum to enable a visual or technical inspection of this cross section. The visual inspection of the cross section of the base of the flange of the shaft from the eastern bearing side was fully possible all the time. Due to the accessibility, this cross section could be inspected with the available technical methods.

Control arrangements:

- continuous visual inspection of a properly prepared employee of the area of the shaft of the hoisting machine between the case of the eastern bearing and the flange of the shaft was recommended; this inspection was important due to the fact that the operators do not have visual contact with the machines in the tower of the R-II shaft;
- after each shift, visual inspection of the repaired cross section should be done by entering the interior of the hoist drum through the openings and providing good lighting; the inspection should also cover the western flange of the shaft;
- in the first three weeks of the operation of the machine after the repair, inspections should be done as often as possible, minimum after each shift, as well as during the technological stopping of the hoisting machine;
- after three weeks of operation of the machine, the inspections of the repaired cross section should be conducted once per shift;

 the revisions of the area of the repaired shaft should be conducted following the effective regulations of safety of work.

5. SUMMARY AND CONCLUSIONS

As a result of the breakdown, the R-II mining shaft hoist in the southern section was out of operation for 27 days (April 17, 2011, through May 13, 2011). The hoisting machine was operated during the next 118 days (until September 8, 2011) with limited travel parameters (ca. 54% of the nominal capacity). From September 8, 2011, until September 16, 2011, the shaft was replaced with a new one with a different design.

The breakdown related to the crack of the flange of the shaft caused the total losses in the extraction of copper ore estimated (according to the ZG Rudna data) at 43, 240 skips (1,362,060 Mg). Additionally, due to the emergency stopping of the R-II S mining shaft hoist, changes were necessary in the logistics of deliveries of ore to O/ZWR Rejon Polkowice i Rudna. One should remember that the losses would be significantly higher had the repair of the shaft of the hoisting machine in the southern section of the R-II shaft not been successfully provided.

References

- Opinion on inspections and assessment of the emergency repair of the shaft along with statement of the technical parameters of further operational use of the hoisting machine 4L-5500/2×3600 in the R-II shaft in the southern section KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna" Drawn up by the team headed by dr hab. inż. Marian Wójcik, prof. AGH, Krakow, 11 May 2011.
- [2] Inspection results no. 114/11/N/Ł of 17.04.2011. Zespół Rzeczoznawców Urządzeń Technicznych "Autorytet" Sp. z o.o., Polkowice, ul. Kopalniana 1.
- [3] Decision of Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych, ref. UGB/0232/0001/11/01520/Sz. 2011.
- [4] Welding repair guidelines for the crack in the flange of the main shaft of the hoisting machine in the R-II shaft in the southern section in O/ZG "Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. Instytut Spawalnictwa, Gliwice 2011.
- [5] Description of the technology of heating up for welding of the machine shaft. Firma LMS s.c. T. Macioła i K. Scheithauer, Chorzów, ul. Wieniawskiego 18, 2011.
- [6] Report from the repair by welding of the crack at the flange of the main shaft of the hoisting machine in the R-II shaft in the southern section in O/ZG "Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. along with the Welding Guide W/P/Z/11 and Material Attestations. Warexim Przedsiębiorstwo Wielobranżowe Aleksander Warsz, 44-114 Gliwice, ul. Czajki 11/38, 2011.
- [7] Shaft heating up technology. Firma LMS s.c. T. Macioła i K. Scheithauer, Chorzów, ul. Wieniawskiego 18, 2011.

- [8] Inspection results no. 138/11/N/Ł. Ultrasonic tests of the shaft of the hoisting machine 4L-5500/2×3600 in the R-II shaft in the southern section. "Autorytet", Polkowice, 10.05.2011.
- Inspection results no. 139/11/N/Ł Non-destructive inspections of the shaft of the hoisting machine 4L-5500/2×3600 in the R-II shaft in the southern section. "Autorytet", Polkowice, 10.05.2011.
- [10] Extensometric measurements of stresses in the design of the drive wheels along with the analysis of results in the hoisting machines of mining hoist units in the R-II shaft KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG "Rudna". Katedra Transportu Linowego AGH, Krakow, June 2010.
- [11] Inspections and assessment of the drive wheel in the hoisting machines of the mining hoisting units in the R-II shaft KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG "Rudna". Katedra Transportu Linowego AGH, Kraków, October 2010.
- [12] Documentation with the application for approval of operational use of the hoisting machine 4L-5500/2×3600 by ABB, the R-II shaft, the southern and northern sections, KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna", no. 3BPC001189D0144, vol. 1 and 2.

TOMASZ ROKITA, Ph.D., Eng. Department of Rope Transport Faculty of Mechanical Engineering and Robotics AGH University of Science and Technology al. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland rokitom@agh.edu.pl TOMASZ ROKITA

Awaria maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego zainstalowanego w przedziale południowym szybu R-II KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG Rudna

Niniejszy artykuł dotyczy bezprecedensowego przypadku częściowego pęknięcia wału głównego maszyny wyciągowej, jaki miał miejsce w przedziale południowym szybu R-II KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna" w 2011 r. Górnicze wyciągi szybowe zainstalowane w szybie R-II są podstawowymi urządzeniami wydobywczymi nie tylko w kopalni Rudna, ale i w całym KGHM. Nieplanowane postoje tych wyciągów generują milionowe straty dla kopalni. Powody te zdecydowały o konieczności doraźnej naprawy uszkodzonego wału i eksploatacji wyciągu do czasu wykonania i dostarczenia nowego wału.

W artykule opisano prace związane z przygotowaniem i wykonaniem naprawy wału oraz badania przeprowadzone po naprawie. Ostatnim etapem prac było opracowanie warunków eksploatacji wału maszyny z naprawionym wałem z ograniczonymi parametrami kinematycznymi i pod ścisłym nadzorem obsługi do czasu wykonania nowego wału.

Słowa kluczowe: górniczy wyciąg szybowy, wał główny, awarie maszyn wyciągowych

1. WPROWADZENIE

Górnicze wyciągi szybowe zabudowane w szybie R-II przeznaczone są do ciągnienia urobku w skipach o udźwigu 33 Mg. Po trzydziestu latach intensywnej eksploatacji (od 1974 r.) przystąpiono do ich kompleksowej modernizacji. Maszynę wyciągową w przedziale południowym (S) szybu R-II zmodernizowano w styczniu 2004 r, a maszynę wyciągową w przedziale północnym (N) R-II w maju 2006 r. Modernizacja polegała na wymianie części mechanicznej maszyn tzn. wału głównego, linopędni, łożysk i układ hamulców wraz ze sterowaniem.

Maszyna przystosowana jest do sterowana automatycznego oraz sterowania ręcznego przez maszynistę wyciągowego.

Dane charakterystyczne maszyny wyciągowej deklarowane w dokumentacji:

_	średnica linopędni	5500 mm,
_	nominalna średnica lin nośnych	50–54 mm,
_	liczba lin nośnych	4,
_	maksymalna nadwaga statyczna	350 kN,

_	maksymalna siła statyczna	
	w czterech linach nośnych	1200 kN,
_	siła zrywająca cztery liny nośne	$4\cdot2130$ kN,
_	maksymalna prędkość	
	ciągnienia urobku	20 m/s.

Linopędnia maszyny wyciągowej osadzona jest na wale głównym spoczywającym w dwóch łożyskach tocznych po obu jej stronach. Łożyska smarowane są olejem, ciśnieniowo w obiegu zamkniętym. Na obydwu swobodnych końcach wału nałożone są wirniki silników napędowych. Napęd maszyny wyciągowej stanowią dwa obcowzbudne silniki prądu stałego PW-106 o mocy 3600 kW każdy, zasilane z przekształtników tyrystorowych serii DCA 600.

Hamulec składa się z czterech stojaków hamulcowych z szesnastoma parami siłowników (po cztery na każdym ze stojaków) i zespołu sterowniczo-zasilającego składającego się z dwóch agregatów hydraulicznych, z których jeden stanowi rezerwę. Łożyska wału głównego, stojaki hamulcowe, stojany silników napędowych i urządzenie do obróbki rowków linowych posadowione są na stalowej konstrukcji wieży wyciągowej. Maszyna wyciągowa w części mechanicznej składa się z wału głównego spoczywającego w dwóch łożyskach tocznych, linopędni dostosowanej do współpracy z czterema linami wyciągowymi nośnymi, hamulca oddziałującego na dwie tarcze hamulcowe, składającego się z czterech stojaków, na których zamocowane są po cztery pary hydraulicznie odwodzonych siłowników hamulcowych sterowanych dwuagregatowym zespołem sterowniczo-zasilającym, dwóch silników napędowych oraz urządzenia do obróbki rowków linowych.

Do nadzorowania i kontroli ruchu maszyny zastosowane są nadajniki impulsów połączone z wałem głównym, tj.:

- pulsogenerator zabudowany z jednej strony wału,
- tachoprądnica z pulsogeneratorem zabudowane z drugiej strony wału.

Natomiast do kontrolowania ruchu naczyń wyciągu szybowego zastosowano pulsogenerator napędzany od osi wału kół linowych odciskowych.

Oba agregaty hydrauliczne zespołu sterowniczozasilającego hamulca usytuowane są na poziomie maszyny wyciągowej. Na rysunku 1 zamieszczono widok maszyny w przedziale (*S*) po modernizacji.



Rys. 1. Widok maszyny wyciągowej w przedziale (S) szybu R-II po modernizacji w 2004 r. [1]

W dniu 17.04.2011 r. obsługa wyciągu zaobserwowała uszkodzenie wału maszyny wyciągowej w przedziale południowym w rejonie przejścia wału w kołnierz służący do połączenia z linopędnią po stronie wschodniej.

Pęknięcie, jak również miejscami odpryski materiału, były widoczne na długości około połowy obwodu wału. Charakter uszkodzenia wskazywał na pęknięcie zmęczeniowe (rys. 2 i 3).

Ze względu na możliwość dostępu do miejsca uszkodzenia jedynie od strony łożyska wału (wschodniej) dokładna ocena uszkodzenia była możliwa dopiero po demontażu linopędni i wykonaniu specjalistycznych badań metodą wizualną i magnetyczno-proszkową. Badania te zostały wykonane w dniu 17.04.2011 r. przez rzeczoznawcę z firmy Autorytet Spółka z o.o. [2].



Rys. 2. Pęknięcia po obwodzie z wykruszeniem [1]



Rys. 3. Pęknięcia po obwodzie oraz pęknięcia promieniowe [1]

Na podstawie wykonanych badań sporządzono między innymi rysunek 4 z zaznaczeniem rozpoznanych uszkodzeń.



Rys. 4. Tarcza boczna linopędni maszyny wyciągowej w przedziale południowym (od strony wschodniej) z zaznaczonymi pęknięciami (kolor czerwony) [2]

W wyniku badania stwierdzono:

- pęknięcie po obwodzie o długości ~1000 mm w kierunku osiowym (równolegle do osi wału) na wskroś materiału;
- pęknięcie z wykruszeniem materiału o długości ~460 mm w kierunku osiowym na wskroś materiału;
- dwa pęknięcia promieniowe (prostopadle do osi wału) od obwodowego o długości ~100 mm i ~60 mm pomiędzy śrubami nr 1 i 2.

Stwierdzone uszkodzenia nie pozwalały na dalszą eksploatację maszyny wyciągowej. Konsekwencją ww. badań była Decyzja Dyrektora Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych wstrzymująca ruch zakładu górniczego w części dotyczącej górniczego wyciągu szybowego zainstalowanego w przedziale południowym szybu R-II O/ZG Rudna [3].

2. KONCEPCJA NAPRAWY WAŁU

Naprawę pękniętego wału zdecydowano się wykonać metodą spawania według technologii opracowanej przez Instytut Spawalnictwa w Gliwicach i uzgodnionej z ZG Rudna [4]. Z uwagi na rozległy ubytek materiału kołnierza konieczne było przygotowanie rowka spawalniczego, czyli wykonanie odpowiednich podcięć (geometrii) elementów łączonych (rys. 5). Po przygotowaniu brzegów rowka spawalniczego przeprowadzono badania penetracyjne (pod kątem wykrycia ewentualnych pęknięć).



Rys. 5. Przebieg naprawy. Przygotowanie rowka spawalniczego z uwagi na grubość kołnierza i wielkość pęknięcia [1]

Obszar wokół miejsca naprawy został odizolowany, a następnie podgrzany do temperatury około 100°C za pomocą nagrzewarki oporowej oraz mat grzewczych z szybkością około 25°C na godzinę. Po ustabilizowaniu się temperatury na wale i kołnierzu przystąpiono do wykonywania prac spawalniczych, jednocześnie prowadząc ciągłą rejestrację temperatury elementów sąsiadujących z miejscem spawania (rys. 6). Szczególną uwagę zwracano na utrzymanie w odpowiednim zakresie różnicy temperatur elementów łożyska podtrzymującego wał [5–7].

Aby uchronić łożysko toczne przed możliwym uszkodzeniem wskutek rozszerzalności cieplnej podgrzewano obudowę łożyska tak, aby różnica temperatury między bieżnią wewnętrzną i zewnętrzną nie przekroczyła 15°C.



Rys. 6. Obszar wokół miejsca spawania został odizolowany, a następnie podgrzany za pomocą nagrzewarki oporowej oraz mat grzewczych; prędkość nagrzewania wynosiła około 25°C na godzinę [1]

Ze względu na to, że materiał, z którego wykonano wał, należy do stali trudno spawalnych, a także z uwagi na rozmiar uszkodzenia proces spawania przeprowadzano dwuetapowo. W pierwszej kolejności wykonano warstwę buforową od strony wału oraz kołnierza. Następnie odpowiednio wyrównano powierzchnię warstwy buforowej za pomocą szlifowania oraz przystąpiono do wypełniania rowka spawalniczego zgodnie z przygotowaną wcześniej instrukcją (rys. 7). Na rysunku 8 przedstawiono widok fragmentu wału w rejonie pęknięcia po nałożeniu warstwy buforowej.

Kolejnym etapem było łączenie kołnierza z wałem (zamykanie spoiny). Jako spoiwo wykorzystano drut ENiCrFe-3 według AWS A 5.11. Po połączeniu kołnierza z wałem wypełniono cały rowek spawalniczy oraz nałożono naddatek na obróbkę skrawaniem (rys. 9).

Na każdym etapie prac spawalniczych były wykonywane badania penetracyjne. W przypadku wykrycia pęknięć materiał szlifowano aż do ich usunięcia, a dopiero potem kontynuowano prace spawalnicze. Materiały dodatkowe zastosowane do spawania zostały dobrane w taki sposób, aby umożliwić wykonanie połączenia trudno spawalnego materiału, z którego wykonano wał, oraz aby uzyskać własności stopiwa jak najbardziej zbliżone do własności materiału rodzimego wału. Prace spawalnicze związane z naprawą wału były wykonywane bez przerwy (dzień i noc) przez mniej więcej tydzień.



Rys. 7. Kolejność wykonywania prac spawalniczych: warstwy buforowej i warstwy wypełniającej [4]



Rys. 8. Widok wału po nałożeniu warstwy buforowej [1]



Rys. 9. Obróbka wału po spawaniu w celu nadania fragmentowi wału odpowiedniego promienia krzywizny [1]

3. BADANIA WAŁU MASZYNY PO WYKONANEJ NAPRAWIE

Po wykonaniu naprawy przeprowadzono badania wału maszyny w celu potwierdzenia gotowości naprawionego wału do dalszej eksploatacji. Badania wykonywane były między innymi przez rzeczoznawców z firmy Autorytet Spółka z o.o. [8, 9] (badania nieniszczące wału) oraz pracowników Katedry Transportu Linowego AGH w Krakowie (badania naprężeń). Wykonane przez KTL-AGH badania tensometryczne naprężeń w części cylindrycznej wału oraz w kołnierzu łączącym go z linopędnią oraz badania termowizyjne naprawionego fragmentu wału [10] miały stwierdzić brak kumulowania się naprężeń w częściach wału objętych naprawą.

Z kolei celem wykonywanych pomiarów rozkładu temperatury na wale maszyny w rejonie przejścia w kołnierz służący do łączenia wału z linopędnią było określenie zmian temperatury w tym węźle. Do badań wykorzystano kamerę termowizyjną FLIR P660 wraz ze statywem. Zarejestrowane wyniki badań porównano z wynikami zarejestrowanymi na tej samej maszynie 23 października 2010 r., a więc jeszcze przed awarią [11]. Na rysunku 10 pokazano przykładowy termogram fragmentu wału napędowego i tarczy koła pędnego.



Rys. 10. Termogram fragmentu wału napędowego i tarczy koła pędnego od strony południowo-wschodniej (paleta "rain") [10]

Pomiary termowizyjne wskazały na brak istotnie dużych różnic temperaturowych badanej struktury napędowej (wał – linopędnia). W odniesieniu do wyników pomiarów sprzed awarii też nie zanotowano większych różnic. Średnie temperatury wału obu pomiarów różniły się z powodu różnic w temperaturze otoczenia podczas wykonywania pomiarów. Dlatego ważniejsze były różnice temperatur przy przejściu z części walcowej wału w kołnierz do połączenia z linopędnią. Różnica temperatur wynosiła około 5,3°C. Należy mieć na uwadze to, że pomiary mogły być obarczone niepewnością pomiarową wynikającą między innymi z różnych współczynników emisyjności dla różnych badanych struktur, przepływem ciepłych i zimnych mas powietrza wymuszonym przez wentylatory silników, drganiami wieży mogącymi wpływać niekorzystnie na kamerę termowizyjną, wpływem odbicia promieniowania pochodzącego od innych źródeł ciepła itp.

Zarówno badania tensometryczne, jak i termowizyjne wskazały brak wyraźnego zwiększenia koncentracji naprężeń lokalnych (wpływu karbu) w badanym rejonie wału po jego naprawie.

4. PARAMETRY PRACY MASZYNY Z NAPRAWIONYM WAŁEM

Po stwierdzeniu, że wał po naprawie nie wykazuje wyraźnych usterek, przystąpiono do opracowania parametrów pracy maszyny z naprawionym wałem do chwili wykonania nowego wału.

Wał wykonano ze stali E335 o następujących parametrach własności wytrzymałościowych:

_	granica plastyczności	$R_{el} = 280 \text{ N/mm}^2,$
_	doraźna wytrzymałość	

na rozciąganie $R_m = 590 \text{ N/mm}^2$, – graniczne zastępcze naprężenie dopuszczalne uwzględniające trwałą wytrzymałość zmęczeniową $R_{limit} = 50 \text{ N/mm}^2$.

Stwierdzono, że uszkodzenie przekroju nastąpiło w miejscu nasady kołnierza wschodniego wału, do którego trzema rzędami śrub mocowane są dwie połówki tarczy bocznej linopędni. W obliczeniach wytrzymałościowych wału [12] jest to przekrój o średnicy $\phi 685 \text{ mm o wskaźnikach: wytrzymałości na$ $zginanie <math>W_g = 31555249 \text{ mm}^3$, na skręcanie $W_s =$ $= 63110498 \text{ mm}^3$. Maksymalne obliczeniowe naprężenia zredukowane dla danego przypadku obciążenia wynoszą odpowiednio:

 obciążenia w warunkach 	
eksploatacyjnych	$\sigma_e = 30,87 \text{ N/mm}^2,$
 obciążenia wyjątkowe 	
w warunkach awaryjnych	$\sigma_e = 179,96 \text{ N/mm}^2$.

Założono, że wykonana naprawa uszkodzonego przekroju wału może jednak spowodować spadek ogólnej nośności wału o szacunkową wartość około 30%. Dlatego też zaproponowano zmniejszenie parametrów ruchowych pracy maszyny wyciągowej po naprawie do wartości:

-	masa	użyteczna	rzeczywista	25 000 k	ſg,
---	------	-----------	-------------	----------	-----

- prędkość dla wydobycia
 12 m/s,
- przyspieszenie
 i opóźnienie ruchowe
 0,5 m/s².

Po przyjęciu powyższych parametrów wykonano obliczenia wytrzymałościowe wału, uzyskując następujące maksymalne obliczeniowe naprężenia wypadkowe dla obciążenia w warunkach eksploatacyjnych $\sigma_e = 21,20 \text{ N/mm}^2$. Obciążenie wyjątkowe w warunkach awaryjnych wywołuje naprężenie o niezmienionej wartości w stosunku do stanu przed naprawą. Zmniejszenie wartości parametrów pracy maszyny spowoduje zmniejszenie naprężenia w przekroju naprawianym o 9,67 N/mm², tj. o 31,32%. Ograniczenie parametrów ruchowych maszyny wyciągowej, a szczególnie przyspieszenia i opóźnienia do wartości 0,5 m/s² spowoduje znaczne ograniczenie wartości momentu dynamicznego, który ma decydujący wpływ na proces zmęczenia elementów konstrukcyjnych maszyny.

Przedłożona przez firmę projektującą wał analiza wytrzymałościowa wału, wykonana metodą elementów skończonych (MES), przy założonych parametrach pracy maszyny wyciągowej po naprawie wału wykazała również akceptowalny poziom naprężeń, potwierdzając wyniki tradycyjnych obliczeń wytrzymałościowych. Obniżone wartości proponowanych parametrów ruchowych po naprawie wału skutkowały obniżeniem o około 40% maksymalnych wartości momentu pochodzacego od nadwagi w stanie przyspieszenia ruchu maszyny, tj. z 1766 kNm do 1046 kNm. Było to istotne zmniejszenie obciążenia momentem kołnierza wału, w sytuacji kiedy uszkodzeniu uległ przekrój nośny podstawy kołnierza wału. Konsekwencją zmniejszenia parametrów ruchowych maszyny wyciągowej było również zwiększenie nadmiaru wytrzymałościowego śrubowego połączenia kołnierza wału z tarczą boczną linopędni z wartości 5,62 do 9,49.

Stwierdzono, że wykonana naprawa nie spowodowała powstania karbu materiałowego, który może nastąpić w przypadku znacznej różnicy twardości na niewielkim obszarze elementu. Jest to kolejna przesłanka świadcząca o tym, że po naprawie i ograniczeniu obciążenia dalsza eksploatacja wału jest możliwa.

Wzięto pod uwagę:

- ocenę poprawności technologii i wykonania naprawy wału,
- szacunkową ocenę nośności wykonanego połączenia,
- wyniki klasycznych obliczeń wytrzymałościowych wału,
- analizę wytrzymałościową wału wykonaną metodą elementów skończonych.

W związku z powyższym podjęto decyzję zezwalającą na ograniczoną czasowo (do sześciu miesięcy od chwili przeprowadzenia naprawy) eksploatację maszyny wyciągowej przy ograniczonych parametrach ruchu do momentu wykonania nowego wału. Wewnętrzny przekrój nasady kołnierza wału, gdzie prawdopodobnie rozpoczęło się pęknięcie, był niewidoczny od wewnątrz linopędni, ponieważ zasłaniała go tarcza boczna (wschodnia) linopędni. Dlatego, w celu kontroli tego przekroju, po uzgodnieniu z konstruktorem wału wykonano w każdej połówce tarczy bocznej linopędni po trzy otwory pozwalające wzrokowo lub dostępną technicznie metodą kontrolować ten przekrój. Wizualna kontrola przekroju nasady kołnierza wału od strony łożyska wschodniego była cały czas w pełni możliwa. Przekrój ten można było kontrolować dostępnymi technicznie metodami.

Ustalenia dotyczące kontroli:

- zalecono ciągłą kontrolę wzrokową odpowiednio przygotowanego pracownika, rejonu wału maszyny wyciągowej pomiędzy obudową łożyska wschodniego a kołnierzem wału; była ona istotna ze względu na to, że maszyniści nie widzą maszyn na wieży szybu R-II;
- po każdej zmianie, po wejściu do wnętrza linopędni przy dobrym oświetleniu przez wykonane otwory, zalecono kontrolować wzrokowo stan naprawianego przekroju; kontroli powinien zostać poddany także kołnierz zachodni wału;
- przez okres pierwszych trzech tygodni pracy maszyny po naprawie zalecono, aby kontrole były wykonywane możliwie często – minimum po każdej zmianie, a również podczas technologicznych zatrzymań maszyny wyciągowej;

- po trzech tygodniach pracy maszyny zalecono przeprowadzanie kontroli naprawianego przekroju raz na zmianę;
- rewizje rejonu naprawianego wału powinny być przeprowadzane z zastosowaniem obowiązujących przepisów bezpieczeństwa pracy.

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W wyniku zaistniałej awarii górniczy wyciąg szybowy R-II w przedziale południowym był wyłączony z eksploatacji przez dwadzieścia siedem dni (od 17.04.2011 r. do 13.05.2011 r.). Przez kolejne sto osiemnaście dni (do 08.09.2011 r.) wyciąg był eksploatowany przy ograniczonych parametrach ruchowych (do około 54% swojej nominalnej wydajności). W dniach od 08.09.2011 r. do 16.09.2011 r. przeprowadzono wymianę wału na nowy o zmienionej konstrukcji.

Awaria związana z pęknięciem kołnierza wału spowodowała łączne straty w wydobyciu rudy miedzi oszacowane (według danych z ZG Rudna) na 43 240 skipów (1 362 060 Mg). Dodatkowo w związku z awaryjnym zatrzymaniem górniczego wyciągu szybowego R-II S konieczne były zmiany w logistyce dostaw rudy do O/ZWR Rejon Polkowice i Rudna. Należy zwrócić uwagę, że gdyby nie pomyślnie przeprowadzona naprawa wału maszyny wyciągowej przedziału południowego szybu R-II, powstałe straty byłyby znacznie większe.

Literatura

- [1] Opinia dotycząca badań i oceny awaryjnej naprawy wału wraz z określeniem parametrów technicznych dalszej eksploatacji maszyny wyciągowej 4L-5500/2×3600 szybu R-II przedział południowy KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna" oprac. zespół pod kierunkiem dr hab. inż. Mariana Wójcika, prof. AGH, Kraków, 11 maja 2011 r.
- [2] Wyniki badania Nr 114/11/N/Ł z dn. 17.04.2011 r., oprac. Zespół Rzeczoznawców Urządzeń Technicznych "Autorytet" Sp. z o.o., Polkowice, ul. Kopalniana 1.
- [3] Decyzja Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych L. dz. UGB/0232/0001/11/ 01520/Sz.
- [4] Wytyczne naprawy za pomocą spawania pęknięcia na kołnierzu wału głównego maszyny wyciągowej szybu R-II przedział południowy w O/ZG "Rudna" KGHM Polska Miedź S.A., Instytut Spawalnictwa, Gliwice.
- [5] Opis technologii podgrzewania do spawania wału maszyny Firma LMS s.c. T. Macioła i K. Scheithauer, Chorzów, ul. Wieniawskiego 18.
- [6] Sprawozdanie z naprawy za pomocą spawania pęknięcia znajdującego się na kołnierzu wału głównego maszyny wyciągowej szybu R-II przedział południowy w O/ZG "Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. wraz z instrukcją technologiczną spawania W/P/Z/11 i atestami materiałowymi, Warexim Przedsiębiorstwo Wielobranżowe Aleksander Warsz, ul. Czajki 11/38, 44-114 Gliwice.

- [7] Technologia podgrzewania wału, Firma LMS s.c. T. Macioła i K. Scheithauer, Chorzów, ul. Wieniawskiego 18.
- [8] Wyniki badania nr 138/11/N/Ł Badania ultradźwiękowe wału maszyny wyciągowej 4L-5500/2×3600 szybu R-II przedział południowy, "Autorytet", Polkowice, 10.05.2011 r.
- [9] Wyniki badania nr 139/11/N/Ł Badania nieniszczące wału maszyny wyciągowej 4L-5500/2×3600 szybu R-II przedział południowy, "Autorytet", Polkowice, 10.05.2011 r.
- [10] Pomiary tensometryczne naprężeń w konstrukcji kół pędnych wraz z analizą wyników w maszynach wyciągowych wyciągów górniczych w szybie R-II KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG "Rudna", Katedra Transportu Linowego AGH, Kraków, czerwiec 2010 r.
- [11] Badania i oceny koła pędnego w maszynach wyciągowych wyciągów górniczych w szybie R-II KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG "Rudna, Katedra Transportu Linowego AGH, Kraków, październik 2010 r.
- [12] Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej 4L-5500/2×3600 produkcji firmy ABB szyb R-II przedziały południowy i północny KGHM Polska Miedź S.A. Oddział ZG "Rudna", nr dok. 3BPC001189D0144, t. 1 i 2.

dr inż. TOMASZ ROKITA Katedra Transportu Linowego Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków rokitom@agh.edu.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.4.536.33

JAN GIL MICHAŁ KOŁODZIEJ DAWID SZURGACZ KAZIMIERZ STOIŃSKI

Introduction of standardization of powered roof supports to increase production efficiency of Polska Grupa Górnicza S.A.

Text The introduction of the standardization of a powered roof support is a key point in increasing production efficiency in the mines of Polska Grupa Górnicza S.A. The introduced changes will increase the safety of the miners and affect the economic result associated with the exploitation of coal. The purpose of introducing this standardization is to systematize the construction solutions of roof supports in terms of power and control hydraulics, focusing on all technical conditions that powered roof supports operating in underground mining facilities must meet (including mining tremors). This article presents the method of standardizing the powered roof supports that are produced, modernized, and renovated by Zakład Remontowo-Produkcyjny within Polska Grupa Górnicza S.A.

Key words: standardization, powered roof support, increased production efficiency

1. INTRODUCTION

Polska Grupa Górnicza S.A. (PGG) currently conducts mining work in about 50 longwalls in 8 mines. The average working depth reaches 710 meters. The natural hazards mainly include tremors, methane, and water. The operation is carried out only by longwall systems based on caving, using a combine harvester as a mining machine [1, 2]. The thickness of the longwalls reaches about 2.6 m. The annual production of PGG is about 30 million tons (82 thousand tons a day on average). Supporting and shielding systems equipped with supporting legs are mainly used. Over 60% of the exploitation of longwalls are carried out under conditions of tremor hazards. The degree of the threat of rock mass impact assessed on the basis of the n_{tz} coefficient ranges from 1.1 to 1.4 [1–3], whereas the g indicator must stay within a range of 0.7to over 1.2 to ensure the adequate maintenance of the roof described, which indicates that there is no optimized load-bearing capacity of the roof supports to the actual needs. Between two and five types of roof supports are used in one longwall, with the basic supply pressure reaching 25 MPa. The majority of the control systems are based on RB, with pilot control being applied much less often. The electro-control has not been applied yet. In some cases, electronic pressure monitoring systems are used. There are about 200 types of roof supports registered. They are mainly supporting and shielding structures with various leg parameters (cylinder diameters, lengths). An exemplary list of the used supports of the selected PGG mines is presented in Table 1.

A considerable number of longwalls are equipped with several types of sections that often differ in their geometry and load-bearing capacity. There are cases when the original elements are replaced with *substitutes of dubious quality* for different reasons. (financial, organizational, no availability of original spare parts). This makes it difficult to exploit and maintain the support to a significant extent and to determine the real causes of a malfunction. It is worth noting that the majority of powered roof supports operating in PGG's mines have been used for twenty years on average, and there are still supports that were introduced almost thirty years ago. Table 2 presents the number of sections operating in PGG, depending on the year of production.

Table 1 Exemplary list of used supports of selected PGG mines

Type of powered roof support	Range of working height of section [m]
Fazos 08/22 2x2690	1.0–2.1
Fazos 08/22 2x2690-1	1.0–2.1
KW 09/26 POz/ZRP w. III	1.5–2.5
KW 09/26 POz/ZRP/BSN w. III	1.5–2.5
Fazos 16/37 POz	1.7–3.7
Fazos 16/37 POz/BSN	1.7–3.7
KW 16/37 POz/ZRP	1.8–3.6
KW 16/37 POz/ZRP/BSN	1.8–3.6
Tagor 18/36 POz	2.0–3.5
Tagor 18/36 POz/S	2.0–3.5
Fazos 19/35 OzM5	1.9–3.4
KW 20/36 POz/ZRP	2.2–3.5
KW 20/36 POz/ZRP/BSN	2.2–3.5
KW 20/36 POzW1/ZRP	2.2–3.5
KW 14/28 POz/ZRP	1.5–2.7
KW 14/28 POz/ZRP/BSN	1.5–2.7
Fazos 15/31 OzM5	1.7–3.0
BW 20/36 OzMR2	2.5–3.5
BW 17/43POz	2.0–3.6

Table 2

List of number of power roof supports in PGG with breakdown per year of production

Year of production	Number of supports [pcs.]
By 1980	434
1981–2000	6620
2001–2016	8056

The variety of the types and technical solutions complicates the maintenance and the possibility of using working roof supports in other longwalls. Regardless of the way they are placed on the market, all roof supports are subject to additional assessments of the load-bearing capacity often conducted by a scientific research unit in the case of usage under conditions of rock mass impact. Table 3 shows the number of support sections in PGG, depending on the method of placing on the market.

Table 3

Number of supports in PGG depending on method of placing on market

Year of production	Number of supports [pcs.]	Legal basis for market introduction
Ву 2004	7443	admission issued by the President of the Higher Mining Office
Since 2004	7667	EC type examination certificate

Currently, roof supports are introduced on the market in compliance with the security requirements set out in the European Parliament's Machinery Directive [4] and harmonized Polish standards PN-EN 1804 series [5–7]. Due to the fact that the standards of the PN-EN 1804 series include a record excluding their validity in the case of rock mass hazard, the support should be adapted by "allowing" it to take over dynamic loads under the Regulation of the Minister of Energy of November 23, 2016, [8] on the detailed requirements for running underground mining facilities (effective July 1, 2017).

In contrast to the previous regulation of the Minister of Economy of June 28, 2002, on the Occupational Health and Safety, Traffic, and Specialized Fire Protection in Underground Mines (valid until July 1, 2017), The new regulation of the Minister of Energy does not recognize the requirement assessment of the possibility of the cooperation between different types of supports in one longwall. This means that, in light of the currently binding legal acts, the assessment of the possibility of the cooperation of several roof supports in one longwall is optional and rests solely on the manager of the mining department, who may support the opinion of appointed teams of consultants. The use of several types of powered roof supports in one longwall leads to a number of issues. Analysis [9] shows that an important stage in the process of adapting the support to the prevailing geological and mining conditions in a given excavation is the selection of its support system [10, 11], strictly resulting from the assessment of roof maintenance index g. Therefore, for the safe and effective operation of a longwall complex, further cooperation with the Central Mining Institute is recommended. Roof index gshould be included in the process of selecting the support for the actual operating conditions. This paper presents the standardization process of powered roof supports (both renovated and produced) as a part of PGG S.A.

2. RULES FOR OPERATION OF ROOF SUPPORTS

The prospect of meeting the requirements of the market enforces the decisive rationalization of the costs of coal mining through the improvement of the organization, employment, and degree of use of the machinery, which should lead to an increase in daily output from the wall. Such a tendency should be maintained with deteriorating mining conditions and strong external competition. The benefits of the above process include ensuring the operation of the longwall system as well as the functionality while minimizing the purchase and operation costs.

The standardization was initiated at Zakład Remontowo-Produkcyjny, which has been a branch of Polska Grupa Górnicza for ten years. Cooperation with scientific and research units (including the Main Mining Institute and the KOMAG Institute of Mining Technology) was indispensable. The increasingly difficult mining and geological conditions contribute to the increase in the risk of rock mass shocks, precisely imposing the technical conditions that the powered roof support must meet and indicating the need to standardize the support structure.

Based on an analysis of this state and the anticipated needs for the coming years, the most important directions of action in the field of standardization of the construction of powered roof supports were set out [12]. Determining the basic directions of the standardization of roof support construction has allowed us to optimize roof support management, taking full advantage of the existing powered roof supports and the production potential of Zakład Remontowo-Produkcyjny. The standardization included three main components of a roof support:

- construction of the section,
- power hydraulics,
- control hydraulics.

For this concept, actions have been taken in the following areas:

1) construction of section:

- adjusting the working height of the powered roof support to the current needs;
- increasing the load-bearing capacity of the roof support while strengthening the structures of the roof supports owned by PGG;
- introduction of proprietary procedures Zakład Remontowo-Produkcyjny has tightened the safety coefficients imposed by standards on the load on stand seats (introduction of Coefficient 2 instead of the required 1.5) [13];
- introduction of facilities to the roof support at the request of representatives of the mines that facilitate operation and repair;
- introduction and application of the same auxiliary cylinders for different types of roof supports (longwall face shield actuator, transition cover, side shield correction actuator).
- 2) power hydraulics:
 - legs were limited to one type, with a two--telescopic structure with a bottom valve, with first-stage diameters:
 - 0.21 m KW-08/22-POz/ZRP, KW-09/26-POz/ ZRP,
 - 0.25 m KW-14/28-POz/ZRP, KW-18/34-POz/ ZRP, KW-20/36-POz/ZRP, KW-17/43-POz/ZRP,
 0.32 m - KW-16/37-POz/ZRP;
 - hydraulic legs are equipped with ZRP connections:
 - size I: DN12/DN12 min. flows for 60 MPa 450 l/min at 15% flow losses for a 0.21 m diameter,
 - size II: DN19 / DN12 min. flows for 60 MPa 650 l/min with flow losses of 15% for a leg with a diameter of 0.25 m and 0.32 m.
- 3) control hydraulics introduction of a procedure to select the protection of the powered roof support sections against dynamic overloads based on the method of determining the resultant flow of the system: connection-valve (Fig. 1). For this purpose, Zakład Remontowo-Produkcyjny has developed detailed requirements for the purchase of pressure/relief valves.


Fig. 1. Method of determining resultant flow of connection-valve system

3. DIRECTION OF STANDARDIZATION

The section of the powered roof support in accordance with machinery directive [2] is a machine consisting of a structure as well as power and control hydraulics and, as a whole, should be placed on the market and used unchanged throughout the life of the machine. This is extremely important for safety, technical, and cost reasons; any deviation from the above-mentioned principles results in a radical increase in the risk of failure, which translates into a deterioration in work safety. A derivative issue that is also beneficial is the unification of the demand for purchasing elements, the simplification of maintenance works, and all kinds of repairs.

To meet these requirements, PGG S.A. has decided to secure its immediate needs in the field of longwall development and powered roof supports acquired based on its own documentation, taking into account the standardization and aggregation of the purchase system. An analysis was based on the scope of work of the roof support sections through 2020 (Tab. 4) carried out in order to assess these needs.

Table 4

List of needs in area of powered supports sections for 2018–2020

Scope of work	Number of sections
1.0–2.5	178
1.8–3.3	425
2.0-4.0	318
2.6-4.6	121

Having regard to the above needs and optimizing the working ranges for newly designed powered roof supports in Zakład Remontowo-Produkcyjny, design work was undertaken to develop new types of roof supports. Three basic types of support and shielding systems based on a pitch of 1.5 m were determined (Fig. 2):

- I: geometric 1.2–2.4 m; working 1.4–2.3 m,
- II: geometric 1.5-3.5 m; working 1.7-3.4 m,
- III: geometric 1.9-4.1 m; working 2.1-4.0 m,
- IV: geometric above 4.1 m, working above 4.0 m, where a pitch of 1.75 m is recommended to ensure the stability of the support.



Fig. 2. Operating scope chart, supply for 2018–2020

The simplification of the components of a powered roof support and their unification is the next step in the standardization process. After completion of the already-started process, Polska Grupa Górnicza will be able to obtain a whole range of measurable benefits, such as:

1) increased work safety for miners:

- the structures will become repetitive, known to miners,
- equipment training will be easier and faster,
- good knowledge of a given structure directly reduces the risk of an accident resulting from poor knowledge about a given structure;
- 2) simplification of the structure standardization:
 - fewer technical solutions,
 - optimal selection of component construction,
 - interchangeability of basic elements, such as canopies and floor bases, auxiliary cylinders for all three types of newly designed roof supports;
- 3) improvement of purchase procedures of construction elements, power and control hydraulics;
- significantly increase the possibility of using roof supports in other mines/longwalls;
- 5) basic reduction of costs related to renovation, modernization, and production of new support;
- 6) increased production capacity.

In Zakład Remontowo-Produkcyjny, Polska Grupa Górnicza, an algorithm of actions was developed to improve the investment process in the scope of servicing mines with the required types of powered roof supports (Fig. 3). The improvement of the efficiency of the repairs, modernization, and production of the new roof supports is based primarily on the process of aggregation of the components. Figure 4 presents examples of the possibilities of using standardized components to adapt the roof supports to the individual needs of the mines on the example of a prototype type ZRP-15/35-POz roof support. On the basis of the attached example, the principle of aggregation is clarified in which a given roof support can be configured depending on the requirements of the mine and the specific conditions of the extraction longwall.



Fig. 3. Algorithm developed by Zakład Remontowo-Produkcyjny



Fig. 4. Principle of aggregation - configuration of powered roof supports components

The roof support can be configured from standardized elements (which are repeatable and fully meet safety and technical requirements and, to a significant extent, reduce production costs). The introduction of aggregation allows for the use of the same canopy or floor base for both the medium and high roof support produced, for example. It is also possible to use a canopy in various construction variants (rigid, rigid sliding, or deflectable sliding) in one support. Aggregation of the power hydraulic elements (standardization of actuators: wall face shields, transitions shields, correction of side shields of canopy and shield support, section shifters) as well as the control gear will enable the unification of the whole range of solutions and increase the production and purchase capacities and reduce costs.

4. CONCLUSION

Polska Grupa Górnicza implements the standardization process for powered roof supports. It is a difficult and demanding plan that will help bring tangible benefits. The risk of mining tremors is a significant natural threat to which the produced and modernized roof support should be adapted. For this purpose, activities were undertaken by Zakład Remontowo--Produkcyjny to obtain a high degree of safety of powered roof supports by means of technical and organizational measures as well as the method of production. Changes in Polish mining and the constantly deteriorating conditions for selecting coal deposits require the consistent implementation of rational solutions. The aggregation of the components of powered roof supports is constantly being developed and improved by Zakład Remontowo-Produkcyjny in close cooperation with scientific institutions; i.e., the Central Mining Institute and research laboratories. The purpose of the activities undertaken by Zakład Remontowo-Produkcyjny, PGG, is primarily to improve the safety of the work in underground longwall excavations while at the same time streamlining costs.

References

 Doległo L., Gil J., Kubiesa R., Stoiński K.: Układ sterowania stojakiem hydraulicznym typu ZRP dla potrzeb zmechanizowanych obudów ścianowych Kompanii Węglowej SA, XX Międzynarodowa Konferencja "Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych" – TEMAG 2012, Politechnika Śląska, Gliwice.

- [2] Gil J., Stoiński K.: Bezpieczeństwo zmechanizowanych obudów w systemach ścianowych, VI Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania TUR 2013, Akademia Górniczo--Hutnicza, Kraków.
- [3] Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu, Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2000.
- [4] Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskie i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L157/24.
- [5] PN-EN 1804-1+A1:2011: Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
- [6] PN-EN 1804-2+A1:2012: Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 2: Stojaki i pozostałe siłowniki.
- [7] PN-EN 1804-3+A1:2012: Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 3: Hydrauliczne układy sterowania.
- [8] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, Dz.U. 2017, poz. 1118.
- [9] Stoiński K., Gil J., Żak A., Karczewski T.: Zmechanizowane obudowy ścianowe – doświadczenia projektowe i produkcyjne PGG Sp. z o.o. oddział Zakład Remontowo-Produkcyjny w Bieruniu, IV Polski Kongres Górniczy, Akademia Górniczo--Hutnicza, Kraków 2017.
- [10] Gil J., Kubiesa R., Stoiński K.: Identyfikacja uszkodzeń hydrauliki sterowniczej zmechanizowanej obudowy ścianowej, XX Ogólnopolska Konferencja Nauk.-Tech. CYLINDER 2010 nt. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Gliwice, KOMAG.
- [11] Szurgacz D.: Sposób dostosowania obudowy ścianowej do warunków obciążeń dynamicznych, Przegląd Górniczy 2016, 7: 57–62.
- [12] Stoiński K., Gil J.: Procedura optymalizacji upodatnienia zmechanizowanej obudowy ścianowej na przykładzie KW-12/ 25-ZRP, in: Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie, t. 1: Wybrane problemy górnictwa podziemnego, red. K. Kotwica, Lędziny – Kraków, Centrum Badań i Dozoru – Akademia Górniczo-Hutnicza, s. 76–83.
- [13] Gil J., Łabuzek M., Wencel H.: Innowacyjne rozwiązania eliminujące połączenia spawane i gwintowane w siłownikach hydraulicznych stosowanych w obudowach zmechanizowanych, XX Ogólnopolska Konferencja Nauk.-Tech. CYLINDER 2010 nt. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Gliwice, KOMAG.

JAN GIL, Ph.D., Eng. MICHAŁ KOŁODZIEJ, M.Sc., Eng. Polska Grupa Górnicza S.A. Oddział Zakład Remontowo-Produkcyjny ul. Granitowa 132, 43-155 Bieruń, Poland zrp@pgg.pl

> DAWID SZURGACZ, Ph.D., Eng. Polska Grupa Górnicza S.A. KWK ROW Ruch Chwałowice ul. Przewozowa 4, 44-206 Rybnik, Poland

KAZIMIERZ STOIŃSKI, prof. Główny Instytut Górnictwa pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice, Poland JAN GIL MICHAŁ KOŁODZIEJ DAWID SZURGACZ KAZIMIERZ STOIŃSKI

Wprowadzenie standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych w celu zwiększenia efektywności produkcyjnej w Polskiej Grupie Górniczej S.A.

Układy Wprowadzenie standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych jest kluczowym punktem zwiększenia efektywności produkcyjnej w kopalniach Polskiej Grupy Górniczej S.A. Wprowadzone zmiany zwiększą bezpieczeństwo pracy górników, a także wpłyną na wyniki ekonomiczne związane z prowadzoną eksploatacją węgla. Głównym celem standaryzacji jest usystematyzowanie rozwiązań konstrukcyjnych obudów w zakresie hydrauliki siłowej i sterowniczej, przy uwzględnieniu wszystkich warunków technicznych, jakie muszą spełniać obudowy zmechanizowane pracujące w podziemnych zakładach górniczych zagrożonych wstrząsami górotworu. W artykule przedstawiono sposób standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych, remontowanych, modernizowanych oraz produkowanych przez Zakład Remontowo-Produkcyjny w ramach Polskiej Grupy Górniczej S.A.

Słowa kluczowe: standaryzacja, zmechanizowane obudowy ścianowe, zwiększenie efektywności produkcyjnej

1. WPROWADZENIE

Polska Grupa Górnicza S.A. aktualnie prowadzi eksploatację w około pięćdziesięciu ścianach w ośmiu kopalniach. Średnia głębokość eksploatacji to 710 metrów z tendencją wzrastającą. Zagrożenia naturalne stanowią głównie: wstrząsy górotworu, metan i w mniejszym stopniu woda. Eksploatację prowadzi się wyłącznie systemami ścianowymi na zawał, z wykorzystaniem kombajnu jako maszyny urabiającej [1, 2]. Miąższość wybieranych ścian to około 2,6 m. Wydobycie roczne w PGG to około 30 mln ton, średnio na dobę 82 tys. ton. W zdecydowanej większości stosowane są obudowy podporowo-osłonowe, dwustojakowe. Ponad 60% ścian eksploatacyjnych prowadzonych jest w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu, stopień zagrożenia wstrząsami górotworu oceniony na podstawie współczynnika n_{tz} zawiera się w przedziale 1,1–1,4 [1–3]. Zapewnienie odpowiedniego utrzymania stropu opisanego wskaźnikiem g zawiera się w przedziale 0,7 do ponad 1,2, co świadczy o braku optymalizacji podporności obudów w odniesieniu do rzeczywistych potrzeb. W jednej ścianie to znajduje się od dwóch do pięciu typów obudów. Podstawowe ciśnienie zasilania to 25 MPa. Najczęściej stosuje się sterowanie przyległe typu RB, w nielicznych przypadkach sterowanie pilotowe. Natomiast elektrosterowanie nie jest stosowane. W pojedynczych przypadkach korzysta się z systemów elektronicznego nadzoru ciśnień roboczych. W eksploatacji aktualnie zarejestrowanych jest około 200 odmian obudów ścianowych, głównie typu podporowo-osłonowego ze stojakami różnej konstrukcji (średnice cylindrów, długości). Przykładowy wykaz stanu posiadania obudów różnych typów wybranej kopalni PGG prezentuje tabela 1.

Znaczna liczba ścian wyposażona jest w kilka typów sekcji różniących się często geometrią i podpornością. W eksploatowanych obudowach z różnych względów (finansowych, organizacyjnych, dostępności oryginalnych części zamiennych) obserwuje się niekiedy stosowanie "substytutów wątpliwej jakości" zamiast oryginalnych. Utrudnia to w znaczącym stopniu eksploatację obudów i ich naprawy oraz ustalenie rzeczywistych przyczyn nieprawidłowego działania. Warto również zwrócić uwagę na to, że większość zmechanizowanych obudów pracujących w kopalniach PGG ma średnio dwadzieścia lat, a w eksploatacji nadal znajdują się obudowy o konstrukcji nawet sprzed trzydziestu lat. W tabeli 2 przedstawiono liczbę sekcji pracujących w PGG w zależności od roku produkcji.

Tabela 1

Przykładowy stan posiadania różnych typów obudów z wybranej kopalni

Typ obudowy zmechanizowanej	Zakres wysokości roboczej sekcji [m]
Fazos 08/22 2x2690	1,0–2,1
Fazos 08/22 2x2690-1	1,0–2,1
KW 09/26 POz/ZRP w. III	1,5–2,5
KW 09/26 POz/ZRP/BSN w. III	1,5–2,5
Fazos 16/37 POz	1,7–3,7
Fazos 16/37 POz/BSN	1,7–3,7
KW 16/37 POz/ZRP	1,8–3,6
KW 16/37 POz/ZRP/BSN	1,8–3,6
Tagor 18/36 POz	2,0–3,5
Tagor 18/36 POz/S	2,0–3,5
Fazos 19/35 OzM5	1,9–3,4
KW 20/36 POz/ZRP	2,2–3,5
KW 20/36 POz/ZRP/BSN	2,2–3,5
KW 20/36 POzW1/ZRP	2,2–3,5
KW 14/28 POz/ZRP	1,5–2,7
KW 14/28 POz/ZRP/BSN	1,5–2,7
Fazos 15/31 OzM5	1,7–3,0
BW 20/36 OzMR2	2,5–3,5
BW 17/43POz	2,0–3,6

Tabela 2

Zestawienie liczby obudów pracujących w PGG z podziałem na rok produkcji

Rok produkcji	Liczba obudów [szt.]
Do 1980 r.	434
1981–2000	6620
2001–2016	8056

Różnorodność odmian oraz rozwiązań technicznych komplikuje wszelkie naprawy i możliwości wykorzystania pracujących obudów w innych ścianach. Wszystkie obudowy, niezależnie od sposobu wprowadzenia ich na rynek, w przypadku stosowania w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu podlegają dodatkowej ocenie upodatnienia najczęściej przez jednostkę naukowo-badawczą. W tabeli 3 przedstawiono liczbę sekcji obudów w PGG w zależności od sposobu wprowadzania na rynek.

Tabela 3 Liczba sekcji w PGG w zależności od sposobu wprowadzenia na rynek

Rok produkcji	Liczba obudów [szt.]	Podstawa prawna wprowadzenia na rynek
Do 2004 r.	7443	dopuszczenie wydane przez WUG
Od 2004 r.	7667	certyfikat badania typu WE

Aktualnie obudowa jest wprowadzana na rynek zgodnie z wymaganiami bezpieczeństwa określonymi w dyrektywach Parlamentu Europejskiego i zharmonizowanymi z nimi polskimi normami. Podstawowym dokumentem jest dyrektywa maszynowa [4] oraz zharmonizowane z nią polskie normy z serii PN-EN 1804 [5–7]. Z uwagi na to, że normy z serii PN-EN 1804 ujmują zapis wyłączający ich obowiązywanie w odniesieniu do przypadku zagrożenia wstrząsami górotworu, obudowę należy przystosować w drodze "upodatnienia" do przejmowania obciążeń dynamicznych na mocy *Rozporządzenia Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych* (obowiązującego od 1 lipca 2017 r.) [8].

Nowe rozporządzenie Ministra Energii, w odróżnieniu od wcześniej obowiązującego Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (obowiązującego do 1 lipca 2017 r.) nie ujmuje wymogu oceny możliwości współpracy różnych typów obudowy w jednej ścianie. Oznacza to, że w świetle aktualnie obowiązujących aktów prawnych ocena możliwości współpracy kilku obudów w jednej ścianie jest nieobowiązkowa i spoczywa wyłącznie na kierowniku działu górniczego, który może wspomagać się opinią powołanych zespołów opiniodawczych. Stosowanie kilku typów obudowy zmechanizowanej w jednej ścianie stwarza wiele problemów. Z przeprowadzonej analizy [9] wynika, że ważnym etapem w procesie dostosowywania obudowy do panujących w danym wyrobisku warunków geologiczno-górniczych jest dobór jej układu podpornościowego [10, 11], wynikający ściśle

z oceny wskaźnika utrzymania stropu *g*. Dla bezpiecznej i efektywnej pracy kompleksu ścianowego zaleca się dalszą współpracę z Głównym Instytutem Górnictwa i nieodchodzenie od praktyki wspomagania się wskaźnikiem nośności stropu *g* przy doborze obudowy do rzeczywistych warunków eksploatacyjnych. W niniejszym opracowaniu przedstawiono proces standaryzacji zmechanizowanych obudów ścianowych zarówno remontowanych, jak i produkowanych w ramach PGG S.A.

2. ZASADY EKSPLOATACJI OBUDÓW ŚCIANOWYCH

Perspektywa sprostania wymaganiom rynku wymusza zdecydowaną racjonalizację kosztów wydobycia węgla w drodze poprawy organizacji, zatrudnienia oraz stopnia wykorzystania maszyn, co powinno prowadzić do zwiększenia wydobycia dobowego ze ściany. Tendencję taką należy utrzymać przy pogarszających się warunkach górniczych oraz silnej konkurencji zewnętrznej. Korzyści płynące z powyższego procesu to: zapewnienie bezpieczeństwa pracy kompleksu ścianowego, zapewnienie funkcjonalności przy minimalizacji kosztów zakupu i eksploatacji.

Standaryzację zainicjowano dziesięć lat temu w Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym, będącym oddziałem Polskiej Grupy Górniczej.

Nieodzowna była współpraca z jednostkami naukowo-badawczymi (m.in. z Głównym Instytutem Górnictwa oraz z Instytutem Techniki Górniczej KOMAG), jak i jednostkami kooperującymi. Coraz trudniejsze warunki górniczo-geologiczne przyczyniają się do wzrostu zagrożenia wstrząsami górotworu, narzucają precyzyjne warunki techniczne, jakie muszą spełniać obudowy zmechanizowane, oraz wskazują na konieczność ujednolicenia konstrukcji obudowy.

Na podstawie analizy tego stanu oraz przewidywanych potrzeb na najbliższe lata określono najważniejsze kierunki działania w zakresie standaryzacji konstrukcji zmechanizowanych obudów ścianowych [12]. Ustalenie podstawowych kierunków standaryzacji konstrukcji obudów pozwoliło zoptymalizować gospodarkę obudowami, w pełni wykorzystać posiadany park obudów zmechanizowanych i potencjał produkcyjny Zakładu Remontowo-Produkcyjnego.

Zasadniczo standaryzacja objęła trzy główne składowe obudowy:

- konstrukcję sekcji,
- hydraulikę siłową,
- hydraulikę sterowniczą.

Odnośnie do przyjętej koncepcji podjęto działania w zakresie:

- konstrukcji sekcji, na którą składają się następujące etapy:
 - dostosowanie wysokości roboczej obudów zmechanizowanych do aktualnych potrzeb,
 - zwiększenie podporności obudów przy jednoczesnym wzmocnieniu konstrukcji obudów posiadanych przez PGG,
 - wprowadzenie procedur własnych Zakład Remontowo-Produkcyjny zaostrzył narzucane przez normy dopuszczalne współczynniki bezpieczeństwa odnośnie do obciążenia gniazd stojakowych (wprowadzenie współczynnika 2 zamiast wymaganego 1,5) [13],
 - wprowadzenie do obudów na wniosek przedstawicieli kopalń udogodnień, które ułatwiają eksploatację i naprawy,
 - wprowadzenie i zastosowanie dla różnych typów obudów tych samych siłowników pomocniczych (siłownik osłony czoła ściany, osłony przejścia, siłownik korekcji osłon bocznych);
- 2) hydrauliki siłowej, przy czym:
 - stojaki ograniczono do jednego typu, o budowie dwuteleskopowej z zaworem dennym, ze średnicami I stopnia:
 - 0,21 m KW-08/22-POz/ZRP, KW-09/26-POz/ ZRP,
 - 0,25 m KW-14/28-POz/ZRP, KW-18/34-POz/ ZRP, KW-20/36-POz/ZRP, KW-17/43-POz/ ZRP,
 - 0,32 m KW-16/37-POz/ZRP;
 - stojaki hydrauliczne wyposażane są w przyłącza stojakowe typu ZRP:
 - wielkość I: DN12/DN12 minimalne przepływy dla 60 MPa 450 l/min przy stratach przepływu na poziomie 15% dla stojaka o średnicy I stopnia 0,21 m,
 - wielkość II: DN19/DN12 minimalne przepływy dla 60 MPa 650 l/min przy stratach przepływu na poziomie 15% dla stojaka o średnicy I stopnia 0,25 m i 0,32 m.
- 3) hydrauliki sterowniczej wprowadzenie procedury doboru zabezpieczenia sekcji obudowy zmechanizowanej przed przeciążeniami dynamicznymi na podstawie metody wyznaczania przepływu wypadkowego układu przyłącze–zawór (rys. 1). W tym celu Zakład Remontowo-Produkcyjny opracował szczegółowe wymagania zakupu zaworów ograniczających ciśnienie – zaworów upustowych.



Rys. 1. Metoda wyznaczania przepływu wypadkowego układu przyłącze–zawór

3. KIERUNEK STANDARYZACJI

Sekcja zmechanizowanej obudowy ścianowej zgodnie z dyrektywą maszynową jest maszyną składającą się z konstrukcji, hydrauliki siłowej oraz sterującej i jako całość powinna być wprowadzona na rynek oraz użytkowana w postaci niezmienionej w całym okresie działania maszyny. Jest to niezwykle istotne ze względów bezpieczeństwa, technicznych oraz poniesionych kosztów. Odstępstwo od wymienionych zasad skutkuje radykalnym wzrostem ryzyka awarii, co przekłada się na pogorszenie bezpieczeństwa pracy. Kwestią pochodną, również korzystną, jest ujednolicenie zapotrzebowania na elementy zakupowe, uproszczenie prac eksploatacyjnych i wszelkiego rodzaju napraw.

Wychodząc naprzeciw tym wymaganiom, PGG S.A. postanowiła zabezpieczyć najbliższe własne potrzeby w zakresie uzbrojenia ścian w obudowy zmechanizowane pozyskane na podstawie własnej dokumentacji, uwzględniającej standaryzację i agregacyjny system zakupu. W tym celu dokonano analizy potrzeb opartej na zakresie pracy sekcji obudów do 2020 r. (tab. 4).

Tabela 4

Zestawienie potrzeb w zakresie sekcji obudów zmechanizowanych na lata 2018–2020

Zakres pracy	Liczba sekcji
1,0–2,5	178
1,8–3,3	425
2,0–4,0	318
2,6–4,6	121

Mając na uwadze powyższe potrzeby oraz zoptymalizowanie zakresy robocze dla nowo projektowanych obudów w Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym podjęto prace projektowe celem opracowania nowych typów obudów. Określono trzy zasadnicze typy obudowy podporowo-osłonowej opartej na podziałce 1,5 m (rys. 2):

- I: geometryczna 1,2–2,4 m; robocza 1,4–2,3 m;
- II: geometryczna 1,5-3,5 m; robocza 1,7-3,4 m;
- III: geometryczna 1,9–4,1 m; robocza 2,1–4,0 m;
- IV: geometryczna powyżej 4,1 m; robocza powyżej 4,0 m gdzie zalecana jest podziałka 1,75 m, aby zapewnić stateczność obudowy.



Rys. 2. Zakres roboczy obudów – zaopatrzenie w latach 2018–2020

Uproszczenie składowych podzespołów obudowy ścianowej i ich unifikacja jest następnym krokiem w procesie standaryzacji. Polska Grupa Górnicza po ukończeniu rozpoczętego już procesu będzie w stanie uzyskać całą gamę wymiernych korzyści, takich jak:

- 1) zwiększenie bezpieczeństwa pracy górników:
 - konstrukcje staną się powtarzalne, znane górnikom,
 - szkolenie w zakresie obsługi sprzętu stanie się prostsze i szybsze,
 - dobra znajomość danej konstrukcji bezpośrednio skutkuje zmniejszeniem ryzyka wypadku będącego wynikiem słabej wiedzy o danej konstrukcji;
- 2) uproszczenie konstrukcji standaryzacja:
 - mniejsza liczba rozwiązań technicznych,
 - optymalny dobór konstrukcji podzespołów,
 - zamienność elementów podstawowych np. stropnic i spągnic, siłowników pomocniczych dla wszystkich trzech typów nowo projektowanych obudów;
- usprawnienie procedur zakupowych elementów konstrukcji, hydrauliki siłowej i sterowniczej;
- znaczne zwiększenie możliwości wykorzystania obudów w innych kopalniach/ ścianach;
- 5) zasadnicze zmniejszenie kosztów związanych z remontami, modernizacją jak i produkcją nowych obudów;
- 6) zwiększenie możliwości produkcyjnych.

W Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym Polskiej Grupy Górniczej opracowano algorytm działań mających na celu usprawnienie procesu inwestycyjnego, w zakresie obsłużenia kopalń w wymagane rodzaje obudów zmechanizowanych (rys. 3). Poprawa efektywności remontów, modernizacji i produkcji nowych obudów oparta jest przede wszystkim na procesie agregacji podzespołów obudów. Na rysunku 4 przedstawiono przykładowe możliwości wykorzystania standaryzowanych podzespołów dla przystosowania obudowy do indywidualnych potrzeb kopalń na przykładzie prototypowej obudowy typu ZRP-15/35-POz.



Rys. 3. Algorytm działań Zakładu Remontowo-Produkcyjnego



Rys. 4. Zasada agregacji - konfigurowanie podzespołów zmechanizowanej obudowy ścianowej

Na podstawie załączonego przykładu wyjaśniono zasadę agregacji, w której daną obudowę można skonfigurować w zależności od wymagań kopalni i określonych warunków ściany wydobywczej. Obudowę można konfigurować ze standaryzowanych elementów, które są powtarzalne i w pełni spełniają wymogi techniczne, bezpieczeństwa oraz w znacznym stopniu redukują koszty produkcji. Wprowadzenie agregacji umożliwia np. zastosowanie tej samej stropnicy czy spagnicy zarówno do produkowanej obudowy średniej oraz wysokiej. Możliwe jest również użycie np. stropnicy w różnych wariantach konstrukcyjnych (stropnica sztywna, sztywno-wysuwna czy wychylno-wysuwna) w ramach jednej obudowy. Agregacja elementów hydrauliki siłowej (standaryzacja siłowników: osłony czoła ściany, osłony pola przejścia, korekcji osłon bocznych stropnicy oraz osłony odzawałowej, przesuwniki sekcji) i sterującej umożliwi ujednolicenie całej gamy rozwiązań oraz zwiększenie możliwości produkcyjnych, zakupowych i ograniczenie kosztów.

4. PODSUMOWANIE

Polska Grupa Górnicza wdraża proces standaryzacji obudów zmechanizowanych. Jest to trudny i wymagający dużego zaangażowania plan, który przyniesie wymierne korzyści. Zagrożenie wstrząsami górotworu stanowi istotne zagrożenie naturalne, do którego należy przystosować produkowane i modernizowane obudowy. W tym celu zostały podjęte przez Zakład Remontowo--Produkcyjny umożliwiające uzyskanie wysokiego stopnia bezpieczeństwa zmechanizowanych obudów ścianowych działania techniczne, organizacyjne oraz sposób prowadzenia produkcji. Zmieniające się polskie górnictwo, coraz trudniejsze warunki wybierania pokładów węgla, wymagają konsekwentnego wdrażania racjonalnych rozwiązań. Agregacja podzespołów składowych obudów zmechanizowanych jest cały czas rozwijana i udoskonalana przez Zakład Remontowo-Produkcyjny PGG przy ścisłej współpracy z instytucjami naukowymi, tj. GIG-iem oraz laboratoriami badawczymi. Celem podjętych przez ZRP PGG działań jest przede wszystkim poprawa bezpieczeństwa pracy w podziemnych wyrobiskach ścianowych przy jednoczesnej racjonalizacji kosztów.

Literatura

 Doległo L., Gil J., Kubiesa R., Stoiński K.: Układ sterowania stojakiem hydraulicznym typu ZRP dla potrzeb zmechanizowanych obudów ścianowych Kompanii Węglowej SA, XX Międzynarodowa Konferencja "Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych" – TEMAG 2012, Politechnika Śląska, Gliwice.

- [2] Gil J., Stoiński K.: Bezpieczeństwo zmechanizowanych obudów w systemach ścianowych, VI Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania TUR 2013, Kraków, Akademia Górniczo-Hutnicza.
- [3] Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu, Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2000.
- [4] Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskie i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L157/24.
- [5] PN-EN 1804-1+A1:2011: Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
- [6] PN-EN 1804-2+A1:2012: Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 2: Stojaki i pozostałe siłowniki.
- [7] PN-EN 1804-3+A1:2012: Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 3: Hydrauliczne układy sterowania.
- [8] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, Dz.U. z 2017 r., poz. 1118.
- [9] Stoiński K., Gil J., Żak A., Karczewski T.: Zmechanizowane obudowy ścianowe – doświadczenia projektowe i produkcyjne PGG Sp. z o.o. oddział Zakład Remontowo-Produkcyjny w Bieruniu, IV Polski Kongres Górniczy, Akademia Górniczo--Hutnicza, Kraków 2017.
- [10] Gil J., Kubiesa R., Stoiński K.: Identyfikacja uszkodzeń hydrauliki sterowniczej zmechanizowanej obudowy ścianowej, XX Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna CYLINDER 2010 "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych", KOMAG, Gliwice 2010.
- [11] Szurgacz D.: Sposób dostosowania obudowy ścianowej do warunków obciążeń dynamicznych, "Przegląd Górniczy" 2016, 7: 57–62.
- [12] Stoiński K., Gil J.: Procedura optymalizacji upodatnienia zmechanizowanej obudowy ścianowej na przykładzie KW-12/25-ZRP, w: Mechanizacja, Automatyzacja i Robotyzacja w Górnictwie, t. 1: Wybrane problemy górnictwa podziemnego, red. K. Kotwica, Centrum Badań i Dozoru – Akademia Górniczo-Hutnicza, Lędziny – Kraków, s. 76–83.
- [13] Gil J., Łabuzek M., Wencel H.: Innowacyjne rozwiązania eliminujące połączenia spawane i gwintowane w siłownikach hydraulicznych stosowanych w obudowach zmechanizowanych, XX Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna CYLINDER 2010 "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych", KOMAG, Gliwice 2010.

dr inż. JAN GIL

mgr inż. MICHAŁ KOŁODZIEJ Polska Grupa Górnicza S.A. Oddział Zakład Remontowo-Produkcyjny ul. Granitowa 132, 43-155 Bieruń zrp@pgg.pl

> dr inż. DAWID SZURGACZ Polska Grupa Górnicza S.A. KWK ROW Ruch Chwałowice ul. Przewozowa 4, 44-206 Rybnik

prof. dr hab. inż. KAZIMIERZ STOIŃSKI Główny Instytut Górnictwa pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.4.536.45

MAREK PŁONKA SYLWESTER RAJWA

Difficulties observed in operating powered roof support during work in lower range of its working height

Significant maintenance difficulties have recently been observed in terms of the proper maintenance of mining roofs during the operation of powered roof supports in their low section height range, which is characterized by a wide working range. These difficulties were also encountered in situations where the calculated load capacity index of the roof "g" reached favorable values. These phenomena occurred most often during extraction under gobs and when maintaining a protective roof carbon shelf of the required thickness. This paper presents the calculations and analyses aimed at clarifying and discussing these events.

Key words: powered roof support, bearing capacity, forces, evaluation

1. INTRODUCTION

Introduced for use in previous years, powered roof supports were equipped with legs of large diameters, enabling the development of significant forces due to the conditions of the designed extraction. The aim is to obtain wide ranges in the working span of the sections, as the mining companies want to apply universal roof supports that can be used in seams with different thicknesses. As a result, the created systems are characterized by larger sizes and load-bearing capacity levels than those used so far; therefore, they have led to problems and issues that have not been observed before. Increasing the size of a powered roof support results in the larger dimensions of an excavation, causes a greater load from the rock mass, and generates greater forces in the construction nodes. Consequently, it is essential to ensure the appropriate strength parameters of the roof support and good design of its kinematics, which in turn should ensure its correct cooperation with the rock

mass, guaranteeing the fulfillment of the requirements arising from the geological and mining conditions of future areas of extraction.

This article presents the results of the calculations and analyses of the two types of powered roof support construction heights ranging from 2.4 to 4.6 m and internal diameters of the first stage legs reaching 320 mm (hereinafter referred to as OBUD-1 and OBUD-2, which are used in the Mysłowice-Wesoła Coal Mine in the floor layer of Seam 510 in Longwall 124 under the upper layer of the gobs). On the length of this longwall and on the part of the run (where the height of extraction was significantly reduced), there were difficulties in maintaining the roof and the correction of the position of the canopies, which was required due to the difficulty of parallelism with the floor bases. The two leg shields tended to set up with raised canopies in almost one line with legs. The results of the model calculations, drawings, and diagrams presented here are an attempt to find the reason for these events.

2. DESCRIPTION OF LONGWALL 124

Longwall 124 was carried in the floor layer of the 510 seam south of the Morga Fault and east of the Brzęczkowice Fault. After selecting the top layer, the remaining thickness of Seam 510 in this region ranged from about 3.0 m to 6.5 m. The seam was located at a depth of about 645–700 m, with an inclination of about 6° towards the southwest.

In the roof of Longwall 124 were gobs of the 510 seam's roof layers formed from sandstone layers, conglomerates, clay shales, and sandy slates. Seam 510 was located a distance of about 20–30 m above it. The floor was formed from a layer of shale.

Prior to the mining of the top layer of the seam, the roof had a compressive strength that ranged between 32–52 MPa, coal about 22 MPa, while the floor was about 31 MPa. The carried-out calculation of the gobs substitute strength conducted according to the GIG method developed as a result of the PROSAFECOAL 2007–2010 project [1] determined their value at slightly above 9 MPa, which is the average level of reconsolidation in the adopted classification (already close to weak <8 MPa) [2].

In the area of Longwall 124 (up to 160 m above the floor layers of Seam 510), the roof layer of the seam was extracted directly above Longwall 124 and Seam 405/2 located at a distance of 170 m. The seams located under the 510 seam have not been extracted yet.

The extraction of Longwall 124 was based on cave mining in the bilateral surroundings of the coal (in the floor layer) of up to 4.5 m, leaving a carbon shelf in the longwall. Its task was to isolate the gobs from the working space and provide a roof load index of $g \ge 0.8$. For this purpose, the minimum thickness was calculated, which should range between 0.6–1.0 m depending on the longwall run-out section and support type (five types of supports were used in the longwall).

At the first stage of the mining process, the longwall was 130 m long (which was increased to 225 m after about 325 m), and its run reached about 640 m.

On some supports of the runway, the height of the longwall was significantly reduced in relation to the maximum possible (4.5 m) due to the variable carbon layer remaining to be selected, the carbon thickness of the floor layer, and the need to leave a protective carbon shelf. At longwall heights lower than about 3.4 m, the shields were aligned with the raised canopy, and there were significant difficulties in correcting its position in order to ensure the correct geometry; i.e., to obtain parallelism between the canopies and the floor bases. Numerous damages were observed referring to the legs of the support cylinders and section shifters, which resulted in difficulties in maintaining the longwall and the need to replace the damaged elements. A broader description can be found in [3].

3. SELECTED GEOMETRY MODELS OF SECTIONS IN LONGWALL 124

On the basis of the ongoing observation and local vision carried out at the end of the longwall, characteristic cases of the geometry form of the OBUD-1 and OBUD-2 supports were determined on the sections of occurrence of difficulties during the liquidation.

It was found that, for each type of support, two cases of geometry models should be tested and analyzed for frequent heights in the front of the longwall (about 3.0 m and 3.5 m). The geometric dimensions of the support indicated that, in order to obtain the underground effect of the almost linear arrangement of the caving shield and the canopy, the lemniscate bars of OBUD-1 and OBUD-2 must be located at the same height (2.4 m and 2.7 m, respectively, with a horizontal canopy), while the inclination angles should reach about 8° and 12° [4].

The identification of the layout of the support was based on the method and software for the geometry analysis and distribution of the forces in the two leg shield nodes used in the Department of Extraction Technologies and Mining Support of the Central Mining Institute [5]. Four models of geometry for the variants described above are shown in Figures 1–4. The results of the force calculations for these models were compared with the model where the support canopy and base are in horizontal position and the working height is 4.5 m (Figs. 5 and 6).

Figures 1–6 present the subsurface representing a schematic distribution of the surface pressures during rock mass pressure impacting on the roof support and for the assumed coefficient of the friction between steel and rock of $\mu = 0.3$.



Fig. 1. Model 1 – OBUD-1, excavation height about 3.5 m, canopy raised at angle of 12°



Fig. 2. Model 2 – OBUD-1, excavation height about 3.0 m, canopy raised at angle of 8°



Fig. 3. Model 3 – OBUD-2, excavation height about 3.5 m, canopy raised at angle of 12°



Fig. 4. Model 4 – OBUD-2, excavation height about 3.0 m, canopy raised at angle of 8°



Fig. 5. Model 5 – OBUD-1, excavation height 4.5 m, horizontal canopy (angle 0°)



Fig. 6. Model 6 – OBUD-2, excavation height 4.5 m, horizontal canopy (angle 0°)

4. ANALYTICAL CALCULATION OF FORCE IN NODES OF SUPPORT WITH DIFFERENT LOAD OF CAVING SHIELD AND INCLINATION OF CANOPY

4.1. Section load at low working heights

The research team decided to include a simulation of the possibility of different load values impacting the caving shields in the calculations due to the caving debris that laid on the shields. The following variants of the load generated by the rock mass and impacting on OBUD-1 and OBUD-2 have been considered, as these two types of supports are often used during the analysis of the structure or operation of the powered roof support:

- no load impacting on the caving shield;
- load of 100 kN/m² this value of the caving shield load was assumed in German mining and resulted from the stabilization condition of the joint of the canopy and caving shield [6] (this load corresponds to the weight of a 4.0 m high column), which was confirmed during the trial tests;
- point load of the caving shield with vertical force of 600 kN located in the middle of the length of the caving shield, which is used in the analyses performed by the constructors of the support.

The research team decided to compare the values of these loads with the results of other calculations; in this case, those carried out according to the method presented in [7].

Taking into account the dimensions of the OBUD-1 and OBUD-2 supports, the calculations performed showed that a load impacting on the caving shield with a relatively wide variability of approx. 300–950 kN can be expected depending on the assumed parameters, with the ratio of the load from the caving shield to the load of the canopy, while the support height decreases (depending on the conditions considered) may vary from approximately 41% to 73% for OBUD-1 and from approximately 30% to 58% for OBUD-2.

Therefore, the considered values of the loads are to a large extent comparable; nevertheless, they should be assessed with a certain approximation because the interpreted calculation scheme did not consider the loads for the inclined canopy.

4.2. Forces in structural nodes of powered roof supports

The values of the forces occurring in its structural nodes affecting the values of stresses and determining the durability of the whole structure or its specific elements fluctuate along with the change of the support's resistance. In order to carry out the analysis of the forces in the structural nodes, a computational model was used that allowed for the calculation of the geometry and forces in the powered roof support according to the diagrams shown in Figures 7 and 8.

The computational model of a powered support developed in the Department of Extraction Technologies and Mining Support of GIG (included in the form of a computer program) allows for an analysis of its support in the function of many different parameters occurring during operation [5]. Calculations can be carried out for all types of supports used in Polish hard coal mines; i.e., backfilling or roof caving systems. The friction forces between the support and rock mass are included, which arise during the horizontal movement of the canopy on the lemniscate curve when the working height is changed. The actual conditions show that these forces should be taken into account in the static calculations carried out for the support, as they generate internal stresses in the elements and affect the stability (especially in the setting phase).

Calculations can be carried out for the parallel and inclined canopy with respect to the floor of the longwall excavation, and the direction of the external forces is perpendicular to the canopy. The dependencies are calculated as they are for rigid beams.



Fig. 7. Geometry scheme of powered roof support



Fig. 8. Distribution of forces in nodes of powered roof support

Calculations of values can be carried out for forces:

- caused by the pressure of the rock mass impacting on the canopy (simulating the occurrence of additional external forces) and the pressure of the caving rocks on the caving shield, with the given load bearing capacity of the legs;
- occurring during the expansion of the roof support, with the initial load-bearing capacity resulting from the supply pressure of the legs, taking into account a change in the return of friction forces in this case.

The developed calculation model makes it possible to analyze the friction forces and compare them to the direction of the friction force resulting from the course of the lemniscate curve when the support's height is changed assuming the unchanged direction of the friction force when changing the height of the support.

The conclusions resulting from underground observations and the obtained geometry of the supports for the models shown in Figures 1–4 caused that particular attention was paid to the calculation of the following forces: R5x, R5y, R5n, and R5s, as the components of the R5 force. The R5 force is located at the joint between canopy and caving shield so has the decisive influence considering proper support geometry.

Calculations of the value of this force were made depending on the height of the working support for each of them and referred to these angles of the canopy: 0° , 8° , and 12° and for three load variants.

The results are presented in Tables 1 and 2 and in Figures 9 and 10.

Height of	Inclination of canopy											
support (for lemnis- cate system) [m]		0°			8°		12°					
	loa	ad of caving s	shield	load	l of caving sh	ield	load of caving shield					
	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN			
2.4	1276	1394	1454	1975	2046	2084	2302	2353	2381			
2.7	816	944	1025	1587	1661	1708	1946	1998	2033			
2.9	563	699	799	1371	1444	1499	1747	1797	1838			
3.3	168	335	497	1027	1092	1167	1428	1471	1523			
3.7	115	203	403	775	829	930	1194	1226	1293			
4.1	332	321	449	584	625	761	1014	1038	1124			
4.5	554	525	548	408	440	633	851	872	997			

 Table 1

 Values of force R5 [kN] in node of canopy's joint with caving shield for OBUD-1

	Values of force R5 [kN] in node of canopy's joint with caving support for OBUD-2												
Height of support (for lemnis- cate system) [m]		Inclination of canopy											
		0°			8°			12°					
	loa	d of caving s	hield	loa	d of caving sh	ield	load of caving shield						
	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN				
2.4	635	765	857	1370	1443	1503	1707	1761	1807				
2.7	175	345	499	987	1067	1147	1358	1417	1476				
2.9	72	216	394	776	858	955	1164	1222	1292				
3.3	439	416	499	454	532	675	865	913	1007				
3.7	668	639	680	244	309	520	669	700	821				
4.1	816	795	810	109	151	446	544	558	707				
4.5	1030	1024	932	30	30	396	424	427	643				

Table 2



Fig. 9. Values of force R5 [kN] in node of canopy's joint with caving shield for OBUD-1



Fig. 10. Values of force R5 [kN] in node of canopy's joint with caving shield for OBUD-2

5. SUMMARY

On the basis of the analysis of the defined calculation models of the OBUD-1 and OBUD-2 support and variant load calculations, it can be stated that the force values in the construction nodes of these sections may differ significantly from the model typically adopted in the operation and maintenance manual for the maximum working and horizontal height.

The changes of the force value in the joint of the canopy with the caving shield (R5 in Fig. 8) based on the presented calculations and diagrams depend primarily on the particular form of the kinematics (geometric dimensions) of the support (in this case, OBUD-1 or OBUD-2), then from the inclination between the canopy and the floor base as well as the load impacting on the caving shield of the support.

In the case of the height of the lemniscate system of OBUD-1 and OBUD-2 (2.4 m and 2.7 m, respectively) and the angles of their canopies (8° and 12°, respectively), the values of force are clearly higher than the values calculated for the height of 4.5 m with a horizontal canopy. In the case of OBUD-1, they can be increased by up to 4.3 times, while they can be increased by about 1.8 times in the case of OBUD-2. Additional calculations have also shown that, when expanding the support, these forces can still increase significantly.

When laying the canopy and caving shield in almost one line, the inclination of Force R5 was often directed almost in the direction of Force component R5s (Fig. 8) and the line of the tilt cylinder. Considering the fact that the support was characterized by a maximum power of 588 kN under the piston or 703 kN above the piston, its changes could have a negligible effect on the possibility of correcting the position of the canopy. Under such conditions, the operation of the tilt cylinder was ineffective or even impossible, and the sections tended to form one plane from the canopy and the caving shield up to the position blocked by the stops and/or the maximum extension of the cylinders.

In the conditions of Longwall 124, this caused that the mining process was conducted while the canopy was raised and the roof was supported in a linear way, which led to the destruction of its structure and precipitation. In this particular case, the interruption of the continuity of the protective carbon shelf left in the roof of the excavation resulted in the roof falls and significant difficulties during operation.

It can be assumed that, in the case of maintaining these supports in a similar configuration but under The diagrams presented in Figures 9 and 10 indicate that, for OBUD-1, the increase in Force R5 in the node joining the canopy with the caving shield is larger than the scale of the increase observed for OBUD-2; therefore, unfavorable phenomena may occur for the other higher support's heights than for OBUD-2. Practice has shown that the difficulties in Longwall 124 subsided while maintaining working heights greater than approximately 3.5 m.

The operation of the support with the wrong geometry (Figs. 1–4) also causes increased pressure in the front of the floor base, which can cause additional difficulties in the extraction process of the longwall in the case of working on weak floors.

The fact that the excessive accumulation of caving debris on the caving shields resulting from the small angles of their inclination and large surfaces of the covers (caused by relatively large lengths) can occur is another instance of unfavorable conditions.

The calculations carried out on the models show that, for OBUD-1 for Models 1 and 2 (Figs. 1, 2), these angles for longwall heights of approximately 3.5 and 3.0 m reached 19.8° and 15.3°, respectively. For comparison, with the correct support geometry and working heights of 3.0, 3.5, and 4.5 m, these angles obtain the following values: 24.1°, 31.2°, and 48.1°, respectively (Fig. 11). For OBUD 2 for Models 3 and 4 (Figs. 3, 4), the inclination angles of the caving shield towards the bottom of the excavation reached 17.4° and 11.9°, respectively. Similarly as before – for comparison, with the correct support geometry and working heights of 3.0, 3.5, and 4.5 m, these angles obtain the following values: 22.4°, 27.5°, and 51.9°, respectively (Fig. 11).

The small values of the angle of inclination of the caving shield at low working heights of the support may have a significant impact on the load of the supports and their proper cooperation with the rock mass aimed at ensuring the stability of the longwall working. Angles of inclination of the caving shield lower than about 30° are often too small to overcome the frictional force forming on the contact of the caving shield with the loose rocks coming from the caving [8] in the case of the possibility of slipping.



Fig. 11. Inclination angles of the caving shield in the OBUD-1 and OBUD-2 at the correct geometry

This leads to the excessive accumulation of caving debris on the section, which, in combination with the very large surface of the shield supports resulting from their length – determined mainly by the wide range of the working height of the section (2.4–4.5 m), causes both an additional significant load on the analyzed supports as well as an increase in the forces in the structural nodes.

In the case of low support heights and incorrect geometry (Models 1-4 – Figs. 1-4), load impacting on the caving shield may lead to a reduction of loadbearing capacity of up to 17.5% in relation to the conditions specified in the operation and maintenance manual for heights reaching 4.5 m with a horizontal canopy.

6. CONCLUSION

Based on the observations, calculations, and analyses carried out, the following conclusions can be made:

 The main reason for the difficulties in ensuring the stability of the Longwall 124 excavation (formation of roof falls) in the case of maintaining the OBUD-1 and OBUD-2 supports in the lower range of the working heights was the improper geometry of the support, consisting of the formation of almost one plane between the caving shield and the canopy. In the specific case of Longwall 124, this caused a linear support of the roof resulting in damage, consequently leading to the breaking of the coal shelf and falling of the goafs.

- 2. The incorrect geometry of the support was the result of a significant increase in the forces in the canopy's joint with the caving shield, which could practically prevent the effective correction of the location of the canopy by means of a tilt cylinder.
- 3. In the case of the OBUD-1 and OBUD-2 supports, the values of the forces in the joint of the canopy and the caving shield depend in the analyzed cases on the low working heights, first of all from the geometric dimensions of the support, then from the angle of inclination between the canopy and the floor base and from the load impacting on the caving shield of the support.
- 4. The calculations indicate that the discussed difficulties for the analyzed supports are mainly related to the low heights of operation. Practice has shown that the difficulties in Longwall 124 have subsided while maintaining working heights greater than approximately 3.5 m.
- 5. The work of the section with the wrong geometry referred to in this article leads to very high-pressure values to be generated in the front of the floor base, which may also cause additional difficulties in extracting the longwall (even when working on weak floors).

Acknowledgement

This article includes the results of work carried out within the framework of the PRASS III project, entitled "Productivity and Safety of Shield Support". This project is co-financed by the Research Fund for Coal and Steel (Project 752504) and the Ministry of Science and Higher Education.

References

- Masny W., Prusek S., Walentek A.: Pomiary konwergencji oraz obciążenia działającego na obudowę wyrobisk korytarzowych zlokalizowanych pod zrobami zawałowymi wraz z metodą oceny ich rekonsolidacji, Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Górnicze Zagrożenia Naturalne", "Prace Naukowe GIG. Górnictwo i Środowisko" 2011, 4/2: 297–304.
- [2] Płonka M. et al.: Wykonanie pracy naukowo-badawczej określającej możliwości stosowania, upodatnienia i warunki współpracy sekcji obudów zmechanizowanych różnych typów dla ściany 124 w pokładzie 510, poz. 500 m w KHW SA KWK Mysłowice-Wesoła, Praca badawczo-usługowa GIG o symbolu 581 07936-152, GIG, Katowice 2016 [unpublished].
- [3] Rajwa S., Prusek S., Szuścik J., Gąska R.: Prowadzenie ściany pod gruzowiskiem zawałowym w warunkach zmiennej grubości pozostawionej warstwy przyspągowej, "Przegląd Górniczy" 2017, 6: 33–37.
- [4] Płonka M. et al.: Opracowanie dotyczące wykonania oceny współpracy z górotworem sekcji obudowy zmechanizowanej w zakresie roboczym tej obudowy, Praca badawczousługowa GIG o symbolu 581 35956-152, GIG, Katowice 2016 [unpublished].

- [5] Płonka M., Rajwa S.: Podporność i rozkład sił w węzłach sekcji obudowy zmechanizowanej, "Wiadomości Górnicze" 2009, 10: 611–616.
- [6] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe, Wydawnictwo Tiefenbach Polska Sp. z o.o., Piekary Śląskie 2003.
- [7] Losiak S., Ptak J.: Wpływ gruzowiska zawałowego na osłonę odzawałową i zachowanie się sekcji lemniskatowej obudowy ścianowej, "Mechanizacja i automatyzacja górnictwa" 2010, 3: 35–41.
- [8] Frith R.C.: A holistic examination of the load rating design of longwall shields after more than half a century of mechanised longwall mining, "International Journal of Mining Sciences and Technology" 2015, 25: 687–706.

MAREK PŁONKA, Ph.D., Eng. SYLWESTER RAJWA, Ph.D., Eng. Laboratory of Support Selection for Extraction Mine Workings GIG Central Mining Institute pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice, Poland {mplonka, srajwa}@gig.eu MAREK PŁONKA SYLWESTER RAJWA

Utrudnienia w prowadzeniu sekcji obudowy zmechanizowanej obserwowane podczas pracy w dolnym zakresie jej wysokości roboczej

W przypadku stosowania obudowy zmechanizowanej, która charakteryzuje się szerokim zakresem wysokości roboczych, w ostatnim czasie kilkakrotnie obserwowano istotne utrudnienia utrzymania stropu ścian podczas eksploatacji w przedziale niskich wysokości pracy sekcji. Utrudnienia te napotykano także w sytuacjach, gdy wyliczony wskaźnik nośności stropu g osiągał korzystne wartości. Zjawiska te występowały najczęściej podczas eksploatacji pod zrobami zawałowymi i przy utrzymywaniu ochronnej stropowej półki węglowej o wymaganej grubości. W artykule przedstawiono obliczenia i analizy zmierzające do wyjaśnienia i omówienia tych sytuacji.

Słowa kluczowe: obudowa zmechanizowana, podporność, siły, ocena

1. WPROWADZENIE

Ze względu na warunki projektowanych eksploatacji wprowadzane do użytkowania w poprzednich latach obudowy zmechanizowane wyposażane są w stojaki o dużych średnicach, umożliwiające rozwijanie znacznych sił. Dąży się do uzyskania szerokich przedziałów rozpiętości wysokości roboczych sekcji, ponieważ kopalnie pragną dysponować uniwersalnymi obudowami, które można stosować w pokładach o różnych miąższościach. W rezultacie powstają konstrukcje charakteryzujące się większymi rozmiarami i podpornościami w porównaniu z dotychczas użytkowanymi, co w naturalny sposób może wywoływać problemy i komplikacje, jakich wcześniej nie obserwowano. Zwiększenie rozmiarów sekcji obudowy zmechanizowanej skutkuje bowiem większymi gabarytami wyrobiska, wywołuje większe obciążenie ze strony górotworu i generuje większe siły w węzłach konstrukcji. W związku z taką sytuacją podstawowe znaczenie ma zapewnienie odpowiednich parametrów wytrzymałościowych obudowy oraz dobry projekt jej kinematyki, co w rezultacie powinno zapewnić jej poprawną współpracę z górotworem, gwarantującą spełnienie wymagań wynikających z warunków geologiczno-górniczych przyszłych rejonów eksploatacji.

W artykule przedstawiono wyniki obliczeń i analiz związanych z dwoma typami liniowych obudów zmechanizowanych o zakresie wysokości konstrukcyjnej od 2,4 m do 4,6 m, o średnicach wewnętrznych pierwszego stopnia stojaków 320 mm, nazywanych dalej OBUD-1 i OBUD-2, które zostały zastosowane w Kopalni Węgla Kamiennego Mysłowice-Wesoła, w warstwie przyspągowej pokładu 510 w ścianie 124, prowadzonej pod zrobami warstwy górnej. Na odcinku długości tej ściany i na fragmencie wybiegu, na którym znacznie obniżono wysokość eksploatacji, wystapiły istotne trudności w utrzymaniu stropu oraz z korekcją położenia stropnic, która była wymagana ze względu na trudności zachowania ich równoległości względem spągnic. Sekcje miały tendencje do ustawiania się z uniesionymi stropnicami w niemal jednej linii z osłonami odzawałowymi. Zamieszczone rezultaty obliczeń modelowych, rysunki i wykresy stanowią próbę znalezienia przyczyny tej sytuacji.

2. CHARAKTERYSTYKA ŚCIANY 124

Ściana 124 prowadzona była w warstwie przyspągowej pokładu 510, na południe od Uskoku Morgi i na wschód od Uskoku Brzęczkowickiego. Pozostała miąższość pokładu 510 w tym rejonie, po wybraniu warstwy górnej wynosiła od około 3 m do 6,5 m. Pokład zalegał na głębokości 645–700 m, przy nachyleniu około 6° w kierunku południowo-zachodnim.

W pułapie ściany 124 występowały zroby zawałowe warstwy przystropowej pokładu 510, powstałe z piaskowców, zlepieńców, łupków ilastych i łupków piaszczystych, powyżej których w odległości 20–30 m zalegał pokład 501. Spąg stanowiła warstwa łupku ilastego.

Przed wybraniem warstwy górnej pokładu strop cechował się wytrzymałością na ściskanie z zakresu 32–52 MPa, węgiel około 22 MPa, natomiast spąg około 31 MPa. Przeprowadzone obliczenia wytrzymałości zastępczej zrobów, wykonane według metody GIG powstałej w wyniku realizacji projektu PROSAFECOAL 2007–2010 [1], określiły jej wartość na nieco powyżej 9 MPa, co w przyjętej klasyfikacji oznacza średni stopień rekonsolidacji (bliski już jednak słabemu <8 MPa) [2].

W rejonie pola ściany 124, w odległości do 160 m nad warstwą przyspągową pokładu 510, eksploatowano warstwę przystropową tego pokładu, bezpośrednio nad ścianą 124 oraz pokład 405/2 oddalony o około 170 m. Poniżej pokładu 510 węgla jeszcze nie eksploatowano.

Ścianę 124 prowadzono z zawałem stropu, w obustronnym otoczeniu calizną węglową (w warstwie przyspągowej), na wysokość do 4,5 m, z pozostawianiem półki węglowej w pułapie ściany, której zadaniem były izolacja zrobów od przestrzeni roboczej oraz zapewnienie wskaźnika nośności stropu $g \ge 0,8$. W tym celu wyliczono minimalną jej grubość, która powinna wynosić 0,6–1,0 m, w zależności od odcinka wybiegu ściany oraz typu sekcji (łącznie w ścianie pracowało pięć typów sekcji).

Ściana rozpoczęła bieg z długością 130 m, która po około 325 m została zwiększona do 225 m, a jej wybieg osiągnął około 640 m.

Ze względu na pozostałą do wybrania ścianę 124 zmienną grubość węgla warstwy przyspągowej i konieczność pozostawiania ochronnej półki węglowej, na niektórych odcinkach wybiegu wysokość ściany była znacznie obniżana w stosunku do możliwej maksymalnej (4,5 m). Przy wysokościach ściany niższych od około 3,4 m sekcje ustawiały się z podniesioną ku górze stropnicą i występowały istotne trudności z korekcją jej położenia w celu zapewnienia poprawnej geometrii, tj. uzyskania równoległości pomiędzy stropnicami i spągnicami. Notowane były liczne uszkodzenia między innymi stojaków sekcji, siłowników podpory i przesuwników sekcji, co skutkowało trudnościami w prowadzeniu ściany i koniecznością wymiany uszkodzonych elementów. Szerszy opis przypadku przedstawiono w [3].

3. WYTYPOWANE MODELE GEOMETRII SEKCJI LINIOWYCH W ŚCIANIE 124

Na podstawie przeprowadzanych podczas biegu ściany bieżących obserwacji oraz wizji lokalnej dokonanej po zakończeniu jej biegu, w czasie likwidacji określono charakterystyczne przypadki postaci geometrii sekcji OBUD-1 i OBUD-2 na odcinkach występowania utrudnień.

Uznano, że dla każdego z typów sekcji liniowych należy zbadać dwa przypadki modeli geometrii, dla często występujących wysokości w czole ściany około 3,0 m i 3,5 m. Wymiary geometryczne sekcji wskazywały, że dla uzyskania obserwowanego pod ziemią efektu niemal liniowego ułożenia stropnicy i osłony odzawałowej, układy lemniskatowe sekcji OBUD-1 i OBUD-2 muszą być wtedy usytuowane jak przy pracy na wysokości odpowiednio 2,4 m i 2,7 m (ze stropnicą poziomą), natomiast kąty nachylenia stropnic wynosić powinny około 8° i 12° [4].

Dla identyfikacji ułożenia sekcji posłużono się stosowaną w Zakładzie Technologii Eksploatacji i Obudów Górniczych GIG metodą i oprogramowaniem do analizy geometrii i rozkładu sił w węzłach sekcji [5], a cztery modele geometrii sekcji, dla opisanych wyżej wariantów, przedstawiono na rysunkach 1–4. Wyniki obliczeń sił w węzłach konstrukcyjnych sekcji postanowiono porównać z obliczeniami dla postaci geometrii prezentowanych zwykle w DTR, tj. dla maksymalnej wysokości roboczej, która dla analizowanych sekcji wynosi 4,5 m przy poziomym ułożeniu stropnicy i spagnicy, co przedstawiają rysunki 5 i 6.

Na rysunkach 1–6 powierzchnie pokratkowane przedstawiają schematyczny rozkład nacisków powierzchniowych podczas nacisku górotworu na obudowę i dla założonego współczynnika tarcia między stalą a skałą o wartości $\mu = 0,3$.



Rys. 1. Model 1, sekcja OBUD-1, wysokość wyrobiska około 3,5 m, stropnica podniesiona pod kątem 12°



Rys. 2. Model 2, sekcja OBUD-1, wysokość wyrobiska około 3,0 m, stropnica podniesiona pod kątem 8°



Rys. 3. Model 3, sekcja OBUD-2, wysokość wyrobiska około 3,5 m, stropnica podniesiona pod kątem 12°



Rys. 4. Model 4, sekcja OBUD-2, wysokość wyrobiska około 3,0 m, stropnica podniesiona pod kątem 8°



Rys. 5. Model 5, sekcja OBUD-1, wysokość wyrobiska 4,5 m, stropnica pozioma (kąt 0°)



Rys. 6. Model 6, sekcja OBUD-2, wysokość wyrobiska 4,5 m, stropnica pozioma (kąt 0°)

4. OBLICZENIA ANALITYCZNE SIŁ W WĘZŁACH SEKCJI Z RÓŻNYM OBCIĄŻENIEM OSŁONY ODZAWAŁOWEJ I NACHYLENIEM STROPNICY

4.1. Obciążenie sekcji przy niskich wysokościach roboczych

Ze względu na obserwowane pod ziemią zaleganie gruzowiska zawałowego na osłonach odzawałowych sekcji, w przeprowadzonych obliczeniach postanowiono zasymulować możliwość ich różnego obciążenia. Rozważono następujące warianty przypadków obciążenia ze strony górotworu sekcji OBUD-1 i OBUD-2, często stosowane podczas analizy konstrukcji lub pracy obudów zmechanizowanych:

- 1) brak obciążenia osłony odzawałowej;
- obciążenie o wartości 100 kN/m² taka wartość obciążenia osłony bywała zakładana w górnictwie niemieckim i wynikała z warunku stabilizacji przegubu stropnicy i osłony odzawałowej [6] (obciążenie takie odpowiada ciężarowi kamiennej kolumny o wysokości 4 m), co potwierdziły doświadczenia ruchowe;
- obciążenie punktowe osłony zawałowej siłą pionową 600 kN umiejscowioną w środku długości osłony, jakie stosuje się w analizach wykonywanych przez konstruktorów sekcji.

Wartości tych obciążeń postanowiono porównać z rezultatami innych obliczeń, w tym przypadku z badaniami przeprowadzonymi według metody postępowania zaprezentowanego w [7].

Obliczenia wykonane z uwzględnieniem wymiarów sekcji OBUD-1 i OBUD-2 pokazały, że można spodziewać się obciążenia osłon odzawałowych o stosunkowo szerokiej zmienności wartości około 300–950 kN, w zależności od zakładanych parametrów, przy czym stosunek obciążenia osłony odzawałowej do obciążenia stropnicy, przy obniżaniu się wysokości sekcji (w zależności od rozpatrywanych warunków), może się zmieniać od około 41% do 73% dla sekcji OBUD-1 oraz od około 30% do 58% dla sekcji OBUD-2.

Rozważane wartości obciążeń są więc w dużej mierze porównywalne, niemniej jednak należy je oceniać z pewnym przybliżeniem, gdyż w interpretowanym schemacie obliczeń nie rozważano obciążeń dla stropnic nachylonych.

4.2. Siły w węzłach konstrukcyjnych sekcji obudów zmechanizowanych

Wraz ze zmianą podporności sekcji wahaniom ulegają wartości sił występujących w jej węzłach konstrukcyjnych, wpływające na wartości naprężeń i decydujące o trwałości całej konstrukcji lub jej elementów. W celu przeprowadzenia analizy sił w węzłach konstrukcyjnych posłużono się modelem obliczeniowym, który umożliwia wyliczenie geometrii i sił w sekcji obudowy zmechanizowanej według schematów przedstawionych na rysunkach 7 i 8.

Opracowany w Zakładzie Technologii i Obudów Górniczych GIG model obliczeniowy obudowy zmechanizowanej, zawarty w postaci programu komputerowego, pozwala na analizę jej podporności w funkcji wielu różnych parametrów występujących podczas pracy [5]. Można prowadzić obliczenia dotyczące praktycznie wszystkich typów sekcji zawałowych i podsadzkowych, stosowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego. Uwzględniane są siły tarcia pomiędzy obudową a górotworem, powstające podczas poziomego ruchu stropnicy po krzywej lemniskatowej przy zmianie wysokości roboczej. Praktyka pokazuje, że siły te należy uwzględniać w obliczeniach statycznych obudowy, gdyż generują wewnętrzne naprężenia w elementach obudowy i wpływają na jej stateczność, zwłaszcza w fazie rozpierania.

Obliczenia można prowadzić dla stropnic równoległych i nachylonych względem spągu wyrobiska ścianowego, a kierunek działania sił zewnętrznych jest prostopadły względem stropnicy. Zależności wyliczane są jak dla belek sztywnych.



Rys. 7. Schemat geometrii sekcji obudowy zmechanizowanej



Rys. 8. Schemat rozkładu sił w węzłach sekcji obudowy zmechanizowanej

Obliczenia wartości sił można prowadzić dla układów sił:

- pochodzących od nacisku górotworu na stropnicę obudowy, symulując występowanie dodatkowych sił zewnętrznych oraz nacisku skał zawałowych na osłonę odzawałową, przy zadanej podporności roboczej stojaków,
- występujących w czasie rozpierania obudowy, z podpornością wstępną wynikającą z ciśnienia zasilania stojaków, uwzględniając w tym przypadku zmianę zwrotu sił tarcia.

Opracowany model obliczeniowy umożliwia analizowanie sił tarcia: z badaniem i uwzględnieniem kierunku siły tarcia wynikającym z przebiegu krzywej lemniskatowej przy zmianie wysokości obudowy, a także przy założeniu niezmienności kierunku siły tarcia przy zmianie wysokości obudowy.

Ze względu na wnioski wynikające z obserwacji dołowych oraz uzyskanych postaci geometrii sekcji obudów dla modeli przedstawionych na rysunkach 1–4, szczególną uwagę zwrócono na obliczenia sił: R5x, R5y, R5n i R5s, jako składowych siły R5, związanej z przegubem stropnicy z osłoną odzawałową.

Dla każdej z sekcji wykonano obliczenia wartości tej siły w zależności od wysokości roboczej sekcji, dla kątów nachylenia stropnicy: 0°, 8° i 12° oraz dla trzech wariantów obciążeń.

Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach 1 i 2 oraz na rysunkach 9 i 10.

Tabela 1

Wartości siły R5 [kN] w węźle przegubu stropnicy z osłoną odzawałową dla sekcji liniowej OBUD-1

Wysakość sakcji	Nachylenie stropnicy										
(dla układu lemniskatowego) [m]		0°			8°			12°			
	ob	ciążenie osło	ny	ob	ciążenie osło	ony	obciążenie osłony				
	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN		
2,4	1276	1394	1454	1975	2046	2084	2302	2353	2381		
2,7	816	944	1025	1587	1661	1708	1946	1998	2033		
2,9	563	699	799	1371	1444	1499	1747	1797	1838		
3,3	168	335	497	1027	1092	1167	1428	1471	1523		
3,7	115	203	403	775	829	930	1194	1226	1293		
4,1	332	321	449	584	625	761	1014	1038	1124		
4,5	554	525	548	408	440	633	851	872	997		

v		τ Ι	8	1 2	L	ί	0	0			
Wysokość sekcij	Nachylenie stropnicy										
(dla układu		0°			8°			12°			
lemniskatowego) [m]	ot	ociążenie osło	ny	0	bciążenie osło	ony	obciążenie osłony				
	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN	0 kN	100 kN/m ²	600 kN		
2,4	635	765	857	1370	1443	1503	1707	1761	1807		
2,7	175	345	499	987	1067	1147	1358	1417	1476		
2,9	72	216	394	776	858	955	1164	1222	1292		
3,3	439	416	499	454	532	675	865	913	1007		
3,7	668	639	680	244	309	520	669	700	821		
4,1	816	795	810	109	151	446	544	558	707		
4,5	1030	1024	932	30	30	396	424	427	643		





Rys. 9. Wartości siły R5 w węźle przegubu stropnicy z osłoną odzawałową dla sekcji liniowej OBUD-1



Rys. 10. Wartości siły R5 w węźle przegubu stropnicy z osłoną odzawałową dla sekcji liniowej OBUD-2

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie analizy zdefiniowanych modeli obliczeniowych sekcji obudów OBUD-1 i OBUD-2 oraz wariantowych wyliczeń obciążenia można stwierdzić, że wartości sił w węzłach konstrukcyjnych tych sekcji mogą znacznie się różnić od modelu przyjmowanego zwykle w DTR dla maksymalnej wysokości roboczej i poziomego usytuowania stropnicy i spągnicy.

Zmiany wartości siły w węźle przegubu stropnicy z osłoną odzawałową (R5 na rysunku 8), na podstawie przedstawionych obliczeń i wykresów, zależą przede wszystkim od konkretnej postaci kinematyki (wymiarów geometrycznych) sekcji, w tym przypadku OBUD-1 lub OBUD-2, następnie od nachylenia pomiędzy stropnicą a spągnicą i od obciążenia osłony odzawałowej sekcji.

Dla wysokości układu lemniskatowego sekcji OBUD-1 i OBUD-2 (2,4 m i 2,7 m) oraz kątów nachyleń ich stropnic (8° i 12°), wartości tej siły są wyraźnie większe od wartości wyliczonych dla wysokości 4,5 m i pracy ze stropnicą poziomą. W przypadku sekcji OBUD-1 mogą być one większe nawet o około 4,3 razy, natomiast w przypadku sekcji OBUD-2 o około 1,8 razy. Dodatkowe obliczenia wykazały ponadto, że przy rozpieraniu sekcji siły te mogą jeszcze znacznie wzrastać.

Przy ułożeniu stropnicy i osłony w niemal jednej linii nachylenie siły R5 skierowane było często niemal zgodnie z kierunkiem składowej siły R5s (rys. 8) oraz linią podpory stropnicy. Biorąc pod uwagę fakt, że podpora charakteryzowała się maksymalną siłą 588 kN pod tłokiem lub 703 kN nad tłokiem, jej zmiany mogły mieć znikomy wpływ na możliwość korekcji położenia stropnicy. W takich warunkach operowanie podporą stropnicy było nieefektywne lub nawet wręcz niemożliwe, a sekcje wykazywały tendencję do tworzenia jednej płaszczyzny przez stropnicę i osłonę odzawałową, aż do położenia wynikającego z ograniczników podpory i/lub maksymalnego wysunięcia siłowników.

W warunkach ściany 124 powodowało to pracę sekcji z uniesioną stropnicą i efekt liniowego podpierania stropu, przez co dochodziło do niszczenia jego struktury oraz opadu. W tym konkretnym przypadku przerywanie ciągłości ochronnej półki węglowej pozostawianej w pułapie wyrobiska skutkowało opadem gruzowiska zawałowego i istotnymi utrudnieniami podczas eksploatacji.

Można wyrazić przypuszczenie, że w przypadku prowadzenia tych sekcji w podobnej konfiguracji, lecz pod stropem naturalnym, gdzie półka węglowa nie jest wymagana do izolacji słabej warstwy w stropie bezpośrednim (np. zrobów zawałowych), może nie dochodzić do opadów o takiej intensywności, jeśli wytrzymałość mechaniczna stropu będzie wystarczająca, niemniej nadal panować będą warunki do jego "podcinania" na skutek trudności z korekcją położenia stropnic.

Zaprezentowane na rysunkach 9 i 10 wykresy wskazują, że dla sekcji OBUD-1 przyrost siły R5 w węźle łączącym stropnicę z osłoną jest większy od skali przyrostu obserwowanego dla sekcji OBUD-2, niekorzystne zjawiska mogą więc wystąpić dla innych, wyższych wysokości roboczych obudowy niż dla OBUD-2. Praktyka pokazała, że trudności w ścianie 124 ustępowały przy utrzymywaniu wysokości roboczych większych od około 3,5 m.

Praca sekcji z niewłaściwą geometrią (rys. 1–4) powoduje ponadto generowanie zwiększonych nacisków w przedniej części spągnicy, co w przypadku pracy na słabych spągach może powodować dodatkowe utrudnienia w prowadzeniu ściany.

Niekorzystnym zjawiskiem była także możliwość nadmiernego gromadzenia się gruzowiska zawałowego na osłonach wynikająca z niewielkich kątów ich nachylenia oraz dużych powierzchni osłon (z racji ich stosunkowo dużych długości).

Z wyliczeń przeprowadzonych na modelach wynika, że dla sekcji OBUD-1 dla modeli 1 i 2 (rys. 1, 2) kąty te przy wysokości ściany około 3,5 m i około 3,0 m wynosiły odpowiednio 19,8° i 15,3°. Dla porównania przy prawidłowej geometrii sekcji i wysokościach pracy 3,0 m, 3,5 m i 4,5 m kąty te uzyskują odpowiednio wartości: 24,1°, 31,2° i 48,1° (rys. 11). Dla sekcji OBUD-2, w modelach 3 i 4 (rys. 3, 4) kąty nachylenia osłony odzawałowej w kierunku spągu wyrobiska wynosiły odpowiednio 17,4° i 11,9°. Podobnie jak wcześniej – dla porównania przy prawidłowej geometrii sekcji i wysokościach pracy 3,0 m, 3,5 m i 4,5 m kąty te uzyskują odpowiednio wartości: 22,4°, 27,5° i 51,9° (rys. 11).

Małe wartości kątów nachylenia osłon odzawałowych przy niskich wysokościach pracy sekcji mogą w istotny sposób wpływać na obciążenie sekcji oraz ich prawidłową współpracę z górotworem w celu zapewnienia stateczności wyrobiska ścianowego. Kąty nachylenia osłon odzawałowych mniejsze niż 30° są często zbyt małe, aby pokonać siłę tarcia pojawiającą się przy kontakcie osłony odzawałowej z luźnymi skałami pochodzącymi z zawału [8], w przypadku możliwości ich zsuwania się. Przyczynia się to do nadmiernego gromadzenia się materiału zawałowego na sekcji, co w połączeniu z bardzo dużą powierzchnią osłon odzawałowych wynikającą z ich długości - determinowanej głównie szerokim zakresem wysokości pracy sekcji 2,4-4,6 m - powoduje zarówno dodatkowe istotne obciążenie analizowanych sekcji, jak i wzrost sił w węzłach konstrukcyjnych.



Rys. 11. Kąty nachylenia osłony odzawałowej w sekcjach OBUD-1 i OBUD-2 przy prawidłowej geometrii

W analizowanych przypadkach obciążenie osłon odzawałowych gruzowiskiem zawałowym, w przypadku niskich wysokości pracy sekcji i nieprawidłowej geometrii (modele 1–4, rys. 1–4), powodować mogło obniżenie podporności obudów wynoszące do 17,5% w stosunku do warunków określanych w DTR dla wysokości 4,5 m z poziomą stropnicą.

6. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych obserwacji, obliczeń i analiz można sformułować następujące wnioski:

- Główną przyczyną utrudnień w zapewnieniu stateczności wyrobiska ściany 124 (powstawania obwałów) w przypadku prowadzenia sekcji OBUD-1 i OBUD-2 w dolnym zakresie wysokości roboczych, była niewłaściwa geometria sekcji, polegająca na utworzeniu się niemal jednej płaszczyzny pomiędzy osłoną odzawałową i stropnicą. W konkretnym przypadku ściany 124 powodowało to liniowe podparcie pułapu wyrobiska i jego uszkodzenie, w konsekwencji prowadząc do przerwania półki węglowej i opadu gruzowiska zawałowego z warstwy przystropowej.
- Niewłaściwa geometria sekcji związana była z istotnym wzrostem sił w węźle przegubu stropnicy z osłoną odzawałową, które mogły praktycznie uniemożliwić skuteczną korekcję położenia stropnicy za pomocą podpory stropnicy.

- 3. Wartości sił w węźle przegubu stropnicy z osłoną odzawałową, w przypadku sekcji OBUD-1 i OBUD-2 zależą w analizowanych przypadkach niskich wysokości roboczych przede wszystkim od wymiarów geometrycznych sekcji, następnie od kąta nachylenia pomiędzy stropnicą a spągnicą oraz od obciążenia osłony odzawałowej sekcji.
- 4. Przeprowadzone obliczenia wskazują, że omawiane utrudnienia w analizowanych sekcjach są związane przede wszystkim z niskimi wysokościami pracy. Praktyka pokazała, że trudności w ścianie 124 ustępowały przy utrzymywaniu wysokości roboczych większych od około 3,5 m.
- 5. Praca sekcji z niewłaściwą geometrią, o której mowa w artykule, powoduje generowanie bardzo dużych wartości nacisków w przedniej części spągnicy, co także w przypadku pracy na słabych spągach może powodować dodatkowe utrudnienia w prowadzeniu ściany.

Podziękowania

W artykule wykorzystano wyniki prac wykonanych w ramach realizacji projektu PRASS III: "Produktywność i bezpieczeństwo obudów zmechanizowanych" (Productivity and Safety of Shield Support), współfinansowanego przez Fundusz Badawczy dla Węgla i Stali (Research Fund for Coal and Steel) (kontrakt nr 752504) oraz Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

- Masny W., Prusek S., Walentek A.: Pomiary konwergencji oraz obciążenia działającego na obudowę wyrobisk korytarzowych zlokalizowanych pod zrobami zawałowymi wraz z metodą oceny ich rekonsolidacji, Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Górnicze Zagrożenia Naturalne". "Prace Naukowe GIG. Górnictwo i Środowisko" 2011, 4/2: 297–304.
- [2] Płonka M. et al.: Wykonanie pracy naukowo-badawczej określającej możliwości stosowania, upodatnienia i warunki współpracy sekcji obudów zmechanizowanych różnych typów dla ściany 124 w pokładzie 510, poz. 500 m w KHW SA KWK Mysłowice-Wesoła, Praca badawczo-usługowa GIG o symbolu 581 07936-152, GIG, Katowice 2016 [praca niepublikowana].
- [3] Rajwa S., Prusek S., Szuścik J., Gąska R.: Prowadzenie ściany pod gruzowiskiem zawałowym w warunkach zmiennej grubości pozostawionej warstwy przyspągowej, "Przegląd Górniczy" 2017, 6: 33–37.
- [4] Płonka M. et al.: Opracowanie dotyczące wykonania oceny współpracy z górotworem sekcji obudowy zmechanizowanej w zakresie roboczym tej obudowy, Praca badawczo-usługowa GIG o symbolu 581 35956-152, GIG, Katowice 2016 [praca niepublikowana].

- [5] Płonka M., Rajwa S.: Podporność i rozkład sił w węzłach sekcji obudowy zmechanizowanej, "Wiadomości Górnicze" 2009, 10: 611–616.
- [6] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe, Wydawnictwo Tiefenbach Polska Sp. z o.o., Piekary Śląskie 2003.
- [7] Losiak S., Ptak J.: Wpływ gruzowiska zawałowego na osłonę odzawałową i zachowanie się sekcji lemniskatowej obudowy ścianowej, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2010, 3: 35–41.
- [8] Frith Russell C.: A holistic examination of the load rating design of longwall shields after more than half a century of mechanised longwall mining, "International Journal of Mining Sciences and Technology" 2015, 25: 687–706.

dr inż. MAREK PŁONKA dr inż. SYLWESTER RAJWA Zakład Technologii Eksploatacji i Obudów Górniczych Główny Instytut Górnictwa pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice {mplonka, srajwa}@gig.eu

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.4.536.65

TOMASZ WYDRO

Tests of loading efficiency of worm-type cutting drums in longitudinally inclined longwall working

This article presents the execution and results of tests of the loading efficiency of wormtype cutting drums as a function of the slope of a longwall working. The tests were carried out at various angles of longitudinal inclination of a longwall within a range of 0° to 9° along the strike. In real conditions, the separation of the two basic processes that take place during operation of a longwall shearer (i.e., milling and loading) is not possible; therefore, the research was carried out under laboratory conditions at the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines at AGH University of Science and Technology in Krakow. The tests were carried out on a special station that allowed for the gradual change of the longitudinal and transverse slope of a longwall working. Based on the conducted tests, it was found that the inclination of a longwall working influences the loading efficiency; i.e., that, along with an increase in the angle of the longitudinal inclination, loading resistance increases while the loading efficiency decreases.

Key words: laboratory tests, spoil loading, worm-type cutting drums

1. INTRODUCTION

Hard coal mining in most European countries (including Poland) is practically carried out by longwall methods (in particular by longwall shearers). The longwall system has many advantages, which include low operational losses, a small amount of preparatory work, a reduction of the risk of rock bursts (due to the convenient stress distribution in the rock mass), a reduction in the risk of fires due to the clean bed selection, and the possibility of ventilation by means of a circulating air current [1]. However, each longwall working is characterized by individual hazards and difficulties in coal mining. Such threats include the so-called co-existing hazards: fire, rock burst, temperature, and methane [1]. Meanwhile, the technical difficulties certainly include walls with heights of less than 1.5 m and a slope in the excavation (the dip angle of the seam). As in the case of determining the height ranges of walls in particular categories, the slope of

the seam is also a matter of convention. The most frequent divisions are as follows [2, 3]:

- horizontal $<5^{\circ}$,
- almost horizontal 5-15°,
- slightly inclined 15-30°,
- strongly inclined 30-45°,
- steep >45°.

Bearing in mind the heading longwall excavations, their direction in reference to the slope of the seam, and the direction of the exploitation, we can distinguish between longitudinal and transverse wall slopes. If the face of the wall moves perpendicularly to the inclination of the seam (Fig. 1), such a wall is called a longitudinal wall. However, when the face of the wall moves in a parallel fashion along the strike or dip to the inclination of the seam, such a wall is referred to as a transverse wall (Fig. 2) [4].

In mining practice, excavation in the case of inclined seams is oriented in such a way that the

transverse inclination angle of the wall is as small as possible, permitting higher values of longitudinal inclination (even 45°). This is mainly due to the operational capabilities of the machines and devices working in the wall [4]. An example of longwall shearers working at a large longitudinal inclination are Beijing HOT Mining Tech shearers (Fig. 3) [5, 6].



Fig. 1. Longitudinally inclined wall



Fig. 2. Transversely inclined wall



Fig. 3. Classic longwall shearer for strongly inclined seams at testing grounds of Beijing HOT Mining Tech [5]

As can be seen from the literature, the ranges of the permissible slopes for mechanized longwall systems is up to 45° longitudinally and up to $\pm 20^{\circ}$ transversely. It should be noted that the best results are obtained by mechanized walls in horizontal or slightly inclined seams; as the inclination increases, the efficiency of the walls decreases significantly [6].

Therefore, given the above literature-derived data, it was checked to what extent the angle of inclination of a longitudinal longwall working influences the loading process of worm-type cutting drums, thus to obtain the efficiency of this process.

The loading process is crucial, as there is a need for the continuous transport of the spoil produced in the mining process onto the longwall conveyor. The cleaning of the shearer path enables the shearer to be moved to a new field by a full swath. Leaving the spoil on the shearer path can lead to the so-called loss of swath; i.e., moving the conveyor by a swath smaller than assumed (required). This situation affects the fact that the drums cannot work across the entire width, which results in the failure to achieve the target daily production. The second undesirable effect is the so-called elevation of the conveyor, consisting of lifting it on the remaining spoil. This can cause difficulties in continuing the shearer's operation at the height assumed for a given wall. In addition, this may lead to a reduction in the durability of the picks due to the fact that the cutting heads cut into the roof rocks [7].

2. AIM AND FOUNDATION OF RESEARCH

The purpose of the research was to determine the influence of the longitudinal angle of a longwall working on the loading efficiency. As we find in the literature [3], the maximum longitudinal slope of medium walls can be 35°, while a transverse slope can range up to 20° along the strike and 15° along the dip. Therefore, the angle values selected for the tests will be representative of nearly horizontal walls. The tests were carried out for four angles of inclination of the excavation. As these are pilot studies on the topic, the lowest values of inclination angles were tested; first for a horizontal excavation with an angle of 0° , then three longitudinal inclination angles: 3°, 6°, 9°. Also, the station at which the loading efficiency measurements were carried out has the possibility of applying these angles during the tests. During the tests, the values of the fill factor of the drum (k_w) and the

coefficient of the loosening of the output spoil (k_r) have been taken into account, which affect the efficiency of the loading. The ranges and values of these coefficients have been determined on the basis of empirical studies and are adopted within the limits of $k_w = 0-1$, $k_r > 1$, [8]. The analytical model of the process of loading using worm-type cutting drums has been adopted for the interpretation of the test results [4, 9]. In accordance with the assumed objective of the study, it was assumed that the loading process will be separated from the milling process so that the study could focus only on the loading process. This assumption was possible to be included only under laboratory test conditions.

In connection with the above, the tests of the loading process were laboratory tests and were carried out at a specially prepared test station. The test station in question enables us to carry out the loading process as well as to use different angles of the longitudinal and transverse inclination of a longwall working. A specially designed worm-type cutting drum was used for the tests with a specific angle of the winding of the thread.

3. RESEARCH PLAN AND METHODOLOGY

The main assumption for testing the efficiency of a loading with worm-type cutting drums was to check to what extent the longitudinal slope of a longwall working impacts the quality (efficiency) of the loading process. The tests needed to be carried out in accordance with the dependencies defining the proper course of the loading process; i.e., that the internal volume of the drum (V_o) is greater than the quantity of the spoil produced during the mining (V_u) for one or two drums. These dependencies have been described in the literature [4] for the operation of drums with and without loaders. In the equations (described in the literature [4]), there are parameters such as the volumes of the front and rear drum, which can be described as follows:

- spoil volume for the front drum:

$$V_{up} = V_u \frac{D_s z v_p k_r k_L}{n} \tag{1}$$

- spoil volume for the rear drum:

$$V_{ut} = \frac{(H - D_s) z v_p k_r k_L}{n} \tag{2}$$

where:

- V_u mining efficiency of the drum [Mg/h],
- D_s diameter of the drum [m],
- H height of the mined wall [m],
- Z swath [m],
- k_r loosening coefficient of the output spoil [–],
- k_L coefficient defining the amount of spoil loaded with no participation of the drum [–],
- k_w drum filling coefficient [–].

Due to the above, only one front drum was designated for the tests, because it always machines the face with its whole diameter. Coefficient kL was adopted as equal to 1; this means that all of the spoil will be loaded using a worm-type cutting drum. From Relationship (1), it follows that:

$$k_w \ge \frac{D_s \cdot z}{v_o} \cdot \frac{v_p}{n} \cdot k_r \tag{3}$$

where:

 $\frac{D_s \cdot z}{v_o} - \text{construction parameters of the drum,} \\ \frac{v_p}{n} - \text{kinematic parameters.}$

From Formula (3), the construction parameters of the drum without the pick system required for the given conditions were determined.

For the needs of the laboratory tests, it was necessary to create a spoil with a previously assumed grain composition. The use of a spoil with a specific grain composition allowed for obtaining different values of spoil loosening coefficient k_r . For a given spoil and a given worm-type drum, the change of the feed speed and the rotational speed of the drum determines the value of the filling factor of the drum k_w .

The parameters measured in the tests will be as follows:

- power consumption of loading resistance Np measured on the feed motor as a function of loading efficiency of the drum η_l ,
- power consumption of loading resistance N_o measured on the drum's engine as a function of loading efficiency of the drum η_l,
- loading efficiency of the drum η_l, measured as the cross-section of the spoil heap [9, 11].

The range of rotational speed *n* and feed rate v_p was determined based on the actual structural and kinematic parameters of the drum used for testing.

No.	Spoil loosening factor k _r (granulation)	Rotational speed of the drum <i>n</i> [rpm]	Feed speed v _p [m/min]							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1		40	0.322	0.644	0.967	1.289	1.611	1.933	2.256	2.578
2	1.69 (0–45 mm)	80	0.161	0.322	0.483	0.644	0.806	0.967	1.128	1.289
3	. , ,	120	0.107	0.215	0.322	0.430	0.537	0.644	0.752	0.859

 Table 1

 Values of drum fill factor k_w and spill loosening factor k_r

The values of these parameters are included in Table 1 and reflect the values of the parameters used under real conditions (rotational speed of the drum, feed rate). Dependence (3) was used to compile this table. The table illustrates the theoretical values of fill factor k_w of the drum depending on feed speed v_p and the rotational speed of organ *n* for different spoil loosening coefficients k_r . This allows for the easy and quick selection of the feed and rotational speeds of the drum in order to obtain the fill factor required for the test.

The values presented in Table 1 allow us to carry out tests for three angles of longitudinal inclination of a longwall working; namely, 3°, 6°, and 9°. On the basis of the tests and the results obtained, it will be possible to analyze and assess the influence of the angle of inclination of the excavation on the loading efficiency as a function of the rotational speed of the drum and feed rate, taking into account drum fill factor k_w and spill loosening factor k_r .

4. LABORATORY STATION FOR TESTING LOADING PROCESS USING WORM-TYPE CUTTING DRUMS

The laboratory station (Fig. 4a) intended for testing the loading process consists of a structural part and a measuring system. The structural part of the station is a sliding frame, with the body of the cutting drum mounted on it (Fig. 4b). The feed drive (toothed wheel and toothed rack) allows the frame to move along guide rails, thus realizing the movement of the drum during operation.

The feed drive motor allows for adjusting the linear speed of the frame. Two guide rails allow the frame to travel over a distance of 1200 mm. The power supply system of the rotor enables the changing of directions and regulation of the rotational speed of the drum. The construction of the sliding frame makes it possible to place a heap of the loaded spoil between its sheets [3].

a)



b)



Fig. 4. Station for testing loading process: a) view of test bench from side of feed motor and rail; b) view from drum: 1 – station base, 2 – toothed rack, 3 – guide rails, 4 – drum drive motor, 5 – sliders, 6 – feed drive motor, 7 – gear cog, 8 – cutting drum, 9 – sliding frame



Fig. 5. Station for testing loading process: a) longitudinal inclination; b) transverse inclination

The station makes it possible to regulate the basic kinematic parameters of the station elements, such as:

- linear speed of the frame (feed speed),
- rotational speed of the drum,
- direction of the drum's rotation,
- feed direction (frame movement).

The position allows for setting the longitudinal and transverse inclination angle as shown in Figure 5. The inclination of the station can be achieved through connectors that have different lengths and correspond to the appropriate angles.

A quadruple-entry worm-type cutting drum with normal threads without a shielded loader was used for testing. The selection of the organ for the research was based on the professional literature and previous research, which was described in Item [10]. The drum in question is characterized by the following parameters:

$$-Z_U = 0.133 \text{ m}$$

- D = 0.334 m,
- d = 0.2 m,
- b = 0.012 m,
- -i = 4,
- $\alpha_2 = 28.33^{\circ},$

$$-k_{kp}=1,$$

where:

- Z_U swath of the drum without the cutting disc (the mining-loading part) [m],
- D diameter of the drum, including the loading extensions [m],
- d drum's hub diameter [m],
- b thickness of the thread [m],
- i number of threads [–],
- α_2 thread twist angle [°],
- k_{kp} coefficient taking into account the shape of the drum's hub, defined as the relationship between volume other than cylindrical to the volume of the hub cylinder (d) [–].

The measuring part of the station was a specially designed measuring system that allows for measuring and registering the power consumption of both engines.

The measuring system used on the test bench was equipped with current transformers, active power converters, a measurement module, and a measuring computer (Fig. 6).

Rotational speed measurement on the rotors (S) was carried out by the encoders (E), from which the signals were transmitted to the power box.



Fig. 6. Diagram of test bench measuring system [10]

In the power box, the signal is transferred to the inverter (F) and through the current transformers (PP), active power converters (PMC), and measurement card (KP) (docking station) to the computer (K) in which the data is saved.

5. PRELIMINARY TESTS

It was also assumed that the research will be twostaged; namely, it would consist of preliminary and primary tests. The initial tests were aimed at determining whether the measuring system works properly, whether the assumptions for testing are correct, and whether the necessary number of repetitions of the measurements are performed during the primary tests. In connection with the above, three measurements were taken for the constant rotation of the drum and feed speed. The results were analyzed statistically according to the Stein method [14]. Then, from the *t*-Student distribution, it was assumed that it is sufficient to perform two tests for each set of parameters.

Based on the preliminary research, a number of conclusions have been formulated. During the operation of the drum without a loader, no increase in power consumption was observed in any of the motors. However, it was observed that as the value of filling factor k_w increases, the shape and position of the output spoil heap changes.

In connection with the above, it was assumed that the main criterion for assessing the loading process for the drum without a loader will only be its loading efficiency.

The efficiency of the loading was defined as the ratio of the cross-sectional area of the heap of the spoil loaded to the area of the total cross-section of the dislocated spoil [8]. Therefore, it was assumed that the cross-section of the heap will be illustrated by a triangle (Fig. 7), which would be determined by the following values: a, b, h. Through this, it would be possible to determine the loading efficiency for a given measurement. The 145 mm dimension visible in Figure 7 results from the swath of the cutting drum and is a delimitation between the loaded and unloaded spoil. The efficiency of loading $_{fl}$ was calculated in the same way for all samples; that is, as the quotient of the cross-sectional area of the spoil loaded P_{lsrd} and average cross-section area $P_{c \ srednie}$ of the total spoil multiplied by 100%. To calculate the loading efficiency, the following dependence was used:

$$\eta_t = \frac{P_{t\,mean}}{P_{c\,mean}} 100\% \tag{4}$$

6. PRIMARY TESTS

Coal from one of the Polish mines was used for the tests. The coal to be tested was selected in terms of its properties and granularity class for the test cutting drum.

The preparation of the spoil was carried out at the Accredited Laboratory for Research and Property of Stone Products at AGH University of Science and Technology. The aim of preparing the spoil was to isolate the fractions and determine the bulk density in the loose state. On the basis of the volume density of the coal grains (i.e., the density that coal has in the seam and the bulk density of its granulation), it was necessary to determine the so-called spoil looseness coefficient k_r . The volume density was determined in accordance with the PN-EN 1097-6 standard and the bulk density in accordance with the requirements of the PN-EN 1097-3: 2000 standard. While determining the k_r coefficient, the geometrical parameters of the drum used for the tests were also taken into account [10]. The coal to be tested had a granulation of 0–45 mm and a looseness coefficient of $k_r = 1.69$. The k_r coefficient was assumed on the basis of the experimental studies and literature data [11-13].



Fig. 7. Diagram of cross-section of spoil heap

The tests were carried out in accordance with the following plan:

- a spot located within the sliding frame of the station was filled with the spoil of a specified and known granulation corresponding to the k_r coefficient;
- the appropriate angle of the longitudinal inclination of the longwall working was set by using connectors of the appropriate length (Fig. 5);
- the feed drive and rotor of the drum were started in accordance with Table 1;
- the frame was stopped after having moved 1200 mm, and the quantity of the spoil loaded was measured in accordance with Figure 7 (measurement of the geometry of the heap).

After performing the above-mentioned activities, the test procedure was repeated twice for all of the parameter values specified in Table 1.

7. TEST RESULTS STUDY AND ANALYSIS

In accordance with the test procedure described above, the drum without a shield loader was tested first, and the test station was set horizontally (0° angle of the excavation slope). Then, the tests were carried out for three settings simulating the inclination of the longwall working for angles of 3° , 6° , and 9° . The loading process was carried out along the strike for each of the inclination angles. The test results obtained after testing for the horizontal working served as a reference for the remaining slope settings.

After conducting a whole series of tests for each of the kinematic parameters (feed speed, rotational speed of the drum) and each setting of the angle of inclination of the working, all of the results were compiled in a graphical and tabular manner. This allowed for an easier comparison and determination of the dependencies between them and an evaluation of the loading efficiency for the individual inclination angles.

Presented below are selected combinations of the test results. Figure 8 and Table 2 summarize the test results for the horizontal position and the drum without a loader. Figure 8 shows loading efficiency η_l as a function of the fill factor of the drum for different feed speeds v_p . As can be seen in the chart below, the highest loading efficiency was obtained at the lowest feed speed and at the lowest filling of the drum. In addition, at a feed speed of $v_p = 2$ m/min, loading efficiency is the highest. However, for a feed speed of $v_p = 6$ m/min, the efficiency decreases with increases in the fill factor of the drum. In connection with the above, it can be assumed that, as the filling of the drum increases, the loading resistances increase accordingly and, thus, the loading efficiency decreases.

Comparing the results summarized in Table 2, we can conclude that the highest loading efficiency was obtained for a feed speed of $v_p = 2$ m/min and the lowest fill factor of the drum k_w . However, the lowest loading efficiency was recorded for the highest k_w coefficient and the highest feed speed ($v_p = 6$ m/min).

The next stage of the research was to conduct tests for various longwall slopes. Presented below is an example graph of the loading efficiency (Fig. 9) as a function of the drum's fill factor and feed speed. The graph presented in Figure 9 clearly shows that, with increases in the feed speed v_p , as the drum becomes increasingly filled, there is a significant reduction in the loading efficiency. Similar dependencies were observed for the remaining inclination angles of the station (wall), an example of which is shown in Figure 10.



Horizontal position of working (wall)

Fig. 8. Efficiency of loading η in function of drum fill factor k_w for different feed speeds v_n for horizontal longwall
	Test results for various kinematic parameters set during tests											
No.	v _p [m/min]	n [rpm]	k _w	a [mm]	<i>b</i> [mm]	h [mm]	<i>h</i> 1 [mm]	P_c [cm ²]	P_z [cm ²]	η [%]		
1	2	40	0.644	48	24.2	15	9	357	292	82		
2	2	80	0.322	42.3	18.6	19	15	396	290	73		
3	2	120	0.215	45.8	21.1	18	12	407	319	78		
4	4	40	1.288	42.2	18.5	14	11	306	223	73		
5	4	80	0.644	41.1	17.1	14	12	294	206	70		
6	4	120	0.429	46.5	22.2	11	8	267	213	80		
7	6	40	1.933	39.2	17	15	13	301	206	68		
8	6	80	0.966	41.7	18.2	14	11	290	210	72		
9	6	120	0.644	43	17.9	14	12	307	223	73		

	Table 2							
Test	results	for	various	kinematic	parameters	set	during	tests



Fig. 9. Loading efficiency η_l as a function of the drum fill factor k_w for different feed speeds v_p for a 3° wall inclination



Fig. 10. Loading efficiency η_l as function of drum fill factor k_w for different feed speeds v_p for 9° wall inclination

The graph shown in Figure 10 also shows that, at a 9° wall inclination and for higher feed speeds, the drum's fill factor increases and, thus, the loading efficiency is significantly reduced.

8. CONCLUSIONS

As mentioned earlier, the conducted research should be considered as a pilot study on the subject of the loading of spoil with worm-type cutting drums for inclined workings. The laboratory tests carried out and the subsequent analysis of the test results allowed us to draw conclusions and indications for further research (tests) on this topic. The main conclusion from the research is that the inclination of the working impacts the loading process because, with increases in the inclination angle, the efficiency of the loading with a drum without a loader decreases slightly. All of the experiments were carried out to simulate a shearer moving along the spike. The tests also indicate that, with increases in the feed speed and angle of inclination of the wall, the filling of the drum increases, thus affecting the efficiency of the loading.

These tests were the first tests of the loading process with a longitudinal inclination of a wall conducted at the Department of Mining, Dressing and Transport Machines of AGH. Previously, only tests for horizontal walls had been carried out. In connection with the above, tests should be continued for the longitudinal inclination of a station for greater angles and for drums with shield loaders. Perhaps for larger wall inclinations and with the use of a shield loader, an increase in power of the drum's rotor and feed motor will be visible during the tests. It is also suggested to introduce a system for collecting the spoil at the station, which could better illustrate the loading process.

References

 Szlązak N., Szlązak J.: Wentylacja wyrobisk ścianowych w kopalniach węgla kamiennego, w warunkach zagrożeń metanowego i pożarowego, "Górnictwo i Geologia" 2013, 8, 2: 115–131.

- [2] Borówka B.: Próba oceny technicznych możliwości eksploatacji zasobów pozabilansowych w kopalni węgla kamiennego, "Górnictwo i Geoinżynieria" 2010, 34, 3: 169–185.
- [3] Jaszczuk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne, Wydawnictwo Naukowe "Śląsk", Katowice 2007.
- [4] Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ścianowymi, Wydawnictwo Naukowe "Śląsk", Katowice 2000.
- [5] Bołoz Ł.: Maszyny urabiające w ścianowych systemach eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji. Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia: Węgiel, Tania Czysta Energia i Miejsca Pracy" 2018, 7, 1: 143–154.
- [6] Bołoz Ł.: Longwall shearers for exploiting thin coal seams as well as thin and highly inclined coal seams, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2018, 2: 59–72.
- [7] Korski J., Bednarz R.: Kombajnowy system ścianowy jako efektywna alternatywa dla strugów węglowych, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2012, 50, 9: 31–38.
- [8] Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Problemy związane z procesem ładowania frezującymi organami ślimakowymi, in: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego. Monografia, red. K. Krauze, Lędziny 2010: 124–133.
- [9] Krauze K., Wydro T.: Badania laboratoryjne procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi, in: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Monografia, red. nauk. A. Klich, A. Kozieł, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010: 387–404.
- [10] Hamala K., Wydro T.: Stanowisko do badań procesu ładowania frezującym organem ślimakowym, "Maszyny Górnicze" 2005, 1: 17–21.
- [11] Wydro T.: Badania laboratoryjne procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi przy różnym stopniu ich wypełnienia i granulacji urobku, AGH Akademia Górniczo--Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Kraków 2011 [Ph.D. thesis].
- [12] Jaszczuk M.: Kombajnowe systemy mechanizacyjne, "Skrypty Uczelniane" nr 1224, Gliwice 1986.
- [13] Krauze K., Wydro T.: Analiza wyników badań procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi, in: Zagadnienia mechaniki pękania i skrawania materiałów. Monografia, red. J. Jonak, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2010: 140–156.
- [14] Krysicki W. et al.: Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna w zadaniach, część 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.

TOMASZ WYDRO, Ph.D., Eng. Department of Mining, Dressing and Transport Machines Faculty of Mechanical Engineering and Robotics AGH University of Science and Technology al. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland wydro@agh.edu.pl TOMASZ WYDRO

Badania sprawności ładowania frezującym organem ślimakowym przy nachyleniu podłużnym wyrobiska ścianowego

W artykule przedstawiono realizacje oraz wyniki badań sprawności ładowania frezującymi organami ślimakowymi w funkcji nachylenia wyrobiska ścianowego. Badania zostały przeprowadzone przy różnych kątach nachylenia podłużnego wyrobiska ścianowego w zakresie od 0° do 9° po wzniosie. W warunkach rzeczywistych rozdzielenie dwóch podstawowych procesów, jakie zachodzą podczas pracy kombajnu ścianowego, czyli frezowania i ładowania nie jest możliwe, w związku z tym badania zostały przeprowadzone w warunkach laboratoryjnych w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Badania wykonano na specjalnym stanowisku pozwalającym na skokową zmianę nachylenia podłużnego i poprzecznego wyrobiska ścianowego. Na podstawie ich wyników stwierdzono, że nachylenie wyrobiska ścianowego wpływa na sprawność ładowania, co oznacza, że wraz ze wzrostem kąta nachylenia podłużnego opory ładowania rosną, a sprawność ładowania maleje.

Słowa kluczowe: badania laboratoryjne, ładowanie urobku, organy ślimakowe

1. WSTĘP

Wydobycie węgla kamiennego w większości krajów europejskich, w tym także w Polsce, generalnie odbywa się metodami ścianowymi, a w szczególności kombajnowymi kompleksami ścianowymi. System ścianowy posiada wiele zalet, do których można zaliczyć: niewielkie straty eksploatacyjne, małą liczbę robót przygotowawczych, zmniejszenie niebezpieczeństwa wystąpienia tąpań (dzięki dogodnemu rozkładowi naprężeń w górotworze), zmniejszenie niebezpieczeństwa powstawania pożarów za sprawą czystego wybierania złoża oraz możliwość przewietrzania obiegowym prądem powietrza [1]. Jednak każde wyrobisko ścianowe charakteryzuje się indywidualnymi zagrożeniami i utrudnieniami w eksploatacji wegla. Do takich zagrożeń należą tak zwane zagrożenia skojarzone: pożarowe, tąpaniami, temperaturowe i metanowe [1]. Natomiast do utrudnień z technicznego punktu widzenia należą niewątpliwie ściany o wysokości poniżej 1,5 m oraz nachylenie wyrobiska (kat upadu pokładu). Tak jak w przypadku określenia zakresów wysokości ścian w poszczególnych kategoriach, nachylenie pokładu też jest kwestią umowną i do najczęściej spotykanych podziałów należy [2, 3]:

- ułożone poziomo <5°,
- ułożone prawie poziomo 5-15°,
- słabo nachylone 15-30°,
- silnie nachylone 30–45°,
- strome >45°.

Mając na uwadze sposób prowadzenia wyrobisk ścianowych, ich odniesienie do nachylenia pokładu i kierunku eksploatacji, możemy wyróżnić nachylenie ścian podłużne i poprzeczne. Jeżeli czoło ściany przemieszcza się prostopadle do nachylenia pokładu (rys. 1), ścianę taką nazywamy ścianą podłużną. Natomiast gdy czoło ściany przemieszcza się równolegle po wzniosie lub upadzie do nachylenia pokładu, ścianę określa się jako ścianę poprzeczną (rys. 2) [4].

W praktyce górniczej w przypadku pokładów nachylonych dąży się do takiej orientacji wyrobiska, by kąt nachylenia poprzecznego ściany był jak najmniejszy, dopuszczając większe wartości kąta nachylenia podłużnego – nawet 45°. Wynika to głównie z możliwości eksploatacyjnych maszyn i urządzeń pracujących w ścianie [4]. Przykładem kombajnów ścianowych pracujących przy dużym nachyleniu podłużnym są kombajny firmy Beijing HOT Mining Tech (rys. 3) [5, 6].



Rys. 1. Ściana nachylona podłużnie



Rys. 2. Ściana nachylona poprzecznie



Rys. 3. Klasyczny kombajn ścianowy do stromych pokładów na poligonie firmy Beijing HOT Mining Tech [5]

Jak wynika z literatury zakres dopuszczalnych nachyleń dla zmechanizowanych kompleksów ścianowych to: podłużnie do 45°, a poprzecznie do $\pm 20^{\circ}$. Należy zauważyć, że najlepsze wyniki uzyskują ściany zmechanizowane w poziomych lub słabo nachylonych pokładach, a wraz ze wzrostem nachylenia wydajność ścian znacząco spada [6].

Stąd mając na uwadze powyższe dane literaturowe, sprawdzono, w jakim stopniu kąt nachylenia podłużnego wyrobiska ścianowego ma wpływ na proces ładowania frezującymi organami ślimakowymi, a tym samym na uzyskanie wydajności tego procesu.

Proces ładowania jest kluczowy, ponieważ występuje konieczność ciągłego odprowadzania urobku powstającego w procesie urabiania na przenośnik ścianowy. Czyszczenie ścieżki kombajnowej umożliwia przestawienie kompleksu w nowe pole o pełny zabiór. Pozostawienie urobku na ścieżce kombajnowej może prowadzić do tak zwanego gubienia zabioru, czyli przesunięcia przenośnika o zabiór mniejszy od zakładanego (wymaganego). Taka sytuacja wpływa na to, że organy nie mogą pracować na całej szerokości, czego skutkiem jest nieosiąganie założonego wydobycia dobowego. Drugim niekorzystnym efektem jest tak zwane podbijanie przenośnika, polegające na jego podnoszeniu na pozostawionym urobku. To może powodować trudności w utrzymaniu pracy kombajnu na wysokości założonej dla danej ściany. Ponadto może prowadzić do zmniejszenia trwałości noży kombajnowych przez to, że organy urabiające wcinają się w skaly stropowe [7].

2. CEL I ZAŁOŻENIA BADAŃ

Celem przedmiotowych badań było określenie wpływu kąta podłużnego wyrobiska ścianowego na sprawność ładowania. Jak znajdujemy w literaturze [3], maksymalne nachylenie podłużne ścian średnich może wynosić -35°, natomiast poprzeczne przy prowadzeniu ściany po wzniosie 20°, a po upadzie 15°. W związku z powyższym wartości kątów wybrane do badań będą reprezentatywne dla ścian prawie poziomych. Badania przeprowadzono dla czterech kątów nachylenia wyrobiska, jako że są to badania pilotażowe w temacie rozpoczęto od najniższych wartości kątów nachylenia. Dla wyrobiska poziomego o kacie 0° oraz trzech katów nachylenia podłużnego: 3°, 6°, 9°. Również stanowisko, na którym zrealizowano pomiary sprawności ładowania, ma możliwości zastosowania tych kątów podczas badań.

Podczas badań uwzględniono wartości współczynników wypełnienia organu k_w i współczynnik rozluzowania k_r urobku, które mają wpływ na sprawność ładowania. Zakres i wartość tych współczynników zostały określone na podstawie badań empirycznych i przyjmowane są w granicach $k_w = 0-1$, $k_r > 1$ [8]. Do interpretacji wyników badań został przyjęty model analityczny procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi [4, 9]. Zgodnie z przyjętym celem pracy założono, że proces ładowania zostanie rozdzielony od procesu frezowania, aby można było skupić się tylko na ładowaniu. To założenie możliwe było do zrealizowania tylko w warunkach badań laboratoryjnych.

W związku z powyższym badania procesu ładowania miały charakter laboratoryjny i zostały przeprowadzone na specjalnie do tego celu przygotowanym stanowisku badawczym. Stanowisko to umożliwia realizację procesu ładowania, a także zastosowanie różnych kątów nachylenia podłużnego i poprzecznego wyrobiska ścianowego. Do badań został wykorzystany specjalnie zaprojektowany frezujący organ ślimakowy o określonym kącie nawinięcia płatów ślimaka.

3. PLAN I METODYKA BADAŃ

Głównym założeniem badania sprawności ładowania ślimakowymi organami urabiającymi było sprawdzenie, w jakim stopniu nachylenie podłużne wyrobiska ścianowego ma wpływ na jakość (sprawność) procesu ładowania. Badania należało wykonać zgodnie z zależnościami określającymi prawidłowy przebieg procesu ładowania, czyli tak, by objętość wewnętrzna organu V_o , była większa od ilości urobku powstającego podczas urabiania V_u dla jednego lub dwóch organów. Zależności te zostały opisane w literaturze [4] dla pracy organów z ładowarkami i bez ładowarek. W równaniach (opisanych w literaturze w [4]) występują takie parametry, jak objętości organu przedniego i tylnego, które można opisać za pomocą zależności:

- objętość urobku dla organu przedniego:

$$V_{up} = V_u \frac{D_s z v_p k_r k_L}{n} \tag{1}$$

- objętość urobku dla organu tylnego:

$$V_{ut} = \frac{(H - D_s) z v_p k_r k_L}{n}$$
(2)

gdzie:

- V_u wydajność urabiania organu [Mg/h],
- D_s średnica organu [m],
- H wysokość urabianej ściany [m],
- Z zabiór [m],
- k_r współczynnik rozluzowania urobku [–],
- k_L współczynnik określający ilość załadowanego urobku bez udziału organu [–],
- k_w współczynnik wypełnienia organu [–].

W związku z powyższym do badań przeznaczono tylko jeden organ, przedni, gdyż on zawsze urabia caliznę całą średnicą. Współczynnik k_L został przyjęty równy 1. Oznacza to, że cały urobek zostanie załadowany za pomocą frezującego organu ślimakowego. Z zależności (1) wynika, że:

$$k_w \ge \frac{D_s \cdot z}{v_o} \cdot \frac{v_p}{n} \cdot k_r \tag{3}$$

gdzie:

$$\frac{D_s \cdot z}{v_o}$$
 – parametry konstrukcyjne organu,
 $\frac{v_p}{n}$ – parametry kinematyczne.

Ze wzoru (3) ustalono wymagane dla danych warunków parametry konstrukcyjne organu, lecz bez układu nożowego.

Na potrzeby badań laboratoryjnych konieczne było utworzenie urobku o założonym wcześniej składzie ziarnowym. Zastosowanie urobku o określonym składzie ziarnowym pozwoliło na uzyskanie różnych wartości współczynnika rozluzowania urobku k_r . Dla określonego urobku oraz danego organu ślimakowego, zmiana prędkości posuwu i prędkości obrotowej organu determinuje wartość współczynnika wypełnienia organu k_w .

Parametrami mierzonymi podczas badań będą:

- pobór mocy oporów ładowania N_p mierzony na silniku posuwu w funkcji sprawność ładowania organem η_l,
- pobór mocy oporów ładowania N_o mierzony na silniku organu w funkcji sprawność ładowania organem η_t,
- sprawność ładowania organem η_l, mierzona jako przekrój poprzeczny pryzmy urobku [9, 11].

Lp.	Współczynnik rozluzowania	Prędkość obrotowa	Prędkość posuwu v _p [m/min]								
	k _r (granulacja)	organu n [obr/min]	1	2	3	4	5	6	7	8	
1	1,69 (0–45 mm)	40	0,322	0,644	0,967	1,289	1,611	1,933	2,256	2,578	
2		80	0,161	0,322	0,483	0,644	0,806	0,967	1,128	1,289	
3		120	0,107	0,215	0,322	0,430	0,537	0,644	0,752	0,859	

Tabela 1 Wartości współczynnika wypełnienia organu k_w i współczynnika rozluzowania k_r

Zakres wartości prędkości obrotowej n oraz prędkości posuwu v_p został ustalony na podstawie rzeczywistych parametrów konstrukcyjnych i kinematycznych organu ślimakowego użytego do badań.

Wartości tych parametrów (tab. 1) są odzwierciedleniem wartości parametrów stosowanych w warunkach rzeczywistych (prędkość obrotowa organu, prędkość posuwu). Do sporządzenia tej tabeli posłużyła zależność (3). Tabela ilustruje teoretyczne wartości współczynnika wypełnienia organu k_w w zależności od prędkości posuwu v_p i prędkości obrotowej organu *n* dla różnych współczynników rozluzowania urobku k_r . Umożliwia ona łatwy i szybki dobór prędkości posuwu i prędkości obrotowej organu w celu otrzymania wymaganego w danym badaniu współczynnika wypełnienia organu.

Przedstawione w tabeli 1 wartości umożliwiają realizację badań dla trzech kątów nachylenia podłużnego wyrobiska ścianowego, a mianowicie dla 3°, 6° i 9°. Na podstawie przeprowadzonych badań i uzyskanych wyników możliwe będzie dokonanie analizy i oceny wpływu kąta nachylenia wyrobiska na sprawność ładowania w funkcji prędkości obrotowej organu i prędkości posuwu przy uwzględnieniu współczynnika wypełnienia organu k_w i współczynnika rozluzowania k_r .

4. STANOWISKO LABORATORYJNE DO BADANIA PROCESU ŁADOWANIA FREZUJĄCYMI ORGANAMI ŚLIMAKOWYMI

Stanowisko laboratoryjne (rys. 4a) przeznaczone do badania procesu ładowania składa się części konstrukcyjnej oraz układu pomiarowego. Część konstrukcyjną stanowiska stanowi rama przesuwna, z zabudowanymi na niej kadłubem organu urabiającego (rys. 4b). Napęd posuwu (koło zębate i listwa zębata) umożliwia ruch ramy po prowadnicach, realizując w ten sposób przemieszczanie się organu podczas pracy.

Silnik napędu posuwu pozwala na regulację prędkości liniowej ramy. Dwie prowadnice umożliwiają przesuw ramy na dystansie 1200 mm. Układ zasilania silnika napędu obrotów organu umożliwia zmianę kierunków oraz regulację prędkości obrotowej organu.



b)



Rys. 4. Stanowisko do badań procesu ładowania: a) widok stanowiska badawczego od strony silnika posuwu i listwy; b) widok od strony organu: 1 – podstawa stanowiska, 2 – listwa zębata, 3 – prowadnice, 4 – silnik napędu organu, 5 – ślizgi, 6 – silnik napędu posuwu, 7 – koło zębate, 8 – organ urabiający, 9 – rama przesuwna



Rys. 5. Stanowisko do badania procesu ładowania: a) nachylenie podłużne; b) nachylenie poprzeczne

Konstrukcja ramy przesuwnej umożliwia usypanie pomiędzy jej blachami pryzmy ładowanego urobku [3]. Stanowisko umożliwia regulacje podstawowych parametrów kinematycznych elementów stanowiska, takich jak:

- prędkości liniowej ramy nośnej (prędkość posuwu),
- prędkości obrotowej organu,
- kierunków obrotu organu,
- kierunku posuwu (ruch ramy).

Stanowisko umożliwia ustawienie kąta nachylenia podłużnego i porzecznego, tak jak to przedstawiono na rysunku 5. Nachylenie stanowiska można uzyskiwać dzięki łącznikom, które mają różną długość i odpowiadają odpowiednim kątom.

Do badań został przeznaczony organ ślimakowy czterowchodowy o płatach normalnych bez ładowarki osłonowej. Dobór organu do badań został oparty o literaturę fachową oraz wcześniejsze badania, które zostały opisane w pozycji [10]. Przedmiotowy organ charakteryzuje się następującymi parametrami:

 $- Z_U = 0,133 \text{ m},$

- D = 0,334 m,
- d = 0,2 m,
- b = 0,012 m,
- -i=4,
- $\alpha_2 = 28,33^\circ,$

$$-k_{kp}=1,$$

gdzie:

- Z_U zabiór organu bez tarczy odcinającej (część urabiająco-ładująca) [m],
- D średnica bębna organu z uwzględnieniem nakładek ładujących [m],
- d średnica piasty organu [m],
- b grubość płata [m],
- i liczba płatów [-],
- α₂ kąt nawinięcia płata [°],
- k_{kp} współczynnik uwzględniający kształt piasty organu zdefiniowany jako stosunek objętości innej niż walcowa do objętości walca piasty d [–].

Część pomiarową stanowiska stanowił specjalnie zaprojektowany układ pomiarowy, który pozwala zmierzyć i zarejestrować pobór mocy na obu silnikach.

Zastosowany układ pomiarowy na stanowisku badawczym został wyposażony w przekładniki prądowe, przetworniki mocy czynnej, moduł pomiarowy i komputer pomiarowy (rys. 6).

Pomiar prędkości obrotowej na silnikach S, realizowany był przez enkodery E, z których sygnały przekazywane były do skrzyni zasilającej. W skrzyni zasilającej sygnał przekazywany jest do falownika F oraz przez przekładniki prądowe PP, przetworniki mocy czynnej PMC i kartę pomiarową KP (stacje dokująca) do komputera K, w którym następuje zapis danych.



Rys. 6. Schemat układu pomiarowego stanowiska badawczego [10]

5. PRZEPROWADZENIE BADAŃ WSTĘPNYCH

Założono również, że badania będą miały charakter dwuetapowy, a mianowicie badania wstępne i zasadnicze. Badania wstępne miały na celu stwierdzenie, czy układ pomiarowy działa w sposób prawidłowy, czy przyjęte założenia do badań są słuszne oraz określenie niezbędnej liczby powtórzeń pomiarów podczas badań zasadniczych. W związku z powyższym dla stałych obrotów organu i prędkości posuwu wykonano trzy pomiary. Wyniki opracowano statystycznie według metody Steina [14]. Następnie z rozkładu *t*-Studenta przyjęto, że wystarczające jest wykonanie dwóch prób dla każdego zestawienia parametrów.

Na podstawie badań wstępnych sformułowano szereg wniosków. Podczas pracy organu bez ładowarki nie stwierdzono wzrostu poboru mocy na żadnym z silników. Zaobserwowano natomiast, że w miarę wzrostu wartości współczynnika wypełnienia k_w zmienia się kształt i położenie pryzmy urobku.

W związku z powyższym przyjęto, że głównym kryterium oceny procesu ładowania dla organu bez ładowarki będzie tylko sprawność ładowania.

Za sprawność ładowania uznano stosunek pola przekroju pryzmy urobku załadowanego do pola przekroju całkowitego pryzmy urobku przemieszczonego [8]. Przyjęto więc, że przekrój pryzmy będzie ilustrował trójkąt (rys. 7), którego wielkości *a*, *b*, *h* zostaną zmierzone, dzięki czemu można będzie wyznaczyć sprawność ładowania dla danego pomiaru. Widoczny na rysunku 7 wymiar 145 mm wynika z zabioru organu urabiającego i jest on rozgraniczeniem pomiędzy urobkiem załadowanym i niezaładowanym. Sprawność ładowania η_t dla wszystkich prób obliczono w ten sam sposób. Czyli jako iloraz pola przekroju urobku załado-



Rys. 7. Schemat przekroju pryzmy urobku

wanego $P_{t \, srednie}$ i średniego pola przekroju $P_{c \, srednie}$ całkowitego urobku pomnożone przez 100%. Dla obliczenia sprawności ładowania wykorzystano zależność:

$$\eta_{l} = \frac{P_{l \, \text{średnie}}}{P_{c \, \text{średnie}}} 100\% \tag{4}$$

6. REALIZACJA BADAŃ ZASADNICZYCH

Do badań wykorzystano węgiel z jednej z polskich kopalń. Węgiel przeznaczony do badań został dobrany pod względem własności i klasy ziarnistości do zaprojektowanego organu badawczego.

Przygotowanie urobku zostało przeprowadzone w Akredytowanym Laboratorium Badania i Własności Skał Wyrobów Kamieniarskich w Akademii Górniczo-Hutniczej. Celem przygotowania urobku było wyodrębnienie frakcji oraz określenie gęstości nasypowej w stanie luźnym. Na podstawie gęstości objętościowej ziaren węgla, czyli gęstości, jaką węgiel ma w caliźnie oraz gęstości nasypowej jego granulacji należało określić tzw. współczynnik rozluzowania urobku k_r . Gęstość objętościową określono zgodnie z normą PN-EN 1097-6, a gęstość nasypową zgodnie z wymogami normy PN-EN 1097-3:2000. Podczas określania współczynnika k_r uwzględniono również parametry geometryczne organu użytego do badań [10]. Węgiel przeznaczony do badań miał granulację 0-45 mm oraz współczynnik rozluzowania urobku $k_r = 1,69$. Współczynnik k_r został przyjęty na podstawie badań eksperymentalnych i danych literaturowych [11-13]. Badania przeprowadzono zgodnie z następującym planem:

- miejsce, które znajduje się w ramie przesuwnej stanowiska, zostało zasypane urobkiem o określonej i znanej granulacji odpowiadającej współczynnikowi k_r;
- ustawiono odpowiedni kąt nachylenia podłużnego wyrobiska ścianowego dzięki zastosowaniu łączników odpowiedniej długości (rys. 5);
- uruchomiono napęd posuwu i obroty organu (tab. 1);
- ramę po przebyciu 1200 mm zatrzymano, a następnie dokonano pomiaru ilości urobku załadowanego zgodnie z rysunkiem 7 (pomiar geometrii pryzmy).

Po wykonaniu wyżej wymienionych czynności procedura badań była powtarzana kolejno dwukrotnie dla wszystkich wartości parametrów określonych w tabeli 1.

7. OPRACOWANIE I ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Zgodnie z opisaną procedurą badaniom jako pierwszy został poddany organ bez ładowarki osłonowej, a stanowisko badawcze ustawiono poziomo (kąt nachylenia wyrobiska 0°). Następnie badania przeprowadzono przy trzech ustawieniach symulujących nachylenie wyrobiska ścianowego, dla kątów: 3°, 6° i 9°. Realizacja procesu ładowania odbywała się po wzniosie dla każdego z ustawionych kątów nachylenia wyrobiska. Wyniki badań otrzymane po przeprowadzeniu prób dla poziomego wyrobiska były odniesieniem dla pozostałych ustawień nachylenia.

Po przeprowadzeniu całej serii badań dla każdego z parametrów kinematycznych (prędkość posuwu, prędkość obrotów organu) i każdego ustawienia kąta nachylenia wyrobiska wszystkie wyniki zestawiono w sposób graficzny i tabelaryczny. To pozwoliło na łatwiejsze porównanie i określenie zależności występujących pomiędzy nimi oraz oceny sprawności ładowania dla poszczególnych kątów nachylenia.

Poniżej przedstawiono wybrane zestawienia wyników badań. Na rysunku 8 i w tabeli 2 zestawiono wyniki badań dla stanowiska poziomego i organu bez ładowarki. Rysunek 8 przedstawia sprawność ładowania η_l w funkcji współczynnika wypełnienia organu dla różnych prędkości posuwu v_p . Jak można zauważyć, na poniższym wykresie największą sprawność ładowania uzyskano przy najmniejszej prędkości posuwu i przy najniższym wypełnieniu organu. Ponadto przy prędkości posuwu $v_p = 2$ m/min sprawność ładowania jest największa. Natomiast dla prędkości posuwu $v_p = 6$ m/min sprawność maleje wraz ze wzrostem współczynnika wypełnienia organu. W związku z powyższym można przyjąć, że wraz ze wzrostem wypełnienia organu wzrastają opory ładowania, a tym samym spada sprawność ładowania.

Porównując wyniki zestawione w tabeli 2, możemy stwierdzić, że najwyższe sprawności ładowania uzyskano dla prędkości posuwu $v_p = 2$ m/min i najniższego współczynnika wypełnienia organu k_w . Natomiast najniższą sprawność ładowania odnotowano dla najwyższego współczynnika k_w i najwyższej wartości prędkości posuwu $v_p = 6$ m/min.

Kolejnym etapem badań było przeprowadzenie ich dla różnych nachyleń ściany. Poniżej dla przykładu przedstawiono wykres sprawności ładowania (rys. 9) w funkcji współczynnika wypełnienia organu i prędkości posuwu. Wykres przedstawiony na rysunku 9 wyraźnie wskazuje, że wraz ze wzrostem prędkości posuwu v_p , gdy organ uzyskuje coraz większe wypełnienie, następuje zdecydowane zmniejszenie sprawności ładowania. Podobne zależności otrzymano w przypadku pozostałych nachyleń stanowiska (ściany), czego przykładem jest rysunek 10. Na wykresie przedstawionym na rysunku 10 również widać, że przy pochyleniu ściany 9° i dla większych prędkości posuwu zwiększa się współczynnik wypełnienia organu, a tym samym znacząco zmniejsza się sprawność ładowania.



Ustawienie wyrobiska (ściany) poziome

Rys. 8. Sprawność ładowania η_l w funkcji współczynnika wypełnienia organu k_w . dla różnych prędkości posuwu v_p dla ściany poziomej

	podczas realizacji badań										
Lp.	v _p [m/min]	n [obr/min]	k _w	a [mm]	b [mm]	<i>h</i> [mm]	<i>h</i> 1 [mm]	<i>P</i> _c [cm ²]	P_{z} [cm ²]	η [%]	
1	2	40	0,644	48	24,2	15	9	357	292	82	
2	2	80	0,322	42,3	18,6	19	15	396	290	73	
3	2	120	0,215	45,8	21,1	18	12	407	319	78	
4	4	40	1,288	42,2	18,5	14	11	306	223	73	
5	4	80	0,644	41,1	17,1	14	12	294	206	70	
6	4	120	0,429	46,5	22,2	11	8	267	213	80	
7	6	40	1,933	39,2	17	15	13	301	206	68	
8	6	80	0,966	41,7	18,2	14	11	290	210	72	
9	6	120	0,644	43	17,9	14	12	307	223	73	

Wyniki badań dla różnych parametrów kinematycznych nastawianych podczas realizacji badań

Tabela 2

Nachylenie ściany 3°



Rys. 9. Sprawność ładowania η_l w funkcji współczynnika wypełnienia organu k_w dla różnych prędkości posuwu v_p przy nachyleniu ściany 3°



Rys. 10. Sprawność ładowania η_l w funkcji współczynnika wypełnienia organu k_w dla różnych prędkości posuwu v_p przy nachyleniu ściany 9°

8. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania, jak już wspomniano, należy uznać za badania pilotażowe w temacie ładowania urobku ślimakowymi organami dla nachylonych wyrobisk. Badania laboratoryjne i późniejsza analiza ich wyników pozwoliły na sprecyzowanie wniosków i wskazań co do dalszych prób (badań) w tym temacie. Głównym wnioskiem wynikającym z badań jest to, że nachylenie wyrobiska ma wpływ na proces ładowania, gdyż wraz ze wzrostem nachylenia sprawność ładowania organem bez ładowarki nieznacznie spada. Wszystkie próby eksperymentu były przeprowadzone dla zasymulowania kombajnu poruszającego się po wzniosie. Badania również wskazują na to, że wraz ze wzrostem prędkości posuwu i kąta nachylenia ściany rośnie wypełnienie organu, a tym samym ma to wpływ na sprawność ładowania.

Badania te były pierwszymi badaniami procesu ładowania przy nachyleniu podłużnym ściany w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH. Wcześniej były przeprowadzane tylko badania dla ścian poziomych. W związku z powyższym badania powinny być kontynuowane dla nachylenia podłużnego stanowiska dla większych kątów oraz dla organów z ładowarkami osłonowymi. Być może dla większych nachyleń ściany i przy zastosowaniu ładowarki osłonowej będzie widoczny podczas badań wzrost mocy na silniku organu i posuwu. Proponuje się również wprowadzenie układu odbioru urobku na stanowisku, co lepiej obrazowałoby proces ładowania.

Literatura

- Szlązak N., Szlązak J.: Wentylacja wyrobisk ścianowych w kopalniach węgla kamiennego, w warunkach zagrożeń metanowego i pożarowego, "Górnictwo i Geologia" 2013, 8, 2: 115–131.
- [2] Borówka B.: Próba oceny technicznych możliwości eksploatacji zasobów pozabilansowych w kopalni węgla kamiennego, "Górnictwo i Geoinżynieria" 2010, 34, 3: 169–185.

T. Wydro

- [3] Jaszczuk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne, Wydawnictwo Naukowe "Śląsk", Katowice 2007.
- [4] Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ścianowymi, Wydawnictwo Naukowe "Śląsk", Katowice 2000.
- [5] Bołoz Ł.: Maszyny urabiające w ścianowych systemach eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji. Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia: Węgiel, Tania Czysta Energia i Miejsca Pracy" 2018, 7, 1: 143–154.
- [6] Bołoz Ł.: Longwall shearers for exploiting thin coal seams as well as thin and highly inclined coal seams, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2018, 2: 59–72.
- [7] Korski J., Bednarz R.: Kombajnowy system ścianowy jako efektywna alternatywa dla strugów weglowych, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2012, 50, 9: 31–38.
- [8] Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Problemy związane z procesem ładowania frezującymi organami ślimakowymi, w: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego. Monografia, red. K. Krauze, Lędziny 2010: 124–133.
- [9] Krauze K., Wydro T.: Badania laboratoryjne procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi, w: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Monografia, red. nauk. A. Klich, A. Kozieł, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010: 387–404.
- [10] Hamala K., Wydro T.: Stanowisko do badań procesu ładowania frezującym organem ślimakowym, "Maszyny Górnicze" 2005, 1: 17–21.
- [11] Wydro T.: Badania laboratoryjne procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi przy różnym stopniu ich wypełnienia i granulacji urobku, AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Kraków 2011 [praca doktorska].
- [12] Jaszczuk M.: Kombajnowe systemy mechanizacyjne, "Skrypty Uczelniane" nr 1224, Gliwice 1986.
- [13] Krauze K., Wydro T.: Analiza wyników badań procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi, w: Zagadnienia mechaniki pękania i skrawania materiałów. Monografia, red. J. Jonak, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2010: 140–156.
- [14] Krysicki W. et al.: Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna w zadaniach. Część 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.

dr inż. TOMASZ WYDRO Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków wydro@agh.edu.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.4.536.83

LESZEK ZIĘTKOWSKI JANUSZ MŁYNARCZYK WOJCIECH SOBOLEWSKI

Optimization test of operation of URB/ZS-3 automatic machine for breaking oversized lumps under conditions of Polkowice-Sieroszowice mine

This article presents the experience from the first stage of the optimization tests of an automatic machine for breaking oversized lumps. The tests took place between December 2017 and March 2018 at the O/ZG Polkowice-Sieroszowice mine. The URB/ZS-3 automatic machine was developed as part of the second competition of a joint venture financed by NCBR and KGHM Polska Miedź S.A. under the name of CuBR. The adopted methodology of carrying out the operational tests of the URB/ZS-3 machine was discussed, which had to take into account the specific requirements and operating conditions of the mining department in the Polkowice-Sieroszowice mine. The reference point for evaluating the effectiveness of the new solution was the cleaning times of the grate by a machine working in remote mode. The results of clearing the grate of excavated materials by a machine working in automatic mode were presented for various algorithms and scenarios included in the control software. The influence of the degree of ore fragmentation (including the number of oversized lumps) on the time of the grate cleaning was taken into account. The influence of the changes introduced in this software on the obtained grate discharge times was initially evaluated. The article also presents the impact of loading the grate with the use of loaders and haul trucks on the effectiveness of the automatic machine for breaking oversized lumps. Also, the driver elements of the machine were assessed in terms of their reliability, and the directions for possible structural changes were proposed. In conclusion, the directions for further activities aimed at optimizing the machine and increasing its efficiency and reliability were proposed.

Key words: optimization, mining, breaking oversized lumps

1. INTRODUCTION

The tests of the URB/ZS-3 automatic lump breaker under the conditions of the Polkowice-Sieroszowice mine took place as part of the research and development work carried out as a portion of the CuBR II project entitled "Type URB/ZS-3 automatic rock crushing machine for underground copper mines "–" co-financed by the National Center for Research and Development and KGHM Polska Miedź S.A. The project is carried out in a consortium whose members are KGHM ZANAM S.A., KGHM CUPRUM Sp. z o.o. CB-R, and AGH University of Science and Technology.

Prior to the in-house testing, a methodology was developed to determine the criteria necessary to be analyzed in order to assess the correct operation of the lump breaker as well as the performance of the automatic control system. A prototype of the machine was installed on a discharge point in the Polkowice-Sieroszowice mine in drift T-210/crut P-13 with an R-120/1 discharge grate onto a Legmet L-120 conveyor. The discharge point was subjected to optimization tests with excavation materials during the period of December 2017 to March 2018.

During the measurements, the times when the machine cleared the grate of oversized material were recorded, and the effectiveness of its operation was evaluated. The mechanical solutions of the automatic lump breaker and control software were also evaluated.

2. URB/ZS-3 AUTOMATIC LUMP BREAKER

The prototype of the URB/ZS-3 lump breaker was developed in response to the growing needs of KGHM Polska Miedź SA in connection with the need to increase the level of automation during the excavation of copper ore [1]. These needs result from the deteriorating mining conditions – increased air temperature, humidity, and the risk of bumps [2].

In addition, the automation of the process of breaking lumps would enable the optimization of the URB operators' working time and, thus, reduce the costs of copper ore excavation. In order to achieve these objectives, the machine must ensure that the grate is cleaned without intervention from the operator who would perform a control role and would get involved in the cleaning process remotely in specific cases [2].

The attempt to automate the process of crushing lumps was based on the existing equipment for breaking lumps (URB, manufactured by KGHM ZANAM), which was dictated by the need for an optimal conversion (from the point of view of the costs) from the currently applicable system of breaking oversized lumps (manual breaking with the operator directly on the grate and remote breaking) into a system operating in the automatic cycle [1].

The operation of the URB/ZS-3 is based on scanning the grate with a laser scanner that determines the commencement of the process of grate cleaning by assessing the degree of occupancy of the grate with excavated material. Coordination between the boommounted hammer, scanner, and control program are achieved by installing sensors and positioning angle and distance transducers [1].

3. LOCATION

The prototype of the URB/ZS-3 automatic lump breaker was installed on the discharge point in the Polkowice-Sieroszowice mine in drift T-210/crut P 13 with an R-120/1 discharge grate onto an Legmet L-120 conveyor. The installation of the machine is shown in Figure 1, and a diagram of the discharge point is shown in Figure 2.



Fig. 1. Method of installation of URB/ZS-3 in Polkowice-Sieroszowice mine



Fig. 2. Location of URB/ZS-3 in Polkowice-Sieroszowice mine

At the same time, the URB/ZS-3 control station equipped with a remote-control console and control cabinets enabling remote work on the grate were installed in the SK-2 control room on the shaft bottom of the SW-1 shaft. The method of installation in the control room is shown in Figure 3.

The control room has access to the monitoring of the R120/1 grate, allowing for control of the entrance signaling (thanks to which, it is possible to cooperate with an operator of a haul truck).



Fig. 3. Remote control console in SK-2 control room on shaft bottom of SW-1 shaft

4. ASSESSMENT CRITERIA

The tests were preceded by the preparation of the appropriate rules for assessing the correctness of the operation of the URB/ZS-3 automatic lump breaker. The correctness of the operation of the machine itself and the operation of the control algorithm were assessed.

The basic parameters for determining the working capability of the lump breaking machine are as follows [2]:

- correct operation of the hydraulic system of the boom with an impact hammer,
- no leaks in the hydraulic system,
- correct settings of the safety valve,
- correct operation of the automatic lubrication system,
- correct operation of the laser scanner,
- correct operation of the drawer-like feeder system,
- possible taking over of remote control of the machine from the SK-2 control room on the shaft bottom of the SW-1 shaft.

The basic parameters to be checked during the operation of the control algorithm are as follows [1]:

- the duration of the self-cleaning cycle of the discharge grate,
- the degree of cleaning the grate after the end of the operating cycle,
- the impact of the type of excavation material (degree of fragmentation, dampness, etc.) on the duration of the self-cleaning cycle of the discharge grate,
- the effect of the type of excavated material on the degree of cleaning the grate at the end of the machine cycle,
- the correctness of the assessment of the distribution of excavated material on the discharge grate by the laser scanner,
- the ability of the machine to search for excavated material and skip the empty areas of the discharge grate,
- the ability of the machine to search for and break down oversized lumps,
- the ability of the machine to search for and rake fine excavated material,
- the correctness of the operation of the entry gates that automatically turn on the machine.

5. OPTIMIZATION TESTS

Five optimizing bottom tests were carried out to improve the algorithm's performance in terms of the efficiency and speed of the grate cleaning. The tests were carried out with the use of LKP-0903 bucket loaders manufactured by KGHM ZANAM, each with a load capacity of approx. 7 Mg of excavated material. The planned optimization works with the WO CB4 haul trucks (each with a capacity of 20 Mg of excavated material) were carried out on a partial basis due to the failure of the machine in March 2018.

The material used in the tests covered the full range of grain found in the mines of KGHM Polska Miedź S.A. The aim was to adapt the algorithm to the changing conditions on the discharge grate depending on the type of excavated material, location of the mining unit, and general variability of the grain size resulting from the application of the method of mining faces with explosives in a room-and-pillar mining system. The tests were aimed at developing the appropriate parameters and settings in the control algorithms, improving the operating time of the URB/ZS-3 and ensuring the appropriate ratio of the duration of the cleaning cycle to the level of clearing the grate of excavated material [1].

The optimization tests were based on the definition of the necessary modifications to the software and on the determination of an acceptable grate occupancy level in order to maintain the continuity of haulage, which allows machines to pass through the grate if necessary [1].

An example of a grate before cleaning is shown in Figure 4. About 7 Mg of excavated material with fine characteristics was delivered to the grate. Figure 5 shows the grate after cleaning with the URB/ZS-3 automatic lump breaker. The degree of clearing the grate was considered satisfactory.



Fig. 4. Grate after LKP-0903 loader has unloaded excavated material



Fig. 5. Grate after URB/ZS-3 has automatically cleaned it

As a result of the optimization tests, three modes of operation were introduced to the cleaning algorithm:

- the breaking of lumps in the meshes of the grate (chiseling mode),
- the raking of excavated material on the grate (spreading mode),
- the breaking of lumps at their geometric centers determined by scanning ("single" mode).

After the optimization process, the cleaning modes were significantly simplified in order to shorten the cleaning program time. In the initial phase of the tests, the chiseling mode consisted of the preliminary raking of excavated material from the mesh bars of the grate and then breaking a lump in the middle of the mesh of the grate. As a part of the tests, the program has been simplified; in its current version, it consists in the hammer running over the geometric center of the grate mesh. The machine is then lowered, and the impactor in the hydraulic hammer is activated as soon as the resistance of a lump is encountered.

The raking mode has been simplified to angular runs in place of the initial run along the grid bars. This significantly speeds up the cleaning of the grate from fine excavated material when compared to the previous solution.

The "single" mode was introduced in a late stage of the tests. It is used to break up lumps in the last phase of the algorithm's operation after the execution of the raking and spreading modes.

The modes are arranged in scenarios depending on the type of excavator (haul truck/bucket loader) and the degree of occupancy of the grate.

The occupancy rate of the grate was determined on the basis of the scanning performed before and during the implementation of the cleaning scenario. The lump breaker should continue the cleaning process until the set value is reached, after which it should allow the next machine to enter the plant after reaching the set parameter. The optimization tests resulted in a satisfactory limit value of 17% occupancy of the grate. The height of the excavated material (which allows free passage of the machine) was determined at 150 mm above the grate as a result of the optimization tests.

When the excavated material is unloaded onto the grate, the control system reads the occupancy rate

and activates the URB/ZS-3 when the supplied excavated material fills the grate to more than 17% of the occupancy rate. The cleaning work continues until the occupancy rate is below 17%.

During the measurements, the duration of the individual cycles from the moment of switching on the automatic self-cleaning mode to the return of the URB hydraulic hammer to its base point was recorded, and the efficiency and degree of the cleaning of the grate after each measurement was determined. Additionally, in order to ensure the best possible reproduction of the operating conditions, 15 s before the URB/ZS-3 start-up, the R-120/1 drawer-like grate feeder was switched on, which enabled the fine excavated material to be pre-poured – grate self-cleaning.

During normal operation, it is planned to ensure control of the movement of the dumping machines in the area of the grate by the URB/ZS-3 system. This is achieved by controlling the traffic light, which draws information (among other things) from special gates installed at the entrances to the grate. During the optimization tests, the operator's entry signaling was not tested. The green light and permission to enter the grate were given by the supervising operator from the SK-2 control room [2].

The times of the individual measurements and results of the tests are presented in Table 1 for the optimization tests and Table 2 for the algorithm-verification tests. The grate was considered cleaned if, after the completion of a test, the state of the occupation of the grate made it possible to reload excavated material.

The URB/ZS-3 optimization tests were carried out at 5 mining shifts, during which 39 measurements were made using approx. 280 Mg of excavated material (40 buckets of the LKP-0903 loader), of which 8 ended with the cleaning of the grate. The mean duration of a positive test from the moment of activation to the moment of deactivation of the URB/ZS-3 was126 s.

The tests verifying the URB/ZS-3 were carried out at three working shifts; however, due to the failure of the machine during the first tests with haul trucks on the second day of the tests, it was necessary to discontinue the tests.

Eleven measurements were made during the first shift, using approx. 105 Mg of excavated material (15 buckets of the LKP-0903 loader), of which nine ended with the cleaning of the grate. The mean duration of a positive test from the moment of activation to the moment of deactivation of the URB/ZS-3 was 293 s.

During the tests on March 15, 2018, the machine malfunctioned. The fastening of the piston rod position sensor of the swivel actuator of the URB/ZS-3 was damaged, causing the machine to decalibrate and the hydraulic hammer to lose its zero point. Due to the design of the measuring system (a sensor installed in the piston rod), the entire swivel actuator had to be replaced. After the analysis, it was found that the failure of the piston rod position sensor fastening in the rotary actuator occurred as a result of the incorrect sensor securing in the fastening socket. Polyurethane resin was used, which was ultimately destroyed by the temperature of the working medium. The unprotected sensor under the influence of impact work of the URB/ZS-3 started to move, which caused the machine's decalibration.

Since the distance sensors are installed in all four actuators of the lump breaking machine, consideration should be given to changing the adopted concept of securing the sensor and recording the piston rod extension.

The failure made it impossible to carry out full haulage tests with the CB4 haul trucks and optimize the algorithm accordingly. The optimization tests with a haul truck were carried out in parallel to the repairs of the decalibrated URB/ZS-3.

Table 3 shows the general results for the tests carried out at the discharge point using the URB/ZS-3 automatic lump breaker. The optimization tests were conducted on eight mining shifts from December 2017 to March 2018. A total of 55 tests were carried out, of which 21 ended with the cleaning of the grate, which results in a 38% efficiency. The average cleaning time was 4.8 minutes. Fifty tests were carried out with the use of a bucket loader, of which 17 were completed with the cleaning of the grate. The average cleaning time was 3.4 minutes. The table also includes statistics for the tests using a haul truck. Five tests were carried out, four of which ended with the cleaning of the grate. The average cleaning time was 10.7 minutes.

It should be noted that the tests conducted during the optimization period were of a research and verification nature. There were interruptions during the measurements and changes in the algorithm parameters. Hence, a low level of success of the tests and low shift use of the URB/ZS-3 were observed. The optimization of the software was additionally hampered by the changing nature of the excavation material – finer material requires a higher share of the raking mode than material with a higher share of oversized lumps.

Data of tasts	Number	Number of	Additional	Excavated	material	Operating		
Date of tests	of tests	positive tests	information	loader [bucket]	truck [truck]	duration of URB [min]	Positi	ve test
				3	0	5.0	no	0
December 19,	4	1	optimization tests	1	0	8.0	no	0
2017	-	1	optimization tests	1	0	4.0	yes	1
				3	0	8.0	no	0
January 12,	2	0	ontimization tests	5	0	no test	no	0
2018	2	0	optimization tests	4	0	no test	no	0
				2	0	1.5	yes	1
				1	0	1.7	yes	1
		6		1	0	1.5	yes	1
January 31,	8		optimization tests	1	0	1.8	yes	1
2018	0			1	0	1.7	yes	1
				1	0	3.5	no	0
				3	0	3.0	yes	1
				3	0	2.8	no	0
				1	0	1.7	no	0
				prev. test	0	1.7	yes	1
				1	0	1.7	no	0
				prev. test	0	2.8	no	0
			optimization tests	1	0	1.5	no	0
				1	0	3.3	no	0
				prev. test	0	3.8	no	0
				prev. test	0	3.7	no	0
February 2, 2018	17	1		1	0	3.0	no	0
				prev. test	0	5.5	no	0
				prev. test	0	2.0	no	0
				prev. test	0	1.0	no	0
				prev. test	0	6.3	no	0
				prev. test	0	2.5	no	0
				prev. test	0	1.3	no	0
				prev. test	0	0.8	no	0
				1	0	2.0	no	0
				1	0	1.0	no	0
				prev. test	0	7.0	no	0
				prev. test	0	6.0	no	0
February 28,	8	0	ontimization tests	1	0	3.0	no	0
2018	0		optimization tests	1	0	3.9	no	0
				prev. test	0	3.1	no	0
				1	0	7.0	no	0
				prev. test	0	1.5	no	0

 Table 1

 Results of optimization tests of URB/ZS-3 automatic lump breaker

		Number of	Additional	Excavated	material	Operating	Positive test	
Date of tests	Number of tests	Number of positive tests	Additional information	loader [bucket]	truck [truck]	time duration of URB [min]		
				3	0	6.0	yes	1
		9		1	0	4.0	yes	1
				1	0	11.0	no	0
				1	0	6.5	no	0
			tests testing algorithm	1	0	10.7	yes	1
March 9, 2018	11			2	0	4.0	yes	1
				2	0	3.0	yes	1
				1	0	4.0	yes	1
				1	0	4.3	yes	1
				1	0	3.3	yes	1
				1	0	1.5	yes	1
March 15, 2018	2	1	machine	0	1	14.7	yes	1
Waren 15, 2010	2	1	malfunction	0	1	8.0	no	0
				0	1	3.0	yes	1
March 16, 2018	3	3	machine malfunction	0	1	6.5	yes	1
					0	1	18.5	yes

 Table 2

 Results of verification tests of URB/ZS-3 automatic lump breaker

Table 3

General results of testing URB/ZS-3 collected during tests at Polkowice-Sieroszowice mine

General statistics for tests of URB/ZS-3							
Operating time of URB [min]	228						
Material delivered with bucket loader [Mg]	385						
Material delivered with haul truck [Mg]	100						
Material delivered in total [Mg]	485						
Handled material to URB operating time [Mg/min]	2						
Number of shifts worked [change]	8						
Average of material handled per shift [Mg/shift]	61						
Shift duration time [min]	240						
Average of material handled per minute [Mg/min]	1						
Average test duration time [min]	4.2						
Total number of tests carried out	55						
Number of positive tests carried out	21						
Degree of positive tests [%]	38						
Average positive test duration time [min]	4.8						

General statistics for tests of URB/ZS-3							
Statistics for bucket loader LKP-0903							
Number of tests carried out with bucket loader	50						
Number of positive tests carried out with bucket loader	17						
Degree of positive tests with bucket loader [%]							
URB operating time with bucket loader haulage [min]							
Material delivered with bucket loader to URB operating time [Mg/min]							
Average test duration time with bucket loader haulage [min]							
Average positive test duration time with bucket loader haulage [min]							
Statistics for WO CB4 haul truck							
Number of tests carried out with haul truck	5						
Number of positive tests carried out with haul truck	4						
Degree of positive tests with haul truck [%]	80						
URB operating time with haul truck haulage [min]	51						
Material delivered with truck to URB operating time [Mg/min]	2						
Average test duration time with haul truck haulage [min]	10.1						
Average positive test duration time with haul truck haulage [min]	10.7						

Table 3 cont.

In the initial phase of the tests (in December and January), very fine excavated material was delivered to the grate, which resulted in the optimization process focusing to a large extent on the raking of material, which did not prove to be the main mode of operation at the time of the appearance of the oversized material in February and March. It was necessary to extend the share of the lump breaking mode and to introduce an additional "single" mode. As a result of the longer cleaning times, simplifications were applied in the operation of the particular modes. Following further optimization, a satisfactory compromise was reached on March 9, 2018.

Table 4 presents the results of the tests of March 9, 2018. Eleven tests were carried out, nine of which ended with the cleaning of the grate. The average cleaning time was 4.5 minutes.

The analysis of the data from the table shows that the progress of the optimization work is at a promising level. Significant progress has been observed in the area of grate cleanliness efficiency. The testing was to be continued on March 15, 2018, in a continuous manner; however, due to the failure, it was necessary to stop the work and start the diagnostics of the defect. The most common problems noted during the automatic operation of the URB/ZS-3 were related to the operation of the laser scanner.

Problems with the location of the excavated material due to the lack of real-time scanning on the grate were noted. This meant that the machine was not able to correct the path when implementing the set algorithm after scanning the grate until the grate was scanned again. This created problems due to the movement of excavated material on the grate during its cleaning, which resulted in the hammer operating on empty meshes of the grate or the omission of lumps. This problem remained unresolved during the optimization tests and contributed to the deterioration of the results obtained during the tests.

Fixing the scanner at an angle had a negative effect on the cleaning results and times. Oversized lumps or piles of excavated material covered the next row of meshes of the grate. The scanner interpreted such cover as excavated material in a subsequent row, which caused movements to empty meshes of the grate and an increases in the time taken to clean the grate. This problem remained unresolved during the optimization tests and contributed to the deterioration of the results obtained during the tests.

Statistics of testing performed on March 9, 2018						
Operating time of URB [min]	58					
Material delivered with bucket loader [Mg]	105					
Material delivered with haul truck [Mg]	0					
Material delivered in total [Mg]	105					
Handled material to URB operating time [Mg/min]	2					
Number of shifts worked [change]	1					
Average of material handled per shift [Mg/shift]						
Shift duration time [min]	240					
Average of material handled per minute [Mg/min]	0.4					
Average test duration time [min]	5.3					
Total number of tests carried out	11					
Number of positive tests carried out	9					
Degree of positive tests [%]	82					
Average positive test duration time [min]	4.5					

Table 4

Results collected during testing of algorithm of URB/ZS-3 on March 9. 2018

The scanner was not able to distinguish the grain of the excavated material on the grate. This pointed to problems in selecting the algorithm path and carrying out the cleaning process correctly; i.e., raking oversized lumps and breaking down fine excavated material. A partial solution to the problem was the introduction of the "single" mode to the algorithm, during which the device started to break oversized material in the middle of the mass of a lump after scanning as opposed to the earlier breaking down in the middle of the meshes of the grate. Despite providing a better cleaning of the grate, the "single" mode extends the operating time, which negatively affects the measurement results.

Significant problems observed during the tests were the idle movements and the need to return the hammer to a fixed point in order to scan the excavated material again, which prolonged the operating time. An optimization was made consisting of scanning the grate at the hammer's standstill without any unnecessary additional movement, which reduced the time it took to clean the grate. An optimization was also carried out with regard to the movement of the machine on the grate during operation. Further improvements in the performance require the continuation of tests with excavated material. Problems with the coverage of the URB/ZS-3 arm were also noted. The machine had difficulties in breaking up the lumps in the last row of meshes – the hammer used the impactor at an angle to a lump, which resulted in longer operating time and the frequent suspension of the cleaning algorithm. It was decided to reduce the scanner's field of vision by masking the last row of meshes in the grate. This resulted in a significant improvement in the operating times.

During the tests, the material supplied was occasionally contaminated with metal elements, which posed a threat to the rubber belt of the conveyor. When cleaning the grate with the operator, the operator is responsible for checking the condition of the excavated material and intervening in dangerous cases. In the case of automatic cleaning, the appearance of such elements forces a manual emergency shutdown of the program and human intervention.

The optimization tests have also shown that the design of the boom joints and swivel is very important for the proper operation of the control system. Constant and low-motion resistances at the joints and swivel make it significantly easier to determine the correct operating parameters of the control software. Therefore, it is necessary to use a central lubrication system. During the tests, however, it was found that the load values exceeded safe levels at certain points of the kinematic system, and excessive bearing wear occurred, which resulted in the increased displacement resistance of individual boom members. Therefore, it was necessary to frequently correct certain parameters adopted in the control software. For this reason, it seems advisable to redesign the joints and swivel in order to increase their load capacity and durability. After using a more efficient hydraulic power supply, this would increase the speed of the hammer's movement and, thus, reduce the cleaning times of the grate.

6. SUMMARY

The optimization tests of a prototype of the URB/ZS-3 lump breaker were aimed at adjusting the control algorithm and testing the machine under the underground conditions of the KGHM Polska Miedź S.A. mine. The optimization was based on a specific method of tests whose main aim was to ensure the shortest possible time of cleaning the grate, to a point which enabled unloading next bucket loader.

During eight mining shifts, 55 tests with excavated material were carried out in the Polkowice-Sieroszowice mine using the LK3 LKP-0903 bucket loaders (50 tests) and the WO CB4 haul trucks (5 tests), 38% of which were successful (the grate was cleaned). The average cleaning time was 4.8 minutes. During the shift on March 9, 2018, tests were carried out to check the algorithm for the bucket loaders. As a result of the verification measurements, 11 tests were carried out, 82% of which were successfully completed (with an average cleaning time of 4.5 minutes). During the verification measurements, the machine broke down the oversized material and raked the fine material in a satisfactory way.

The cleaning algorithm is based on putting the subprograms in the modes in the right order:

- chiseling breaking lumps in the middle of the grate meshes,
- spreading the raking of the excavated material on the grate,
- single breaking lumps in the middle of the mass recognized by the scanner.

Significant time savings have been made by eliminating the unnecessary idle movements during scanning – the scanning of the grate takes place while the machine is at the starting point of the URB/ZS-3. Further improvements to the algorithm should include real-time scanning, whereby the lump breaker can react depending on the current distribution of excavated material on the grate.

In addition, grate scanning should provide information on the grain size of the excavated material on the grate. Fine-grained excavated material requires more raking movements, while oversized excavated material should be broken down by the hydraulic hammer. In addition to information on the nature of the excavated material, the scanning should inform the operator about undesirable metal elements on the grate.

The tests with haul trucks were carried out with the URB/ZS-3 machine malfunctioning. As a result of the failure of the piston rod position sensor in the swivel actuator, the machine was decalibrated. The malfunction was caused by the incorrect choice of fastening to protect the sensor in the socket. As the URB/ZS-3 has four actuators with displacement sensors, similar failures are likely to occur in the future.

The tests showed that it is advisable to redesign the joints and swivel of the URB boom in order to increase their load capacity and durability.

References

- Krauze K., Rączka W., Sibielak M., Konieczny J., Kubiak D., Culer H., Bajus D.: *Automated transfer point URB/ZS-3*, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2017, 2: 80–85.
- [2] Młynarczyk J., Sawicki M., Stefaniak P., Ziętkowski L.: Wykonanie badań i analizy porównawczej dwóch systemów sterowania i obsługi krat wysypowych O/ZG Połkowice-Sieroszowice tj. obecnego z udziałem operatora oraz zdalnego (sterowanie 2 punktami) wraz z oceną wpływu zmiany sposobu sterowania na pracę całego układu przeładowczego ETAP I–III, KGHM Cuprum sp. z o.o., Wrocław 2011 [unpublished].

LESZEK ZIĘTKOWSKI, Ph.D., Eng. JANUSZ MŁYNARCZYK, Ph.D., Eng, WOJCIECH SOBOLEWSKI, M.Sc., Eng. KGHM CUPRUM Research & Development Center ul. gen. Władysława Sikorskiego 2–8, 53-659 Wrocław, Poland {lzietkowski, jmlynarczyk,wsobolewski} @cuprum.wroc.pl LESZEK ZIĘTKOWSKI JANUSZ MŁYNARCZYK WOJCIECH SOBOLEWSKI

Testy optymalizacyjne pracy automatycznego urządzenia do rozbijania brył nadgabarytowych URB/ZS-3 w kopalni Polkowice-Sieroszowice

W artykule przedstawiono doświadczenia z pierwszego etapu testów optymalizacyjnych pracy automatycznego urządzenia do rozbijania brył nadgabarytowych. Testy przeprowadzono w okresie od grudnia 2017 r. do marca 2018 r. w Zakładach Górniczych Polkowice--Sieroszowice – oddział KGHM Polska Miedź. Automatyczne urządzenie URB/ZS-3 powstało w ramach drugiego konkursu wspólnego przedsięwzięcia finansowanego przez NCBR i KGHM Polska Miedź S.A. pod nazwą CuBR. Omówiono przyjęte metody prowadzenia prób ruchowych urządzenia URB/ZS-3, które musiały uwzględniać specyficzne wymagania i warunki pracy oddziału górniczego w kopalni Polkowice-Sieroszowice. Punktem odniesienia dla oceny skuteczności nowego rozwiązania były czasy oczyszczania kraty przez urządzenie pracujące w trybie zdalnym. Zaprezentowano wyniki oczyszczania kraty z urobku przez urządzenie pracujące w trybie automatycznym dla różnych algorytmów i scenariuszy uwzględnionych w oprogramowaniu sterującym. Wzięto pod uwage wpływ stopnia rozdrobnienia rudy, w tym liczby brył nadgabarytowych, na czas oczyszczania kraty. Poddano wstępnej ocenie wpływ zmian wprowadzanych w tym oprogramowaniu na uzyskiwane czasy opróżniania kraty. W artykule przedstawiono również wpływ załadunku kraty z wykorzystaniem ładowarek oraz wozów odstawczych na efektywność pracy automatycznego urządzenia do rozbijania brył nadgabarytowych. Oceniono także elementy wykonawcze urządzenia pod kątem ich niezawodności oraz zaproponowano kierunki ewentualnych zmian konstrukcyjnych. W podsumowaniu zaproponowano kierunki dalszych działań zmierzających do optymalizacji urządzenia oraz podniesienia jego efektywności i niezawodności.

Słowa kluczowe: optymalizacja, górnictwo, rozbijanie brył nadgabarytowych

1. WSTĘP

Testy automatycznego urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3 przeprowadzone w kopalni Połkowice-Sieroszowice odbywały się jako część pracy badawczorozwojowej powstającej w ramach przedsięwzięcia CuBR II pt. "Automatyczne urządzenie do rozbijania brył typu URB/ZS-3 w wyrobiskach podziemnych kopalni rud miedzi" dofinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju oraz KGHM Polska Miedź S.A. Projekt realizowany jest w konsorcjum, którego członkami są KGHM ZANAM S.A., KGHM CUPRUM Sp. z o.o. CB-R oraz Akademia Górniczo--Hutnicza im. Stanisława Staszica.

Przed rozpoczęciem prób dołowych opracowano metodykę przeprowadzanych testów polegającą na określeniu koniecznych do przeanalizowania kryteriów w celu oceny poprawnej pracy urządzenia do rozbijania brył oraz działania układu automatycznego sterowania.

Prototyp urządzenia został zabudowany na punkcie przesypowym w kopalni Polkowice-Sieroszowice w chodniku T-210/przecinka P-13, z kratą przesypową R-120/1 na przenośnik Legmet L-120. Następnie punkt przesypowy był poddawany testom optymalizacyjnym z urobkiem w okresie od grudnia 2017 r. do marca 2018 r.

W trakcie pomiarów rejestrowano czasy, w jakich urządzenie oczyszczało kratę z nadgabarytów oraz oceniano skuteczność jego działania. Ocenie poddano również mechaniczne rozwiązania automatycznego urządzenia do rozbijania brył oraz oprogramowania sterującego.

2. AUTOMATYCZNE URZĄDZENIE DO ROZBIJANIA BRYŁ URB/ZS-3

Prototyp urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3 powstał w odpowiedzi na nasilające się potrzeby KGHM Polska Miedź S.A. związane z koniecznością zwiększania poziomu automatyzacji podczas eksploatacji rudy miedzi [1]. Potrzeby te wynikają z pogarszających się warunków wydobycia – zwiększona temperatura i wilgotność powietrza oraz zagrożenie tąpaniami [2].

Dodatkowo zautomatyzowanie procesu rozbijania brył umożliwiłoby zoptymalizowanie wykorzystania czasu pracy operatorów URB, a tym samym pozwoliłoby na obniżenie kosztów wydobycia rudy miedzi. Aby zrealizować te cele, urządzenie powinno zapewnić oczyszczenie kraty bez ingerencji operatora, który pełniłby funkcję kontrolną oraz włączał się w proces oczyszczania w sposób zdalny w szczególnych przypadkach [2].

Do przeprowadzenia próby zautomatyzowania procesu rozbijania brył wykorzystano istniejące urządzenia do rozbijania brył – URB, produkcji KGHM ZANAM, co było podyktowane potrzebą optymalnej pod względem kosztów konwersji z aktualnie obowiązującego systemu rozbijania brył nadgabarytowych (rozbijanie ręczne z operatorem bezpośrednio na kracie oraz rozbijanie zdalne) na system pracujący w cyklu automatycznym [1].

Działanie URB/ZS-3 opiera się na skanowaniu kraty laserowym skanerem, który określając stopień zajętości kraty przez urobek, decyduje o rozpoczęciu procesu oczyszczania kraty. Koordynacja pomiędzy młotem montowanym na wysięgniku, skanerem i programem sterującym odbywa się dzięki zamontowanym czujnikom i przetwornikom kąta położenia oraz drogi [1].

3. LOKALIZACJA

Prototyp automatycznego urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3 został zabudowany na punkcie przesypowym w kopalni Polkowice-Sieroszowice w chodniku T-210/przecinka P 13 z kratą przesypową R-120/1 na przenośnik Legmet L-120. Widok zabudowanego urządzenia został przedstawiony na rysunku 1. Schemat punktu przesypowego pokazano na rysunku 2.



Rys. 1. Widok zabudowanego URB/ZS-3 w kopalni Polkowice-Sieroszowice



Rys. 2. Lokalizacja URB/ZS-3 w kopalni Polkowice-Sieroszowice

Jednocześnie w sterowni SK-2 na podszybiu szybu SW-1 zostało zabudowane stanowisko obsługowe URB/ZS-3 wyposażone w konsolę zdalnego sterowania oraz szafy sterownicze umożliwiające wykonywanie pracy zdalnej na kracie. Sposób zabudowy konsoli w sterowni został przedstawiony na rysunku 3.



Rys. 3. Konsola zdalnego sterowania w sterowni SK-2 na podszybiu szybu SW-1

Sterownia posiada dostęp do monitoringu kraty R120/1 oraz pozwala na kontrolę nad sygnalizacją wjazdową, dzięki czemu możliwa jest współpraca z operatorem maszyny odstawczej.

4. KRYTERIA OCENY

Testy poprzedzono przygotowaniem odpowiednich zasad oceny poprawności działania automatycznego urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3. Ocenie zostały poddane poprawność pracy samego urządzenia oraz sposób działania algorytmu sterującego [2].

Za podstawowe parametry określenia zdolności do pracy urządzenia do rozbijania brył przyjęto:

- poprawność działania układu hydraulicznego wysięgnika z młotem udarowym,
- brak przecieków w układzie hydraulicznym,
- poprawność nastaw zaworu bezpieczeństwa,
- poprawność działania układu automatycznego smarowania,
- poprawność działania skanera laserowego,
- poprawność działania układu podawacza szufladowego,
- możliwe przejęcie kontroli zdalnej urządzenia ze sterowni SK-2 na podszybiu szybu SW-1.

Jako podstawowe parametry do sprawdzenia podczas pracy algorytmu sterującego przyjęto [1]:

- czas trwania cyklu samooczyszczania kraty przesypowej,
- stopień oczyszczenia kraty po zakończeniu cyklu pracy urządzenia,
- wpływ rodzaju urobku (stopień rozdrobnienia, zawilgocenie itp.) na czas trwania cyklu samooczyszczania kraty przesypowej,
- wpływ rodzaju urobku na stopień oczyszczenia kraty po zakończeniu cyklu urządzenia,
- poprawność oceny rozłożenia urobku na kracie przesypowej przez skaner laserowy,
- zdolność urządzenia do wyszukiwania urobku i pomijania pustych obszarów kraty przesypowej,
- zdolność urządzenia do wyszukiwania i rozbijania brył nadgabarytowych,
- zdolność urządzenia do wyszukiwania i przegarniania drobnego urobku,
- poprawność działania bramek wjazdowych automatycznie załączających urządzenie.

5. TESTY OPTYMALIZACYJNE

Przeprowadzono pięć optymalizujących prób dołowych ulepszających działanie algorytmu pod kątem sprawności i szybkości oczyszczania kraty. Do testów wykorzystano ładowarki łyżkowe LKP-0903 produkcji KGHM ZANAM o ładowności około 7 Mg urobku. Zaplanowane prace optymalizujące z wozami odstawczymi WO CB4 o ładowności 20 Mg urobku odbyły się w niepełnym wymiarze z uwagi na awarię urządzenia w marcu 2018 r.

Urobek użyty podczas prób obejmował pełen zakres ziarnistości spotykanej w kopalniach KGHM Polska Miedź S.A. Miało to na celu umożliwienie dostosowania algorytmu do zmieniających się warunków na kracie przesypowej, zależnych od rodzaju urobku, lokalizacji oddziału wydobywczego oraz ogólnej zmienności uziarnienia urobku wynikającej z zastosowania metody urabiania przodków za pomocą materiałów wybuchowych w filarowo-komorowym systemie eksploatacji.

Próby miały na celu opracowanie odpowiednich parametrów i nastaw w algorytmach sterujących polepszających czas pracy URB/ZS-3 oraz zapewniających odpowiedni dla użytkownika stosunek czasu trwania cyklu oczyszczania do stopnia oczyszczenia kraty z urobku [1]. Testy optymalizacyjne polegały na określeniu koniecznych do wprowadzenia modyfikacji w oprogramowaniu oraz wyznaczeniu akceptowalnego do zachowania ciągłości odstawy stopnia zajętości kraty, który umożliwia w razie takiej potrzeby przejazd maszyn odstawczych przez kratę [1].

Przykład kraty przed oczyszczeniem zaprezentowano na rysunku 4. Na kratę dostarczono około 7 Mg urobku o charakterystyce drobnej. Na rysunku 5 zaprezentowano kratę po oczyszczeniu automatycznym urządzeniem do rozbijania brył URB/ZS-3. Stopień oczyszczenia kraty uznano za zadowalający.



Rys. 4. Krata po wyładowaniu urobku przez ładowarkę łyżkową LKP-0903



Rys. 5. Krata po oczyszczeniu automatycznym przez URB/ZS-3

W wyniku prób optymalizacyjnych wprowadzono w algorytmie oczyszczającym trzy tryby pracy:

- rozbijanie brył w oczkach kraty (tryb dłutowania),
- przegarnianie urobku po kracie (tryb rozgarniania),
- rozbijanie brył w ich środku geometrycznym określanym na podstawie skanowania (tryb "single").

Po procesie optymalizacji tryby oczyszczające zostały znacząco uproszczone w celu skrócenia czasu programu czyszczącego. W początkowej fazie testów tryb dłutowania polegał na wstępnym przegarnięciu urobku z przęseł oczka kraty, a następnie na rozbiciu bryły w środku oczka kraty. W ramach prowadzonych testów program został uproszczony i w aktualnej wersji polega na wykonaniu najazdu młota nad środek geometryczny oczka kraty. Następnie urządzenie opuszcza się i w momencie napotkania oporu bryły uruchamia udar w młocie hydraulicznym.

Tryb rozgarniania został uproszczony z początkowego przejazdu wzdłuż przęseł kraty do przejazdów skośnych. Takie rozwiązanie znacznie przyspiesza oczyszczenie kraty z drobnego urobku w porównaniu z poprzednim rozwiązaniem. Tryb "single" został wprowadzony pod koniec trwania testów. Służy do rozbijania brył w ostatniej fazie pracy algorytmu po wykonaniu trybów przegarniających i rozgarniających.

Tryby zostały uporządkowane w scenariusze uruchamiane w zależności od typu maszyny dostarczającej urobek – wóz odstawczy/ładowarka łyżkowa oraz w zależności od stopnia zajętości kraty.

Stopień zajętości kraty był określany na podstawie skanowania wykonywanego przed realizacją i w trakcie realizacji scenariusza oczyszczającego. Urządzenie powinno kontynuować proces oczyszczania do momentu osiągnięcia ustalonej wartości, po czym umożliwić wjazd kolejnej maszyny z urobkiem. W wyniku testów optymalizacyjnych wyznaczono zadowalającą wartość graniczną na poziomie 17% zajętości kraty. Wartość wysokości urobku umożliwiającą swobodny przejazd maszyny określono w wyniku testów optymalizacyjnych na poziomie 150 mm nad kratą.

Układ sterujący po wyładowaniu urobku na kratę odczytuje stopień zajętości i załącza URB/ZS-3, w momencie gdy dostarczony urobek wypełnia kratę powyżej 17% stopnia zajętości. Praca oczyszczająca jest kontynuowana do momentu uzyskania zajętości poniżej 17%.

W trakcie pomiarów rejestrowano czasy trwania poszczególnych cykli od momentu załączenia automatycznego trybu samooczyszczania do powrotu młota hydraulicznego URB do punktu bazowego oraz określano skuteczność i stopień oczyszczenia kraty po każdym pomiarze. Dodatkowo w celu jak najlepszego odwzorowania warunków eksploatacyjnych na 15 s przed uruchomieniem URB/ZS-3 załączał się podawacz szufladowy kraty R-120/1, który umożliwiał wstępne przesypanie się drobnego urobku – samooczyszczanie się kraty. Podczas normalnej eksploatacji planowane jest zapewnienie sterowania ruchem maszyn odstawczych w obrębie kraty przez system URB/ZS-3. To sterowanie sygnalizacją świetlną, która czerpie informacje między innymi ze specjalnych bramek zabudowanych na wjazdach na kratę. Podczas prób optymalizacyjnych nie testowano sygnalizacji wjazdu na kratę przez operatora. Zielone światło i zgodę na wjazd na kratę wydawał operator nadzorujący ze sterowni SK-2 [2].

Czasy poszczególnych pomiarów oraz wyniki testów zaprezentowano w tabeli 1 dla prób optymalizacyjnych oraz tabeli 2 dla testów sprawdzających algorytm. Krata zostawała uznana za oczyszczoną, jeżeli po zakończeniu próby stan zajętości kraty umożliwiał ponowny załadunek urobku.

Testy optymalizacyjne URB/ZS-3 zostały przeprowadzone na pięciu zmianach górniczych, w trakcie których wykonano 39 pomiarów z użyciem około 280 Mg urobku (40 łyżek ładowarki LKP-0903), z których osiem zakończyło się oczyszczeniem kraty. Średni czas trwania próby pozytywnej od momentu uruchomienia URB/ZS-3 do wyłączenia wynosił 126 s.

Testy sprawdzające URB/ZS-3 zostały przeprowadzone na trzech zmianach roboczych, jednak w wyniku awarii urządzenia podczas pierwszych prób z wozami odstawczymi, w drugim dniu testów konieczne było przerwanie prób.

Na zmianie pierwszej dokonano jedenastu pomiarów z użyciem około 105 Mg urobku (piętnaście łyżek ładowarki LKP-0903), z których dziewięć zakończyło się oczyszczeniem kraty. Średni czas trwania próby pozytywnej od momentu uruchomienia URB/ZS-3 do wyłączenia wynosił 293 s.

W trakcie prób 15.03.2018 r. doszło do awarii urządzenia. Uszkodzeniu uległo mocowanie czujnika położenia tłoczyska siłownika obrotu URB/ZS-3, co spowodowało rozkalibrowanie się urządzenia i zgubienie punktu zero młota hydraulicznego. Z uwagi na konstrukcję układu pomiarowego (czujnik mocowany w tłoczysku) konieczna była wymiana całego siłownika obrotu. Po analizie stwierdzono, że awaria mocowania czujnika położenia tłoczyska w siłowniku obrotu nastąpiła w wyniku nieprawidłowego zabezpieczenia czujnika w gnieździe mocującym. Zastosowano żywicę poliuretanową, która pod wpływem temperatury czynnika roboczego uległa zniszczeniu. Niezabezpieczony czujnik podczas pracy udarowej URB/ZS-3 zaczął się przesuwać, co spowodowało rozkalibrowanie maszyny.

Z uwagi na fakt, że czujniki położenia drogi montowane są we wszystkich czterech siłownikach urządzenia do rozbijania brył, należy rozważyć zmianę przyjętej koncepcji zabezpieczenia czujnika i rejestrowania wysuwu tłoczyska.

Awaria uniemożliwiła przeprowadzenie pełnych testów odstawy za pomocą wozów odstawczych CB4 oraz odpowiedniej optymalizacji algorytmu. Testy optymalizacyjne z wozem odstawczym były prowadzone równolegle do napraw rozkalibrowanego URB/ZS-3.

W tabeli 3 zaprezentowano statystyki ogólne dla prób przeprowadzonych na punkcie przesypowym z wykorzystaniem automatycznego urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3. Testy optymalizacyjne były prowadzone na ośmiu zmianach górniczych w terminie od grudnia 2017 r. do marca 2018 r. Przeprowadzono łącznie 55 prób, z czego 21 zakończyło się oczyszczeniem kraty, co daje 38% skuteczności. Średni czas oczyszczenia wynosił 4,8 min. 50 prób zostało przeprowadzonych z użyciem ładowarek łyżkowych, z czego 17 zakończyło się oczyszczeniem kraty. Średni czas oczyszczenia wynosił 3,4 min. W tabeli ujęto również statystyki dla prób z wykorzystaniem wozu odstawczego. Wykonano pięć prób, z czego cztery zakończyły się oczyszczeniem kraty. Średni czas oczyszczenia wynosił 10,7 min.

Należy zaznaczyć, że próby prowadzone w okresie optymalizacyjnym miały charakter badawczo--sprawdzający. Dochodziło do przerw w trakcie trwania pomiarów i zmian w parametrach algorytmu. Stąd występujący niski stopień powodzenia przeprowadzonych prób oraz niskie zmianowe wykorzystanie URB/ZS-3. Optymalizację oprogramowania dodatkowo utrudniał zmieniający się charakter urobku – urobek drobniejszy wymaga większego udziału trybu przegarniającego w porównaniu z urobkiem z większym udziałem nadgabarytów.

W początkowej fazie testów – grudzień i styczeń, dostarczano na kratę bardzo drobny urobek, co spowodowało, że w procesie optymalizacji skupiono się w dużym stopniu na przegarnianiu urobku, które w momencie pojawienia się nadgabarytów w lutym i marcu nie sprawdziło się jako główny tryb pracy. Konieczne było rozszerzenie udziału trybu rozbijania brył oraz wprowadzenie dodatkowego trybu "single". W wyniku wydłużających się czasów oczyszczania zastosowano uproszczenia w działaniu poszczególnych trybów. W wyniku dalszej optymalizacji osiągnięto zadowalający kompromis w dniu 09.03.2018 r.

98

Tabela 1

Wyniki pomiarów prób optymalizujących automatycznego urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3

		Liczba nrób	Dedetheres	Urobel	k	Czas trwania	Duáha	
Data prób	Liczba prób	Liczba prob pozytywnych	Dodatkowe informacje	ładowarka [łyżka]	wóz	pracy URB [min]	Pro pozyty	ba ywna
				3	0	5,0	nie	0
10 12 2017	4	1	próby	1	0	8,0	nie	0
19.12.2017	4		optymalizacyjne	1	0	4,0	tak	1
				3	0	8,0	nie	0
12.01.2019	2	0	próby	5	0	brak próby	nie	0
12.01.2018	2	0	optymalizacyjne	4	0	brak próby	nie	0
				2	0	1,5	tak	1
				1	0	1,7	tak	1
				1	0	1,5	tak	1
31 01 2018	8	6	próby	1	0	1,8	tak	1
51.01.2018	0		optymalizacyjne	1	0	1,7	tak	1
				1	0	3,5	nie	0
				3	0	3,0	tak	1
				3	0	2,8	nie	0
			próby	1	0	1,7	nie	0
				pop. próba	0	1,7	tak	1
				1	0	1,7	nie	0
				pop. próba	0	2,8	nie	0
				1	0	1,5	nie	0
				1	0	3,3	nie	0
				pop. próba	0	3,8	nie	0
				pop. próba	0	3,7	nie	0
02.02.2018	17	1		1	0	3,0	nie	0
			1,5 ,5	pop. próba	0	5,5	nie	0
				pop. próba	0	2,0	nie	0
				pop. próba	0	1,0	nie	0
				pop. próba	0	6,3	nie	0
				pop. próba	0	2,5	nie	0
				pop. próba	0	1,3	nie	0
				pop. próba	0	0,8	nie	0
				1	0	2,0	nie	0
				1	0	1,0	nie	0
				pop. próba	0	7,0	nie	0
				pop. próba	0	6,0	nie	0
28.02.2018	8	0	próby	1	0	3,0	nie	0
20.02.2010	0		optymalizacyjne	1	0	3,9	nie	0
				pop. próba	0	3,1	nie	0
				1	0	7,0	nie	0
				pop. próba	0	1,5	nie	0

Wyniki prób sprawdzających automatycznego urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3

	T i - h -	Liczba prób	Dodatkowe	Urobek		Czas	Próba pozytywna	
Data prób	prób	Liczba prob pozytywnych	informacje	ładowarka [łyżka]	wóz	trwania pracy URB [min]		
		9		3	0	6,0	tak	1
				1	0	4,0	tak	1
				1	0	11,0	nie	0
				1	0	6,5	nie	0
09.03.2018			próby testujące algorytm	1	0	10,7	tak	1
	11			2	0	4,0	tak	1
				2	0	3,0	tak	1
				1	0	4,0	tak	1
				1	0	4,3	tak	1
				1	0	3,3	tak	1
				1	0	1,5	tak	1
15 03 2018	2	1	nieprawidłowe	0	1	14,7	tak	1
15.05.2010	2	1	działanie	0	1	8,0	nie	0
				0	1	3,0	tak	1
16.03.2018	3	3	nieprawidłowe działanie	0	1	6,5	tak	1
				0	1	18,5	tak	1

Tabela 3

Statystyki ogólne testów URB/ZS-3 zebranych podczas prób w kopalni Polkowice-Sieroszowice

Statystyki ogólne testów URB/ZS-3							
Czas pracy URB [min]	228						
Urobek dostarczony ładowarką łyżkową [Mg]	385						
Urobek dostarczony wozem odstawczym [Mg]	100						
Urobek dostarczony łącznie [Mg]	485						
Przeładowany urobek do czasu pracy URB [Mg/min]	2						
Liczba przepracowanych zmian [zmiana]	8						
Średni przeładunek urobku na zmianę [Mg/zmiana]	61						
Czas trwania zmiany [min]	240						
Średni przeładunek urobku na minutę [Mg/min]	1						
Średni czas trwania próby [min]	4,2						
Liczba przeprowadzonych prób łącznie	55						
Liczba przeprowadzonych prób pozytywnych	21						
Stopień prób pozytywnych [%]	38						
Średni czas trwania próby pozytywnej [min]	4,8						

Statystyki ogólne testów URB/ZS-3		
Statystyki dla ładowarki łyżkowej LKP-0903		
Liczba przeprowadzonych prób z ładowarką łyżkową	50	
Liczba przeprowadzonych prób pozytywnych z ładowarką łyżkową	17	
Stopień prób pozytywnychz ładowarką łyżkową [%]	34	
Czas pracy URB z odstawą ładowarką łyżkową [min]	178	
Urobek dostarczony ładowarką łyż. do czasu pracy URB [Mg/min]	2	
Średni czas trwania próby z odstawą ładowarką łyżkową [min]	3,6	
Średni czas trwania próby pozytywnej z odstawą ładowarką łyżkową [min]	3,4	
Statystyki dla wozu odstawczego WO CB4		
Liczba przeprowadzonych prób z wozem odstawczym	5	
Liczba przeprowadzonych prób pozytywnych z wozem odstawczym	4	
Stopień prób pozytywnych z wozem odstawczym [%]	80	
Czas pracy URB z odstawą wozem odstawczym	51	
Urobek dostarczony wozem do czasu pracy URB [Mg/min]	2	
Średni czas trwania próby z odstawą wozem odstawczym [min]	10,1	
Średni czas trwania próby pozytywnej z odstawą wozem odstawczym [min]	10,7	

Tabela 3 cd.

W tabeli 4 zaprezentowano statystyki prób testujących z dnia 09.03.2018 r. Przeprowadzono 11 prób, z czego dziewięć zakończyło się oczyszczeniem kraty. Średni czas oczyszczenia wynosił 4,5 min.

Analiza danych z tabeli pozwala na stwierdzenie, iż zaawansowanie prac optymalizacyjnych jest na obiecującym poziomie. Zaobserwowano znaczną poprawę oczyszczania kraty. Próby testujące miały być kontynuowane w dniu 15.03.2018 r. w trybie ciągłym, jednak na skutek awarii konieczne było przerwanie prac i rozpoczęcie diagnostyki usterki.

Najczęstsze problemy, jakie odnotowano podczas automatycznej pracy URB/ZS-3, związane były z pracą skanera laserowego.

Odnotowano problemy z lokalizacją urobku wynikające z braku skanowania kraty w czasie rzeczywistym. Oznaczało to, że urządzenie po zeskanowaniu kraty nie miało możliwości korekty ścieżki przy realizacji ustalonego algorytmu do czasu ponownego zeskanowania kraty. Tworzyło to problemy wynikające z ruchu urobku na kracie podczas jej oczyszczania, co skutkowało pracą młota na pustych oczkach kraty lub pomijaniem brył. Problem ten podczas prób optymalizacyjnych pozostał nierozwiązany i wpływa na pogorszenie wyników otrzymanych podczas prób.

Zamocowanie skanera pod kątem miało negatywny wpływ na wyniki oraz czasy oczyszczania. Nadgabaryty lub pryzmy urobku powodowały zasłonięcie kolejnego rzędu oczek kraty. Skaner interpretował takie zasłonięcie jako urobek w kolejnym rzędzie, co powodowało ruchy do pustych oczek kraty i wydłużenie czasu jej oczyszczenia. Problem ten podczas prób optymalizacyjnych pozostał nierozwiązany i wpływa na pogorszenie wyników otrzymanych podczas prób.

Skaner nie miał możliwości rozróżnienia ziarnistości urobku na kracie. Oznaczało to problemy z wyborem ścieżki algorytmu i z poprawnym przeprowadzeniem procesu oczyszczania – przegarnianie nadgabarytów i rozbijanie drobnego urobku. Częściowym rozwiązaniem problemu było wprowadzenie do algorytmu trybu "single", podczas którego po wykonaniu skanu urządzenie rozpoczynało rozbijanie nadgabarytów w środku masy bryły w przeciwieństwie do wcześniejszego rozbijania w środku oczek kraty. Tryb "single" pomimo zapewnienia lepszego oczyszczenia kraty wydłuża czas pracy, co negatywnie przekłada się na wyniki pomiarów.

Statistics of testing performed on March 9, 2018	
Czas pracy URB [min]	58
Urobek dostarczony ładowarką łyżkową [Mg]	105
Urobek dostarczony wozem odstawczym [Mg]	0
Urobek dostarczony łącznie [Mg]	105
Przeładowany urobek do czasu pracy URB [Mg/min]	2
Liczba przepracowanych zmian [zmiana]	1
Średni przeładunek urobku na zmianę [Mg/zmiana]	105
Czas trwania zmiany [min]	240
Średni przeładunek urobku na minutę [Mg/min]	0,4
Średni czas trwania próby [min]	5,3
Liczba przeprowadzonych prób łącznie	11
Liczba przeprowadzonych prób pozytywnych	9
Stopień pozytywnych prób [%]	82
Średni czas trwania próby pozytywnej [min]	4,5

Tabela 4Statystyki zebrane podczas prób testujących algorytm URB/ZS-3 w dniu 09.03.2018 r.

Znaczącym problemem zaobserwowanym podczas prób było wykonywanie jałowych ruchów oraz konieczność powrotu młota do ustalonego punktu w celu kolejnego zeskanowania urobku, co wydłużało czas pracy. Dokonano optymalizacji polegającej na skanowaniu kraty w miejscu postojowym młota bez konieczności zbędnych ruchów, co przełożyło się na zmniejszenie czasu oczyszczania kraty. Poprawiono aspekt poruszania się urządzenia po kracie w trakcie pracy. Dalsza poprawa parametrów wymaga kontynuowania testów z urobkiem.

Odnotowano również problemy z zasięgiem ramienia URB/ZS-3. Urządzenie miało trudności w rozbijaniu brył w ostatnim rzędzie oczek kraty – młot urządzenia używał udaru pod kątem w stosunku do bryły, co powodowało wydłużenie czasu pracy oraz częste zawieszenie algorytmu oczyszczającego. Zdecydowano się na zmniejszenie pola widzenia skanera przez zamaskowanie ostatniego rzędu oczek kraty. Spowodowało to znaczące polepszenie czasów pracy urządzenia.

W trakcie prowadzenia testów w dostarczanym urobku sporadycznie występowały elementy metalowe, stanowiące zagrożenie dla gumowej taśmy przenośnika. Podczas oczyszczania kraty z operatorem jest on odpowiedzialny za kontrolę stanu urobku oraz ingerencję w niebezpiecznych przypadkach. W sytuacji oczyszczania automatycznego pojawienie się takich elementów wymusza ręczne wyłączenie awaryjne programu i ingerencję ludzką.

Testy optymalizacyjne wykazały również bardzo duże znaczenie konstrukcji przegubów wysięgnika i obrotnicy dla prawidłowej pracy układu sterującego. Stałe i niskie opory ruchu na przegubach i na obrotnicy znacząco ułatwiają ustalenie prawidłowych parametrów pracy oprogramowania sterującego. Stąd konieczność stosowania układu centralnego smarowania. Podczas testów stwierdzono jednak, że wartości obciążeń w pewnych punktach układu kinematycznego przekraczały bezpieczny poziom i dochodziło do nadmiernego zużycia łożysk, co skutkowało wzrostem oporów przemieszczania poszczególnych członów wysięgnika. Stąd konieczne było częste korygowanie parametrów identyfikujących urobek przyjętych w oprogramowaniu sterującym. Dlatego wydaje się celowe przeprojektowanie przegubów i obrotnicy w celu zwiększenia ich nośności i trwałości. Pozwoliłoby to, po zastosowaniu wydajniejszego zasilacza hydraulicznego, na zwiększenie prędkości przemieszczania młota, a tym samym na skrócenie czasu oczyszczania kraty.

6. PODSUMOWANIE

Testy optymalizacyjne prototypu urządzenia do rozbijania brył URB/ZS-3 miały na celu dostosowanie algorytmu sterującego oraz sprawdzenie urządzenia w warunkach dołowych kopalni KGHM Polska Miedź S.A. Optymalizacja prowadzona była z wykorzystaniem określonej metody prowadzonych prób, której nadrzędnym celem było zapewnić możliwie najkrótszy czas oczyszczenia kraty, do stanu umożliwiającego wysypanie kolejnej porcji urobku.

Podczas ośmiu zmian górniczych przeprowadzono 55 prób z urobkiem w warunkach kopalni Polkowice-Sieroszowice przy wykorzystaniu ładowarek łyżkowych LK3 LKP-0903 (50 prób) oraz wozów odstawczych WO CB4 (5 prób), z których 38% zakończyło się powodzeniem i oczyszczeniem kraty. Średnie czasy oczyszczenia wynosiły 4,8 min. Podczas zmiany w dniu 09.03.2018 r. przeprowadzono testy sprawdzające algorytm dla ładowarek łyżkowych. W wyniku pomiarów sprawdzających przeprowadzono 11 prób, z których 82% zakończyło się powodzeniem ze średnim czasem oczyszczania wynoszącym 4,5 min. Podczas pomiarów sprawdzających urządzenie rozbijało nadgabaryty oraz przegarniało urobek drobny w sposób zadowalający.

Algorytm czyszczący opiera się na uszeregowaniu w odpowiedniej kolejności podprogramów w trybach:

- dłutowania rozbijania brył w środku oczek kraty,
- rozgarniania przegarniania urobku na kracie,
- "single" rozbijania brył w rozpoznanym przez skaner środku masy.

Ograniczono czasy trwania zbędnych ruchów jałowych podczas skanowania – skan kraty odbywa się w momencie przebywania urządzenia w punkcie startowym URB/ZS-3. Dalsze ulepszenie algorytmu powinno uwzględniać umożliwienie skanowania w czasie rzeczywistym, dzięki któremu urządzenie do rozbijania brył mogłoby reagować w zależności od bieżącego rozłożenia urobku na kracie. Ponadto skan kraty powinien dostarczyć informację dotyczącą ziarnistości urobku na kracie. Urobek drobnoziarnisty wymaga wprowadzenia większej liczby ruchów przegarniających, natomiast urobek nadgabarytowy powinien być rozbijany uderzeniem młota hydraulicznego. Oprócz informacji dotyczącej charakteru urobku skan powinien informować operatora o niepożądanych elementach metalowych na kracie.

Próby z wozami odstawczymi były prowadzone przy niesprawnym urządzeniu URB/ZS-3. W wyniku awarii czujnika położenia tłoczyska w siłowniku obrotu doszło do rozkalibrowania urządzenia. Usterka została spowodowana niewłaściwym doborem mocowania zabezpieczającego czujnik w gnieździe. Z uwagi na to, że URB/ZS-3 ma cztery siłowniki hydrauliczne wyposażone w czujniki przemieszczenia, istnieje prawdopodobieństwo wystąpienia podobnych awarii w przyszłości.

Próby wykazały również, że celowe jest przeprojektowanie przegubów i obrotnicy wysięgnika URB, w celu zwiększenia ich nośności i trwałości.

Literatura

- Krauze K., Rączka W., Sibielak M., Konieczny J., Kubiak D., Culer H., Bajus D.: *Automated transfer point URB/ZS-3*, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2017, 2: 80–85.
- [2] Młynarczyk J., Sawicki M., Stefaniak P., Ziętkowski L.: Wykonanie badań i analizy porównawczej dwóch systemów sterowania i obsługi krat wysypowych O/ZG Polkowice-Sieroszowice tj. obecnego z udziałem operatora oraz zdalnego (sterowanie 2 punktami) wraz z oceną wpływu zmiany sposobu sterowania na pracę całego układu przeładowczego ETAP I-III, KGHM Cuprum sp. z o.o., Wrocław 2011 [praca niepublikowana].

dr inż. LESZEK ZIĘTKOWSKI dr inż. JANUSZ MŁYNARCZYK mgr inż. WOJCIECH SOBOLEWSKI KGHM CUPRUM Centrum Badawczo-Rozwojowe ul. gen. Władysława Sikorskiego 2–8, 53-659 Wrocław {lzietkowski, jmlynarczyk, wsobolewski} @cuprum.wroc.pl













e-ISSN 2449-6421 ISSN 2450-7326