

Mining

**INFORMATICS AUTOMATION
AND ELECTRICAL ENGINEERING**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL



INFORMATICS
INFORMATYKA

ELECTRICAL ENGINEERING
ELEKTRONIKA

AUTOMATION
AUTOMATYKA

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING
TECHNICAL IT AND TELECOMMUNICATIONS
ENVIROMENTAL ENGINEERING, MINING AND ENERGY TECHNOLOGY
MATERIALS ENGINEERING
QUALITY MENAGEMENT

AUTOMATYKA, ELEKTRONIKA I ENERGOTECHNIKA
INŻYNIERIA MECHANICZNA
INFORMATYKA TECHNICZNA I TELEKOMUNIKACJA
INŻYNIERIA ŚRODOWISKA, GÓRNICTWO I ENERGETYKA
INŻYNIERIA MATERIAŁOWA
NAUKI O ZARZĄDZANIU I JAKOŚCI

MINING – INFORMATICS, AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING
Published since 1962

DOI: <https://doi.org/10.7494/miag>

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

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

Members of the Scientific Board/ Członkowie Rady Naukowej:
Dariusz Andriukaitis, 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 (Czech Republic)
Leonel Heradia, EAFIT University, Medellín (Columbia)
Arkadiusz Mężyk, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland)
Josph Molnar, University of Miskolc, Miskolc (Hungary)
Jacek Paraszcak, 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 – *Jacek Korski*
Managing Editor/ Kierownik redakcji – *Kamil Mucha*
Manuscript Editor/ Redaktor techniczny – *Tomasz Wydro*
Web Editor/ Redaktor strony internetowej – *Marcin Nawrocki*

Associate editors/ Redaktorzy tematyczni:
Jarosław Joostberens (automation and robotics/ automatyka i robotyka)
Tomasz Siostrzonek (electrical engineering/ elektronika i energotechnika)
Tomasz Machniewicz (mechanical engineering/ inżynieria mechaniczna)
Ryszard Klempka (technical IT/ informatyka techniczna)
Antoni Wojaczek (telecommunications/ telekomunikacja)
Waldemar Korzeniowski (environmental engineering, mining and energy technology/ inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka)
Kazimierz Drozd (materials engineering/ inżynieria materiałowa)
Patrycja Hąbek (quality management/ nauki o zarządzaniu i jakości)

PUBLISHER

Linguistic Corrector/ Korekta językowa: *Aedden Shaw* (English/ język angielski), *Kamila Zimnicka* (Polish/ język polski)

Desktop Publishing/ Skład komputerowy: *Andre*

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

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2021, Creative Commons CC-BY 4.0 License

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

The electronic version of the journal is the primary one.
Number of copies: 50

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

Table of Contents

Krzysztof Krasucki, Tomasz Kudłacik, Krzysztof Augustyniak

RUFUS 3G load bearing capacity monitoring system for providing diagnostics for powered roof support operations	7
System monitoringu podporności RUFUS 3G służący do diagnostyki pracy zmechanizowanej obudowy ścianowej	20

Krzysztof Zagórski, Daniel Stompor

A manual winch project with a two way ratchet mechanism	33
Projekt ręcznej wciągarki z dwustronnym mechanizmem zapadkowym	40

Edward Michłowicz, Jerzy Wojciechowski

Energy consumption analysis of the main dewatering pumps in underground mines	47
Analiza energochłonności pomp głównego odwadniania kopalń podziemnych	55

*Tomasz Budniok, Rafał Konsek, Bernard Krakowczyk,
Andrzej Tor, Wojciech Zasadni, Leszek Żyrek*

An innovative CA-190 monorail battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery	63
Innowacyjny podwieszony ciągnik akumulatorowy CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER	69

ABSTRACTS

KRZYSZTOF KRASUCKI
TOMASZ KUDŁACIK
KRZYSZTOF AUGUSTYNIAK

RUFUS 3G LOAD BEARING CAPACITY MONITORING SYSTEM FOR PROVIDING DIAGNOSTICS FOR POWERED ROOF SUPPORT OPERATIONS

The Ziemowit part of the Piast-Ziemowit mine uses an active and passive load bearing capacity system for its powered roof support section, which allows for diagnostics, the selection of initial load bearing capacity, and control of the roof's impact on the longwall support.

The diagnosis of powered roof support section operations by means of the load bearing capacity monitoring system shortens the search for faults. In underground conditions, it is difficult to diagnose failures related to the operation of the powered support, however, the mine is able to detect any irregularity on the mine's surface by qualified energomechanical dispatchers. The need to ensure contact between the support and the rock mass at the stage of operation is the basic criterion for the functioning of the works performed. Controlling the situation in the longwall related to the limited amount of falling roof rocks is an advantage of the proper use of the load bearing capacity monitoring system by employees.

KRZYSZTOF ZAGÓRSKI
DANIEL STOMPOR

A MANUAL WINCH PROJECT WITH A TWO WAY RATCHET MECHANISM

The article describes a solution to an engineering problem concerning the development of a design of a manual winch for off-road vehicle users. The aim of the design is to provide the possibility of extracting an off-road vehicle which is not equipped with an electric winch in the event it becomes stuck in mud or sand. The concept was based on a review of available solutions on the market and an analysis of their advantages and disadvantages. The design was based on calculations performed in accordance with the literature recommendations and FEM strength analyses carried out on a model created using Autodesk Inventor Professional 2020. The developed device is able to provide a pulling force of over 50 kN with an unladen weight of 35 kg, and also provides the possibility of controlled lowering of the load.

EDWARD MICHŁOWICZ
JERZY WOJCIECHOWSKI

ENERGY CONSUMPTION ANALYSIS OF THE MAIN DEWATERING PUMPS IN UNDERGROUND MINES

Mine dewatering is one of the main tasks and problems in the mining sector which do not affect output directly but are necessary for correct mine operations. The main dewatering pumps are located at various levels, but the pumping head is always a few hundred metres underground. The number and operating time of the pumps depends on the water inflow and are specified in the applicable regulations. Due to the capacity and required head, the power demand may well be in excess of 1 MW. Consequently, the correct use of main dewatering pumps, at low energy consumption, is a basic condition of limiting water pumping costs. The analysed pumping station is located at level 500, is equipped with ten $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0.139 \text{ m}^3/\text{s}$) OW-250/8 pumps. The operating time

STRESZCZENIA

KRZYSZTOF KRASUCKI
TOMASZ KUDŁACIK
KRZYSZTOF AUGUSTYNIAK

SYSTEM MONITORINGU PODPORNOCI RUFUS 3G SŁUŻĄCY DO DIAGNOSTYKI PRACY ZMECHANIZOWANEJ OBUDOWY ŚCIANOWEJ

W Ruchu Ziemowit kopalni Piast-Ziemowit zastosowany jest aktywny oraz pasywny system podporności sekcji obudowy zmechanizowanej, który pozwala na diagnostykę, dobór podporności wstępnej i kontrolę oddziaływania stropu na obudowę ścianową. Diagnoza pracy sekcji obudowy zmechanizowanej przez systemy monitoringu podporności skraca wyszukania usterki. W warunkach dołowych zdiagnozowanie awarii związanych z pracą obudowy zmechanizowanej jest utrudnione, jednakże kopalnia dzięki pracy wykwalifikowanych dyspozytorów energomechanicznych jest w stanie wykryć nieprawidłowość już na powierzchni kopalni. Konieczność zapewnienia kontaktu obudowa – górotwór na etapie eksploatacji jest podstawowym kryterium poprawności wykonywanych robót. Kontrolowanie w ścianie sytuacji związanej z ograniczoną ilością powstających opadów skał stropowych jest zasługą prawidłowego wykorzystywania przez pracowników monitoringu podporności sekcji obudowy zmechanizowanej.

KRZYSZTOF ZAGÓRSKI
DANIEL STOMPOR

PROJEKT RĘCZNEJ WCIĄGARKI Z DWUSTRONNYM MECHANIZMEM ZAPADKOWYM

W artykule opisano rozwiązanie problemu inżynierskiego dotyczącego opracowania projektu wciągarki ręcznej z myślą o użytkownikach samochodów terenowych. Opracowanie projektu takiego urządzenia ma na celu zapewnienie możliwości samodzielnego wyciągnięcia ugrzęzłego w błocie lub piasku samochodu terenowego niewyposażonego we wciągarkę elektryczną. Przy tworzeniu koncepcji dokonano przeglądu dostępnych na rynku rozwiązań i analizy ich wad i zalet. Projekt wykonano na podstawie obliczeń przeprowadzonych w myśl zaleceń z literatury i analiz wytrzymałościowych MES przeprowadzonych na modelu utworzonym w programie Autodesk Inventor Professional 2020. Opracowane urządzenie jest w stanie zapewnić uciąg wynoszący ponad 50 kN przy masie własnej równej 35 kg, ponadto zapewnia możliwość kontrolowanego opuszczania ciężaru.

EDWARD MICHŁOWICZ
JERZY WOJCIECHOWSKI

ANALIZA ENERGOCHŁONNOŚCI POMP GŁÓWNEGO ODWADNIANIA KOPALŃ PODZIEMNYCH

Odwadnianie kopalń należy do głównych zadań i problemów eksploatacji w górnictwie, które nie wpływają bezpośrednio na wydobywanie, jednak stanowi nieodzowną działalność dla prawidłowej eksploatacji kopalń. Pompownie głównego odwadniania w kopalniach znajdują się na różnych poziomach, ale zawsze wysokość pompowania wynosi kilkaset metrów. Liczba pomp oraz czas ich pracy zależą od wielkości dopływów wód i jednoznacznie wynikają z przepisów. Ze względu na wydajność i wymaganą wysokość podnoszenia zapotrzebowanie mocy może znacznie przekraczać 1 MW. Dlatego prawidłowa eksploatacja pomp głównego odwadniania, przy niskiej energochłonności, stanowi podstawowy warunek ograniczenia kosztów wypompowania wody. Analizowana pompownia znajduje się na

of most pumps exceeds 20 000 h and the energy consumption is from 2.17 to 2.67 kWh/m³ of pumped water. The analysis results and the energy consumption ratios have been compared with the data for new pumps which operate at data sheet parameters (efficiency). This was the basis to evaluate the impact of exceeding the time between repairs on operating parameters and the increase in the operating costs of the main dewatering pumps.

*TOMASZ BUDNIOK
RAFAŁ KONSEK
BERNARD KRAKOWCZYK
ANDRZEJ TOR
WOJCIECH ZASADNI
LESZEK ŻYREK*

AN INNOVATIVE
CA-190 MONORAIL BATTERY LOCOMOTIVE
POWERED BY A VOLTER LITHIUM BATTERY

The article describes the CA-190 battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery, intended for the suspended transport of machine parts, materials and people.

The CA-190 battery locomotive with a VOLTER lithium battery is an innovative construction tailored to the current development trends in transport in the global mining industry. Having its own power source eliminates the use of electrical power cables or hydraulic hoses which typically limit the use of locomotives. The method of charging the battery directly from the mine's power grid with a three-phase voltage of 500 V, 1000 V during standstill is an innovative solution. The use of batteries as a source of energy reduces the negative impact on the mine environment due to the elimination of exhaust emissions and significant reduction of noise and heat. The implementation of CA-190 locomotives results in increased efficiency of works and improves the safety of personnel and work ergonomics.

poziomie 500, jest wyposażona w dziesięć pomp OW-250/8 o wydajności $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,139 \text{ m}^3/\text{s}$). Czas eksploatacji większości pomp przekracza 20 tysięcy godzin, co powoduje, że energochłonność wynosi od 2,17 do 2,67 kWh/m³ wypompowanej wody. Wyniki przeprowadzonej analizy eksploatacyjnej i wartości wskaźników określających energochłonność odniesiono do wskaźników dla nowych pomp pracujących z parametrami (sprawność) katalogowymi. Na tej podstawie oceniono wpływ przekroczenia czasów między remontami na parametry eksploatacyjne i zwiększenie kosztów eksploatacji pomp głównego odwadniania.

*TOMASZ BUDNIOK
RAFAŁ KONSEK
BERNARD KRAKOWCZYK
ANDRZEJ TOR
WOJCIECH ZASADNI
LESZEK ŻYREK*

INNOWACYJNY
PODWIESZONY CIĄGNIK AKUMULATOROWY CA-190
ZASILANY Z AKUMULATORA LITOWEGO TYPU VOLTER

W artykule scharakteryzowano ciągnik akumulatorowy CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER, który jest przeznaczony do transportu podwieszonego elementów maszyn, materiałów oraz przewozu ludzi. Ciągnik akumulatorowy CA-190 z akumulatorem litowym typu VOLTER jest innowacyjną konstrukcją wpisującą się w aktualne tendencje rozwojowe transportu w światowym górnictwie. Własne źródło zasilania eliminuje stosowanie przewodów zasilania elektrycznego bądź hydraulicznego, które ograniczały zasięg stosowania ciągnika. Nowatorskim rozwiązaniem jest sposób ładowania akumulatora w czasie postoju, bezpośrednio z kopalnianej sieci elektroenergetycznej o napięciu trójfazowym 500 V i 1000 V. Stosowanie akumulatorów jako źródła energii ogranicza negatywny wpływ na środowisko kopalniane z uwagi na brak emisji spalin oraz znaczne zmniejszenie generowanego hałasu i ciepła. Wdrożenie ciągników CA-190 przyczynia się do zwiększenia efektywności wykonywanych prac oraz wpływa na poprawę bezpieczeństwa załóg górniczych i ergonomii pracy.

KRZYSZTOF KRASUCKI

TOMASZ KUDŁACIK

KRZYSZTOF AUGUSTYNIAK

RUFUS 3G load bearing capacity monitoring system for providing diagnostics for powered roof support operations

The Ziemowit part of the Piast-Ziemowit mine uses an active and passive load bearing capacity system for its powered roof support section, which allows for diagnostics, the selection of initial load bearing capacity, and control of the roof's impact on the longwall support.

The diagnosis of powered roof support section operations by means of the load bearing capacity monitoring system shortens the search for faults. In underground conditions, it is difficult to diagnose failures related to the operation of the powered support, however, the mine is able to detect any irregularity on the mine's surface by qualified energomechanical dispatchers. The need to ensure contact between the support and the rock mass at the stage of operation is the basic criterion for the functioning of the works performed. Controlling the situation in the longwall related to the limited amount of falling roof rocks is an advantage of the proper use of the load bearing capacity monitoring system by employees.

Key words: *monitoring of load-bearing capacity, load bearing capacity, roof stability*

1. INTRODUCTION

In the Ziemowit part of the Piast-Ziemowit mine, an active resistance system for the powered support section was used in longwall no 922, which allowed for the automatic setting of powered support sections and the selection of initial support, as well as the control of the roof's impact on the longwall support sections.

The system, which modernized the approach to performing diagnostics on longwalls in the Piast-Ziemowit coal mine, was developed and implemented by the mine management team.

An innovative method of diagnosing the operation of powered support sections by means of IT systems shortens the time needed for repairs or finding defects, and the selection of prophylaxis in the event of a risk of interrupting the roof continuity. In under-

ground conditions, it is difficult to diagnose failures related to the operation of powered support. The mine, through qualified energomechanical dispatchers, is able to find irregularities at their source.

The contact of the canopy of the powered support section with the rock mass during operation is the basic criterion for the performance of works. The sizing of parts of the direct ceiling in the form of rock fragments, rock clods or rock blocks, resulting in the formation of free spaces, leads to unfavorable downtimes in operation and dangerous work related to securing the roof of the longwall excavation. Therefore, it is crucial to control the situation in the wall related to the limited amount of roof rock fall by monitoring the support load bearing capacity and the proper installation of the powered support section by means of the monitoring system. Due to the correct support control in the 922 wall, there was no fall of

roof rocks which caused the longwall to stop operations. Longwall 922 exploited seam 209, 3.1 m high, 195 m long face, and the total life of the longwall was 1,570 m.

The longwall was equipped with 129 ZRP-15/35-POz powered support sections (Tab. 2), which was the total length of the longwall face 195 m, and the total life of the longwall 1570 m.

Table 1
Characteristics of hazards in wall 922

The type of hazard	The level of hazard
Coal dust explosion hazard	Class A
Methane hazard	none
Gas and rock outbursts hazard	none
Radioactive substances hazard	none
Climatic conditions hazard	none
Fire hazard	IV group of self-ignition
Flooding hazard	1st degree
Rock bursts hazard	1st degree

Table 2
Basic technical parameters of the ZRP-15/35-POz section

Parameters	Value	Unit
The working range of the support in insusceptible to rock-bumps seams	1.7–3.4	[m]
Support center	1.5	[m]
Roof support advance	0.8	[m]
Initial load capacity of props (for 30 MPa)	2 · 2120	[kN]
Working capacity of props (for 43 MPa)	2 · 3039	[kN]
Set working load capacity (for 43 MPa)	4277–5801	[kN]
Average unit pressure on the bottom	1.537–2.083	[MPa]
Average unit pressure on the ceiling	0.988–1.339	[MPa]
Supply pressure	25–30	[MPa]
Mass	~21000	[kg]

The stability of an excavation is often referred to as its ability to maintain its shape and location despite the forces acting on the excavation [1]. Proper maintenance of excavation stability allows for continuous exploitation and the removal of breaks caused by the precipitation of roof rocks (Fig. 1). One of the ways to control the stability of excavations is the use of a longwall support monitoring system (Figs. 2 and 3), which allows the detection of operator neglect when building a powered support section. The Piast-Ziemowit mine, in order to ensure appropriate conditions in the longwall and the immediate detection of hydraulic

faults, appointed a person responsible for monitoring the longwall's condition. The supervision of the mine management over the monitoring system in the longwall has had a significant impact on the improvement of the wall support capacity, the lack of longwall breaks due to falling roof rocks [2] or the failure of the powered support section, which precludes it from further operation. Bad roof construction could cause a long-term falls of rocks and ultimately lead to the collapse of the wall. The correct reaction of the mine management allows for the continuity of extraction, without worsening the ceiling conditions in the wall.

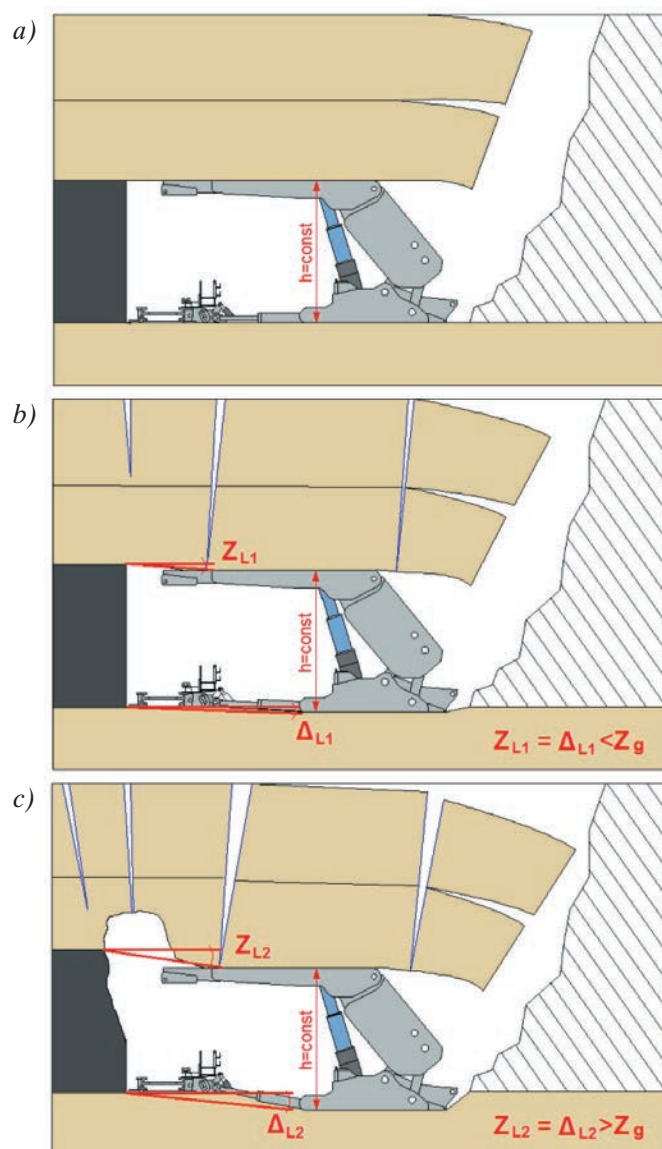


Fig. 1. The longwall ceiling maintenance: a) properly maintained ceiling; b) good ceiling conditions, unit inclination lower than the ceiling boundary inclination; c) deteriorated maintenance conditions of the ceiling, unit inclination greater than the boundary inclination [1]

The longwall before *in situ* control

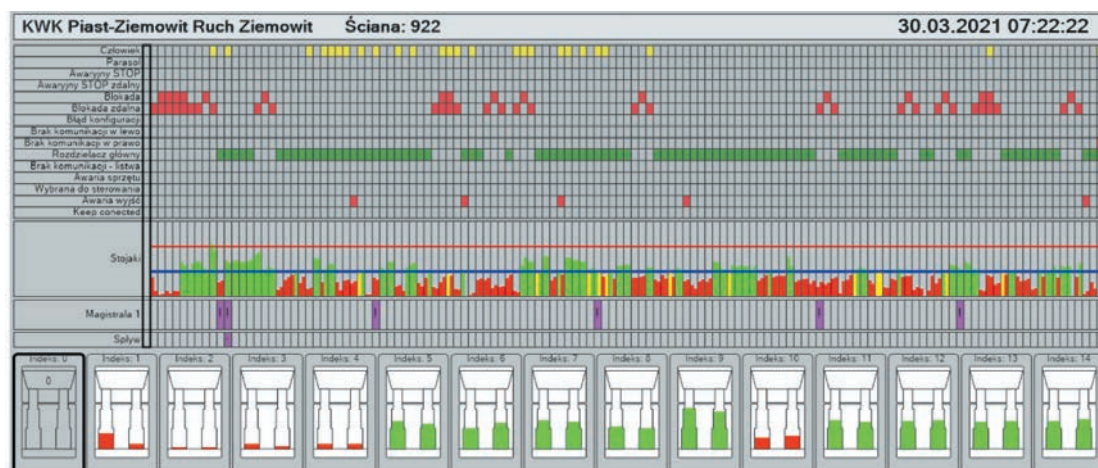


Fig. 2. View of the support monitoring system in the longwall – incorrect support load bearing capacity

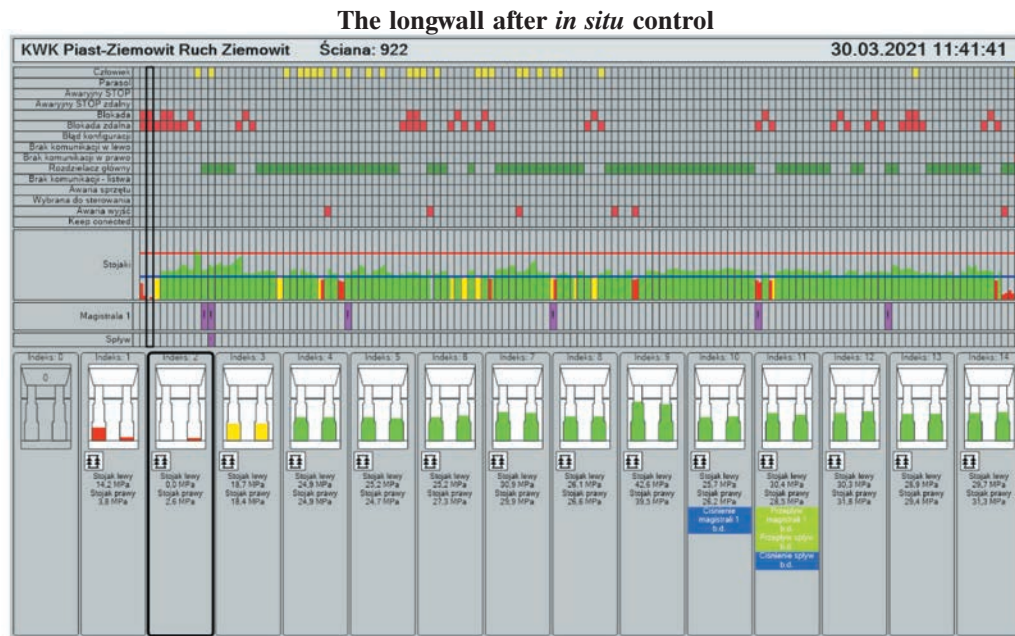


Fig. 3. 3D diagram of pressure distribution in the longwall during stop

2. THE WORKING PRINCIPLES OF POWERED SECTION LOAD BEARING CAPACITY MONITORING SYSTEMS

The system supporting the operation of the powered support section in terms of the correct support of the longwall roof and the diagnosis of the correct operation of hydraulic props allows for direct control by employees working on the longwall.

Energy-mechanical dispatchers carry out inspections from the mine's surface and check the correct operation of the props of the powered support section on an ongoing basis. They are able to catch any faults at an early stage of their development.

The energy-mechanical dispatcher has an overview of the pressure distribution in the wall through sensors installed in the powered support sections, which collect data on the pressure distribution and create visualizations. The system informs the dispatcher about overly low or high pressure of the medium in the hydraulic props and allows the determination of the course of the pressure in the props.

From the monitoring systems, two basic types of functioning can be distinguished, a passive and an active monitoring system. The mine first used an active monitoring system for the powered support section, which is the most widespread in the Ziemowit part, and currently the mine is testing the functioning of a passive system in longwall 501, from which the advantages and disadvantages of the systems will be developed.

A passive system of support for a powered support section is characterized by focusing more attention on the support condition in the longwall. This system does not automatically recharge the pressure to the props of the powered support section: the user has to take care of the situation related to the pressure distribution in the longwall. The Piast-Ziemowit mine currently uses a passive monitoring system in longwall 501 which is exploiting seam 215.

The active support system of the powered support section automatically diagnoses and, if necessary, regulates the pressure in the section props. The Ziemowit mine uses an active system and the key elements for the powered support section used in the mine are the μ RUFUS pressure maintenance sensors, which include:

- electronic and electrical equipment,
- a hydraulic block controlled by a solenoid valve,
- hydraulic valves,
- transmission wires.

The built-in solenoid valve (Fig. 4) controls the pressure of the stand and, in the event of overly low pressure being applied to the hydraulic prop by the operator, the support system is automatically activated and the support condition of the powered support section is corrected.

The system is very intuitive and employees working on the wall are able to recognize the problem and solve it themselves. μ RUFUS sensors are installed on each section, which indicate the correct or incorrect

expansion of the section. Observation of the correct operation of the powered support section in the longwall is very simple: the sensor displays a green color, indicating that the prop has been properly built-in, or a red color, which indicates that the powered support section has been incorrectly expanded. In addition, the DPS-200 controller is equipped with a visual control system that signals the support status in the props currently connected to the sensor on an ongoing basis.

The longwall 501 currently exploited in seam 215 (Fig. 5) at the level of 500 m (below surface) is equipped with a system of passive support control of the powered support section. The passive support system is more difficult for the operator, since they

have to spend more of their working time on the separation of the powered support section in order to properly expand the canopy.

The sensor (Fig. 6) installed in the powered support section shows the support condition of the left and right props. The signal from the sensors is sent to the visual panel of the device status, which displays the situation in the props with a light signal. The system sends signals to IT systems that allow operator to display the longwall status in computer programs. Additionally, the computer installed in the accessory kit suspended on the monorail track at the bottom road allows a preview of the sensors built into the longwall.

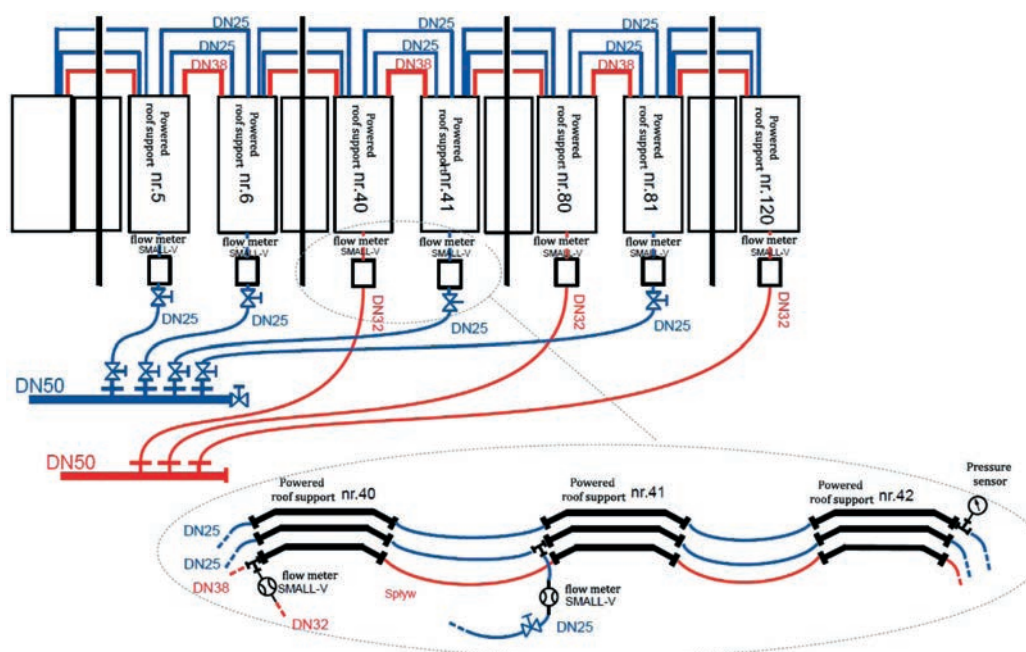


Fig. 4. Block diagram of pressure and flow measurements [2]



Fig. 5. The state of support in the longwall 501 without the active system applied

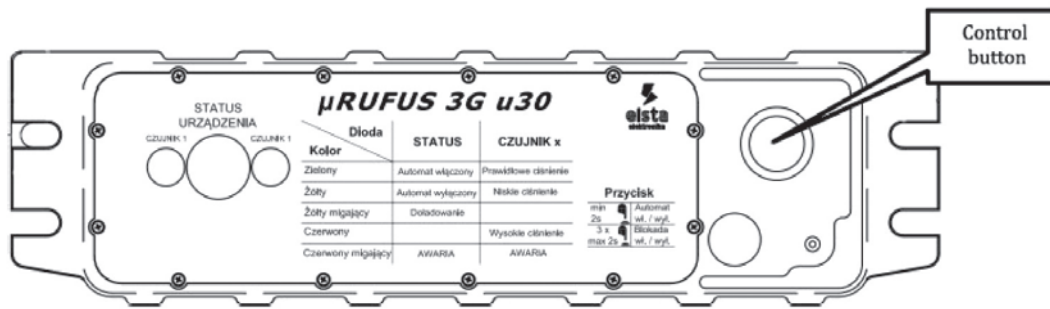


Fig. 6. View of the front panel of the controller on the powered support section [2]

Marking of visual signals RUFUS 3G of rack sensors (Fig. 4) [3]

- Constant green signal – correct pressure in the range from 20 MPa to 35 MPa.
- Constant yellow signal – initial load capacity has not been achieved, overly low pressure in the range from 0 MPa to 20 MPa.
- Constant red signal – overly high pressure range exceeding 35 MPa.
- Red signal with single blinking – solenoid valve not connected or short circuit in the cable or damage to the solenoid valve.
- Red signal with double blinking – sensor damage, disconnected sensor, or short circuit in the sensor cable.

Marking of visual signals RUFUS 3G signaling status (Fig. 4) [3]

- Yellow signal – correct operation of the sensor, the pressure boost function is disabled.
- Yellow signal blinking with a sound signal – solenoid valves may cause section movement.
- Green signal – correct operation of the sensor, the pressure boost function is on.
- Continuous red signal – emergency button in the control panel activated.
- Red signal with a single blink – system or hardware failure, it is recommended to enable or disable the sensor.
- Red signal with a double blink – software failure, contact with the manufacturer is recommended.
- Red signal with a triple blink – the maximum number of recharges of the supports in the powered support section has been reached, but the pressure has not been obtained and the controller will not retry another attempt.
- Blinking pink signal – system update.

3. READING DATA FROM SYSTEMS – FAULT DIAGNOSIS [4]

The current state of the situation in the longwall is illustrated by the pressure measurement (Fig. 7). The user is able to analyze the data without any problems, as it is possible to generate an accurate graph of the pressure course (Fig. 8).

From the graphs generated by the software monitoring the operation of the powered support section, a large amount of information can be obtained, not only data from the current condition of the longwall, but also historical data that allows the display of the condition of the longwall from several weeks or months ago. The diagram of operation (Fig. 8) of four selected sections of powered support is illustrated by the diagram of eight waveforms of pressure distribution in the section props. It is easy to discern that at point 1 there was a production cycle in the longwall, followed by the installation of the powered support section (shearer cutting and driveway in sections), while point 2 shows the correct pressure increase after the installation of the powered support section. Points 3 and 4 show the diagnosed faults. The fault from point 3 concerns the damage to one of the props of the powered support section, and the fault from point 4 concerns the damage of the prop sensor. The graph depicted in this way allows the operator to detect failures from the level of the energy-mechanical control room.

The software also allows the generation of 3D diagrams (Fig. 9), from which the operator can see the distribution of ceiling stresses on the longwall. The diagram below shows the longwall during the third day of production stoppage. The pressures do not increase to the ranges above 50 MPa due to the functioning of the relief valves in the wall.

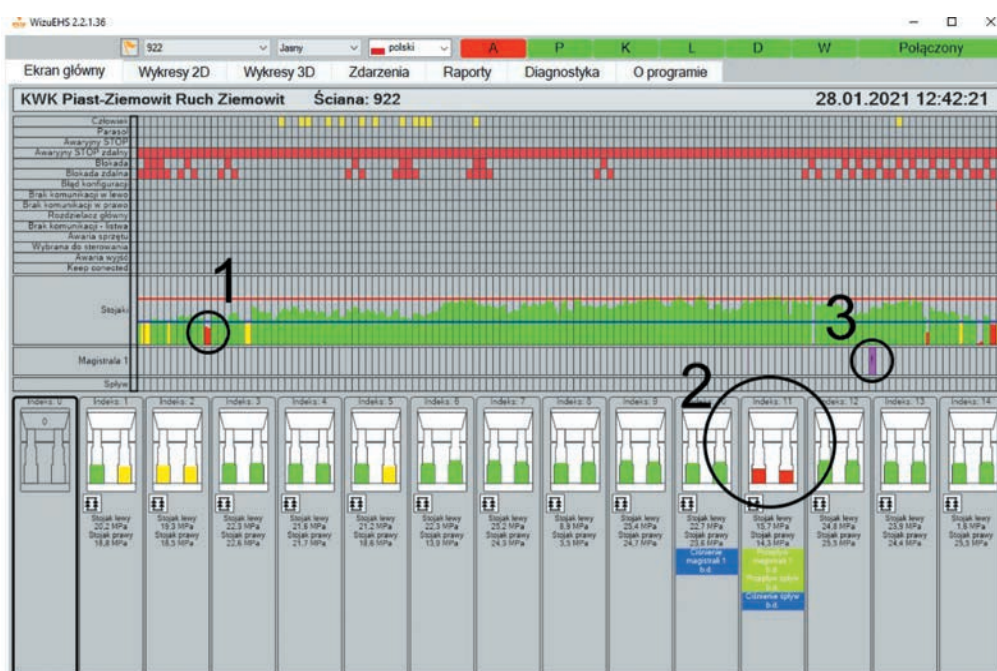


Fig. 7. View of the main software screen: 1 – incorrectly expanded powered support section; 2 – visual condition of powered support section; 3 – failure of a sensor in one of the section stands

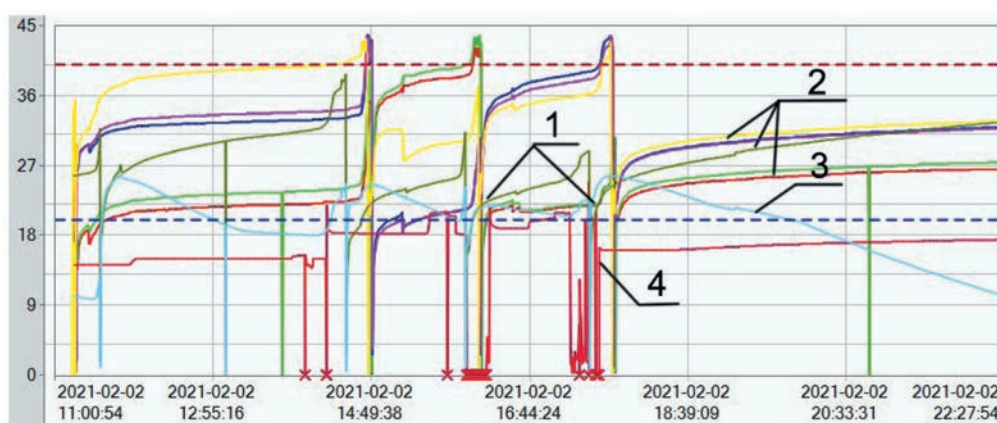


Fig. 8. Diagnostics of hydraulic props through 2D charts

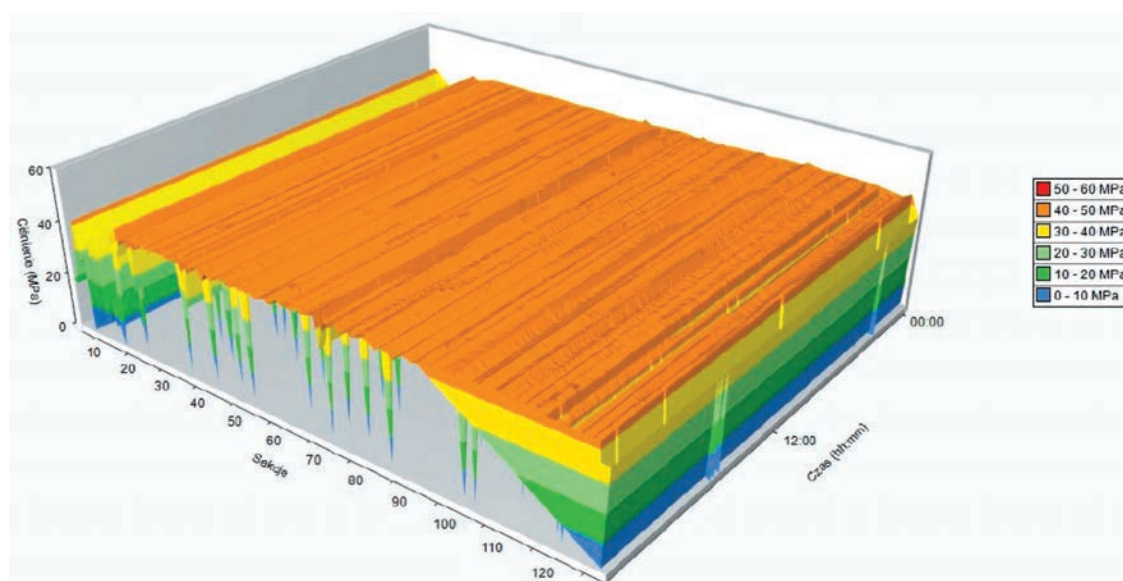


Fig. 9. 3D diagram of pressure distribution in the longwall during standstill

The three-dimensional report is an image where an operator can analyze how the longwall production cycle proceeded and at which times the longwall shearer was in operation. The above report is an image of the graphs with the coordinates X, Y, Z.

The X coordinate is assigned to the powered support section, the Y coordinate is the pressures in the supports of the powered support section displayed in megapascal, and the Z coordinate is responsible for the time period. During its normal production cycle, the longwall is characterized by a constant changeability of the pressure distribution in the longwall, everything is caused by the continuous advances of the powered support section as well as the operation in the area of the monitored section.

The monitoring system allows the accurate determination of the place where the longwall shearer is located, and it is also possible to read the impact of the recourse pressure of the section of the powered support, which is transferred to the adjacent section.

4. THE PROBLEM RECOGNITION ALGORITHM

The diagnosis of a prop defect at the mine surface causes the initial identification of the problem that has arisen and which must be thoroughly examined in the longwall itself at a later stage.

The developed scheme of operation during the diagnosis of the cause of the fault or damage is as follows:

1. Noticing a situation in the monitoring systems in which there was a connection loss, continuous low pressure or pressure drops noticeable in the long term.

2. Referring an employee of the mechanical department located in the longwall to check the cause and visual condition of the sensor and the stand of the powered support section.
3. In the absence of faults, referring an employee of the teletechnical department to check the correct operation of the sensor.

The previously presented steps of checking the detected fault are commonly used, with the most common problem related to faults being sensor related ones.

5. A STUDY OF DETECTED CASES

The responsibility for the proper support in the longwall is assigned mainly to the energy-mechanical dispatchers who diagnose the current state of the support of the operation of the hydraulic props.

The most common faults found are listed below.

5.1. Loss of data transmission

After generating the chart on 2.09.2021 an unusual course of the pressure diagram in the monitoring systems of the powered support section was noticed. The graph (Fig. 10) shows the data transfer dropouts which is visually generated as a graph of sudden pressure drop and pressure increase. The visible defect is damage to the cable connecting the computer to the sensor, which resulted in a loss of transmission. The defect was repaired on 2.11.2021 at around 6:00 p.m. and from that moment the picture of the chart changes (Fig. 10). The powered support section in the period from 2.12.2021 to 2.16.2021 was incorrectly expanded.

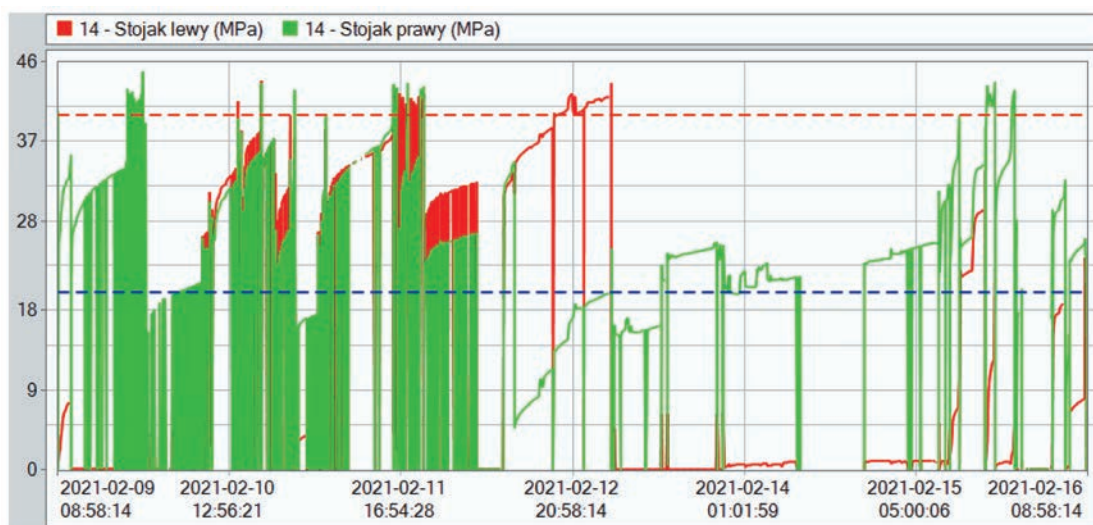


Fig. 10. Graph of data transmission loss

5.2. Failure of the sensor of one of the section props

One of the section props (Fig. 11) of the powered support has a low condition. During the expansion of both props, pressure jumps are visible, for one stand the value of the initial load capacity is achievable, and for the other there is only a small increase in pressure in the diagram and constant stabilization at zero values. The energy-mechanical dispatch-

er stated that the defect was most likely a failure of the prop sensor.

5.3. Damage to the prop of the powered support section

The course of the graph (Fig. 10) for the expansion of the powered support section for one prop is correct with the natural increase resulting from the convergence of the excavation, while for the other it may indicate a leak in the prop's hydraulics.

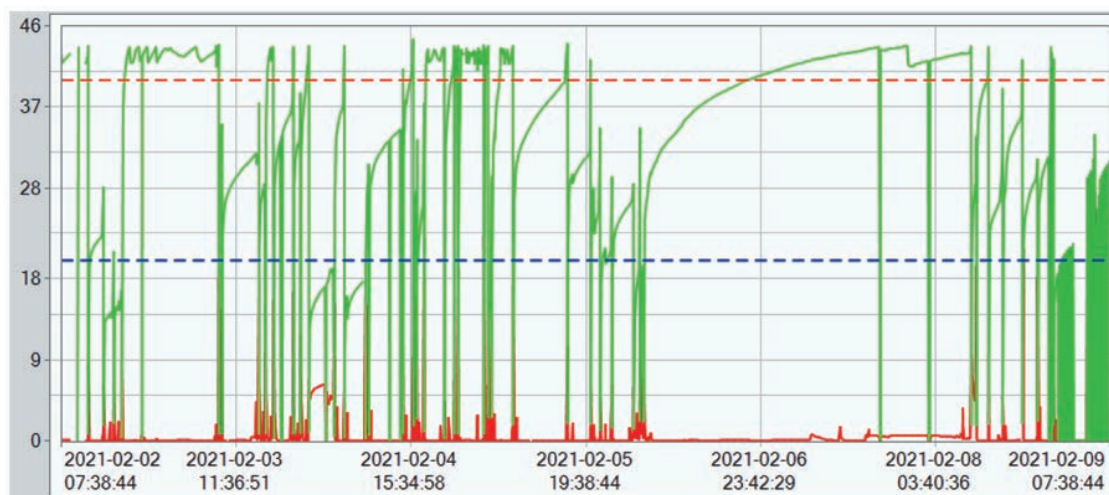


Fig. 11. Prop sensor failure chart

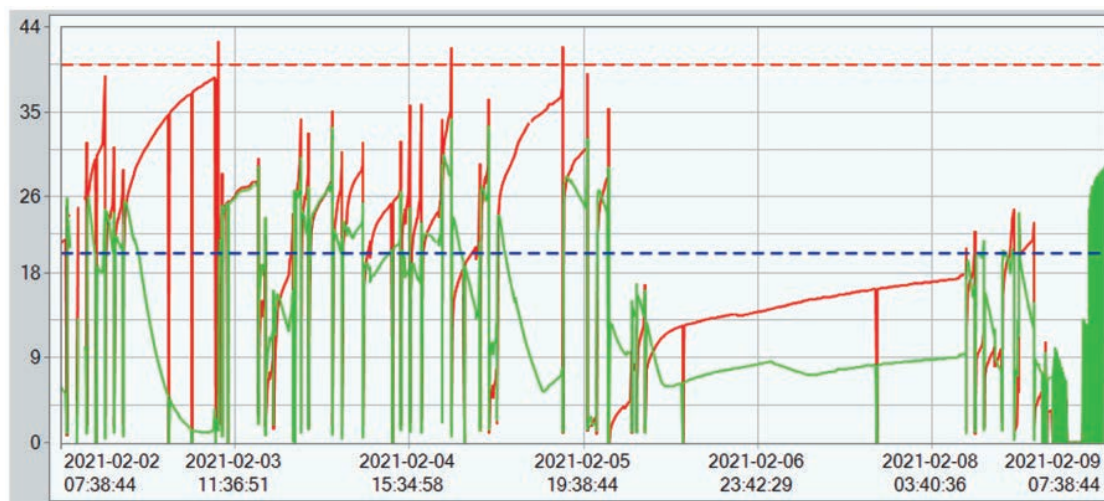


Fig. 12. Chart showing leakage in the prop

6. DETERMINATION OF HYSTERESIS IN MONITORING SYSTEMS FOR POWERED SUPPORT SECTIONS

In hard coal mining longwalls, the load bearing capacity of the ceiling is a key element of securing of

the longwall excavation against the fall of roof rocks. The hysteresis of the course (Fig. 13) is the dependence of the current state of the system of the elastic medium, which is the rock mass, to the change from the preceding state from the moment of its initial load bearing task, the hysteresis can be called the delay of the elastic medium reaction.

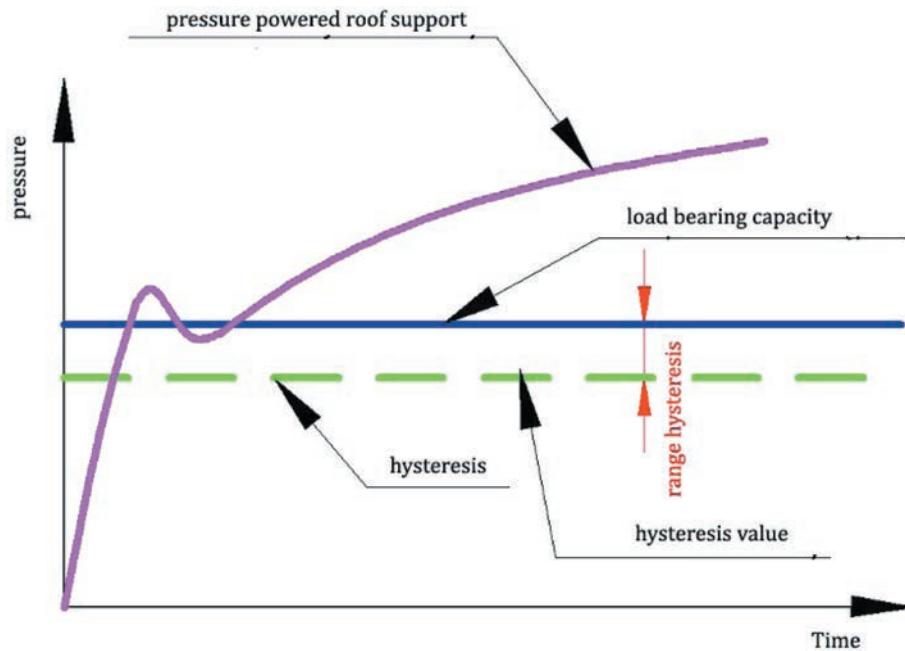


Fig. 13. Determination of hysteresis

For the proper functioning of the systems, it has been noticed that the reaction of a properly built-up section to the adjacent sections of the powered support may result in incorrect information being provided to the user (miner – builder) operating the longwall. A section after proper installation (Fig. 13), i.e. obtaining initial load capacity in the limit values, the value of which is within the range of the minimum decline, relaxation or activation of the adjacent section, may start to show a false result. Therefore, after obtaining the value of the initial load capacity depending on the geological and mining conditions in the longwall, we determined the pressure drop hysteresis of up to 5% of the initial load capacity, which in Figure 13 is shown as the hysteresis range between the blue and green lines of the diagram.

The programmed drop in hysteresis is necessary for the employee responsible for the mine resistance monitoring systems.

7. THE IMPACT OF SUPPORT SYSTEMS OF A POWERED SUPPORT SECTION ON ROCK MASS TREMORS

Mining with a breaking down longwall causes subsidence of the torn rock layers that are located above the mining excavation. This results in the breaking of sandstone rock layers, which, after exceeding their limit span, lose their bearing capacity and break into

blocks. Processes of this type occurring in the shaking layers trigger dynamic phenomena in the rock mass.

One of the elements noticeable during the analysis of the support capacity of the support sections in the breaking down longwall were rock mass tremors. The rock mass tremors were visible during the monitoring of the powered support sections, which, visualized on 2D charts, were characterized by a sudden minimal increase in pressure and an immediate drop in support. The changes illustrated by the system were visible on the cross-section of the entire wall and related to one moment. The following is a 3D diagram of wall 922 from May 22, 2020 (Figs. 14–16), in which the rock mass trembled in the area of the wall described. The shock was visualized at the place of its detection, and the shock energy value was $5 \cdot 10^5$ J. The site of the shock was visualized in the system as a pressure drop starting in the area of section 103. The spread was towards the front and back of the wall.

When analyzing the precise course of the support capacity during the shock, a minimal increase in the support capacity was noticeable (Fig. 16) together with its sudden decrease. The anomaly that resulted from the shock affected the sections in the region of the shock.

We are confident that the support monitoring system could serve as a support system for mining geophysics stations in helping to locate rock mass tremors.

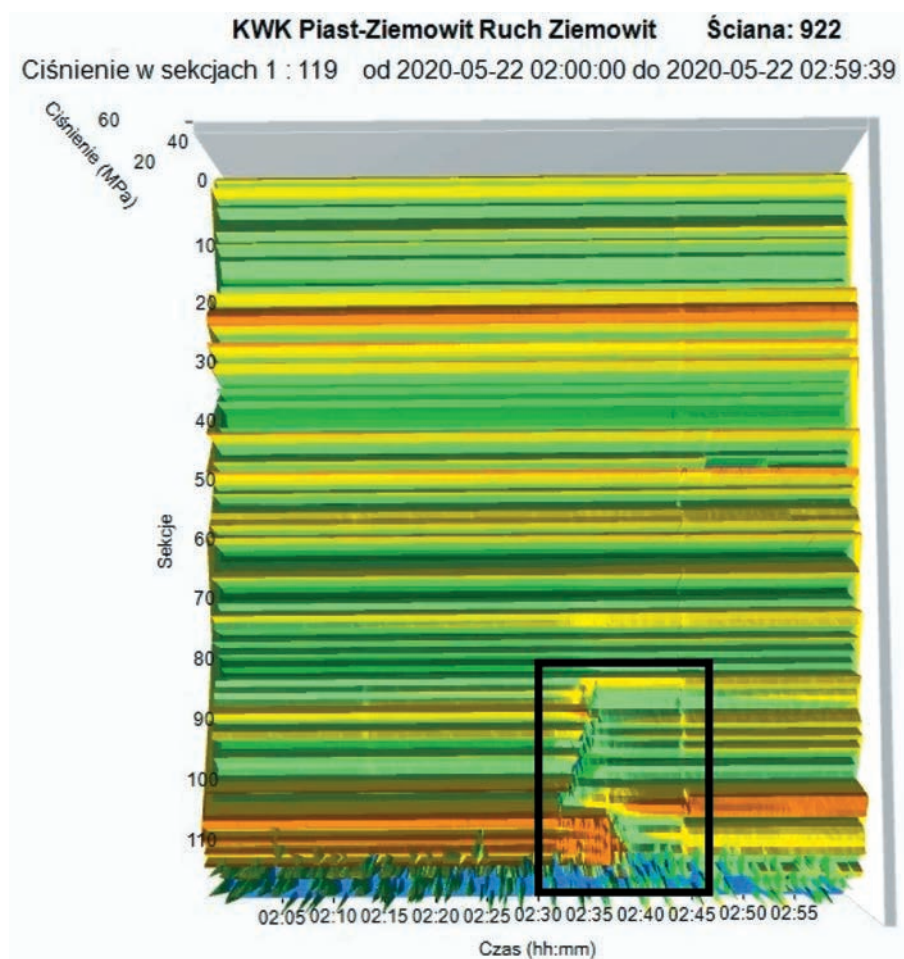


Fig. 14. 3D diagram showing the rock tremor

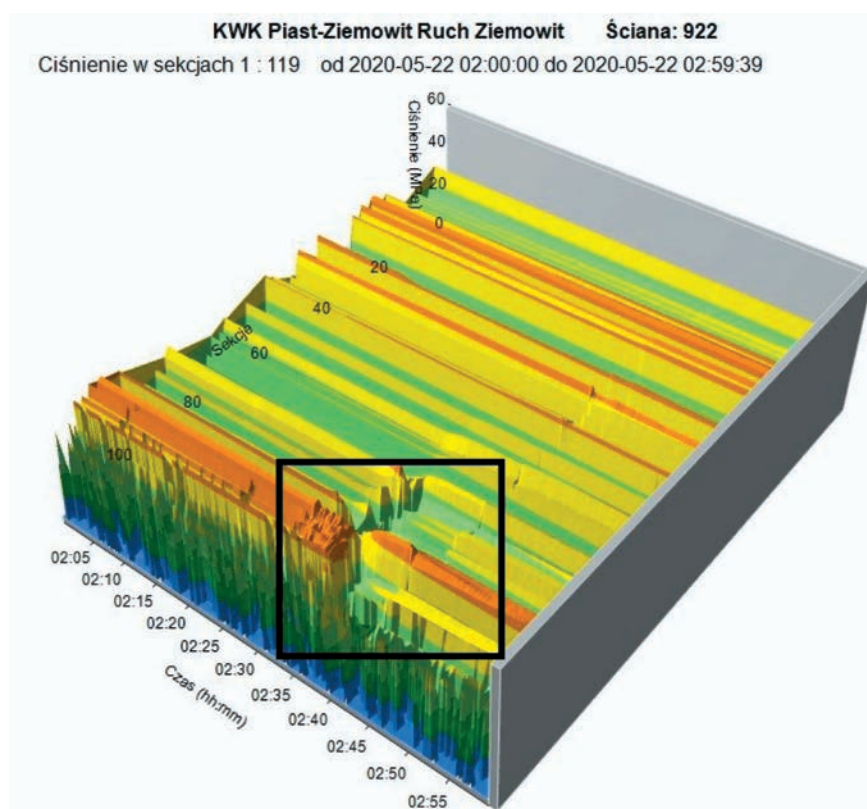


Fig. 15. Side view of the 3D plot of wall 922 – location of the shock

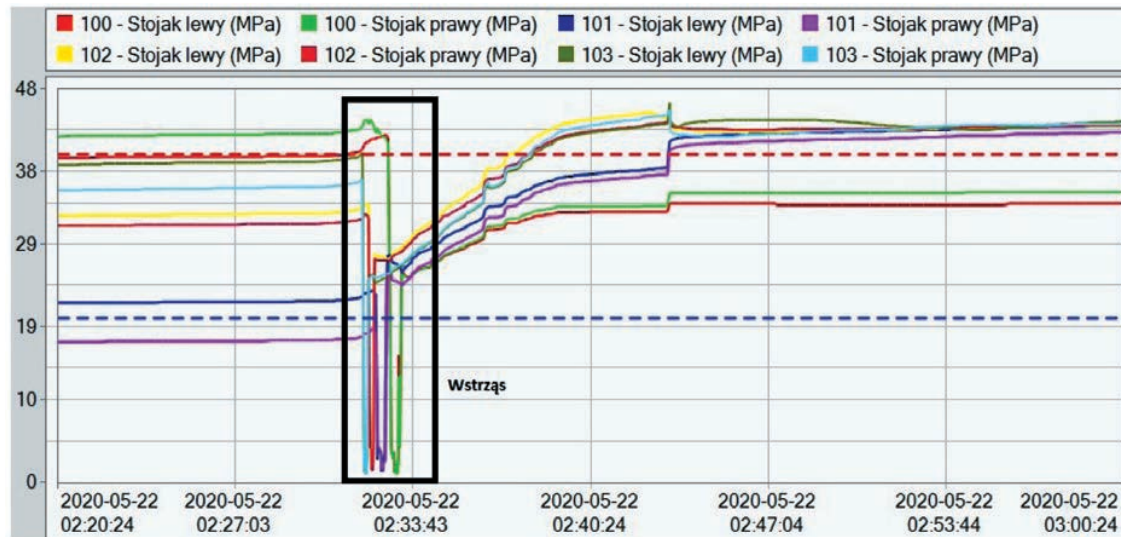


Fig. 16. Line chart of sections 100 to 103 of longwall 922 – location of the shock

8. CONCLUSIONS

- The selection of the correct support for the support section is essential to ensure the stability of the excavation and the appropriate level of safety for the crew working on the longwall.
- The monitoring system of the powered support section allows the diagnosis of the condition of the hydraulic props from the mine surface, where the initial faults are often not visible to the user working underground in the mine.
- Downfall rocks and deepening failures of the hydraulic props of the powered support section cause the work continuity to be interrupted, while continuous, proper control by the monitoring systems of the powered support section may reduce the costs associated with production break of the longwall.
- The active support system used in the Ziemowit mine allows for continuous contact of the powered support section with the rock mass, which ensures the proper support immediately after the advance of support.
- The passive support system causes losses during the work of the operator (miner-builder), who spends more time on the correct support of the ceiling during installation. An active monitoring system supports the operator's work and supplies the section with the correct support.
- The system is generally available to employees working in the longwall by installing a computer with the requisite software in the vicinity of the longwall.
- Monitoring information is saved in a database, which an operator can return to at any time and analyze the cause of a fault or a leak.
- Programming hysteresis into the support monitoring system is the basis for ensuring proper operations for the operating worker (miner-builder), the traffic light installed on the powered support section does not mislead them with a minimum pressure drop.
- The system can be used by mining geophysics stations as an additional tool to locate the occurrence of rock mass tremors. There is a connection between the monitoring of longwall bearing capacity and the detection of rock mass tremors.
- In longwalls with an active support system for the powered support section, we have completely eliminated production breaks caused by falling roof rocks. Active support immediately supports the ceiling and does not lead to the delamination of the direct ceiling, which results in continuous extraction.
- In longwalls that use a passive support system, we noticed a greater tendency to incorrectly support the ceiling during the operation of the wall.
- The development of the system illustrates the geometries of the construction of powered support sections, showing the deflections of the powered support sections.

Based on the experience of the mine, we were able to assess the effectiveness of the monitoring system for the powered support section. Certainly, the system will be widely used in hard coal mines, in particu-

lar in the Piast-Ziemowit Mine, which is convinced of the effectiveness of this system.

References

- [1] Prusek S.: *Stateczność wyrobisk ścianowych podczas eksploatacji pokładów węgla kamiennego z zawalaniem skał stropowych*. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2016.
- [2] Rajwa S.: *Główne przyczyny utraty stateczności wyrobiska ścianowego*. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie 2017, 3: 3–12.
- [3] Elsta Elektronika sp. z o.o. S.K.A – Katalog produktu.
- [4] Płonka M., Rajwa S., Lubosik Z.: *Ocena pracy obudowy zmechanizowanej na podstawie danych z monitoringu ciśnień i postępu sekcji*. Przegląd Górniczy 2017, 4(73): 25–33.

Krzysztof KRASUCKI, M.Sc., Eng.

Tomasz KUDŁACIK, M.Sc., Eng.

Krzysztof AUGUSTYNIAK, M.Sc., Eng.

Polska Grupa Górnicza S.A.

Oddział KWK Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit

ul. Granitowa 16, 43-155 Bieruń, Poland

k.augustyniak@pgg.pl

KRZYSZTOF KRASUCKI

TOMASZ KUDŁACIK

KRZYSZTOF AUGUSTYNIAK

System monitoringu podporności RUFUS 3G służący do diagnostyki pracy zmechanizowanej obudowy ścianowej

W ruchu Ziemowit kopalni Piast-Ziemowit zastosowany jest aktywny oraz pasywny system podporności sekcji obudowy zmechanizowanej, który pozwala na diagnostykę, dobór podporności wstępnej, jak i kontrolę oddziaływania stropu na obudowę ścianową. Diagnoza pracy sekcji obudowy zmechanizowanej poprzez systemy monitoringu podporności skraca wyszukania usterki. W warunkach dołowych zdiagnozowanie awarii związanych z pracą obudowy zmechanizowanej jest utrudnione, jednakże kopalnia poprzez wykwalifikowanych dyspozytorów energomechanicznych jest w stanie wykryć nieprawidłowość już na powierzchni kopalni. Konieczność zapewnienia kontaktu obudowa – górotwór na etapie eksploatacji jest podstawowym kryterium poprawności wykonywanych robót. Kontrolowanie w ścianie sytuacji związanej z ograniczoną ilością powstających opadów skał stropowych jest zasługą prawidłowego wykorzystywania przez pracowników monitoringu podporności sekcji obudowy zmechanizowanej.

Słowa kluczowe: *monitoring podporności, podporność, stateczność stropu*

1. WSTĘP

W Ruchu Ziemowit kopalni Piast-Ziemowit w ścianie 922 zastosowany był aktywny system podporności sekcji obudowy zmechanizowanej, który pozwalał na automatyczne dobudowywanie sekcji obudowy zmechanizowanej oraz dobór podporności wstępnej, a także kontrolę oddziaływania stropu na obudowę ścianową.

System, który zmodernizował podejście do diagnostyki ścian wydobywczych w KWK Piast-Ziemowit, został opracowany i wdrożony przez zespół osób kierownictwa kopalni.

Nowatorski sposób diagnozy pracy sekcji obudowy zmechanizowanej przez systemy informatyczne skraca czas naprawy lub samego wyszukania usterki oraz dobór profilaktyki w przypadku zagrożenia przerwania ciągłości stropu. W warunkach dołowych zdiagnozo-

wanie awarii związanych z pracą obudowy zmechanizowanej jest utrudnione. Kopalnia dzięki pracy wykwalifikowanych dyspozytorów energomechanicznych jest w stanie wykryć nieprawidłowość w zarodku.

Kontakt stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej z górotworem podczas eksploatacji to podstawowe kryterium wykonywania robót. Odspajanie się części stropu bezpośredniego w postaci odłamków skał, łat skalnych czy brył skalnych powodujące powstanie wolnych przestrzeni prowadzi do niekorzystnych przestoi w eksploatacji oraz niebezpiecznych prac związanych z zabezpieczeniem stropu wyrobiska ścianowego. Dlatego kluczowe jest kontrolowanie w ścianie sytuacji związanej z ograniczoną ilością powstających opadów skał przez monitorowanie podporności oraz stanu prawidłowej zabudowy sekcji obudowy zmechanizowanej. Ze względu na prawidłowo prowadzoną kontrolę podporności w ścianie

922 nie zaistniał żaden opad skał stropowych, który spowodował przestój ściany. Ściana 922 eksploatowała pokład 209 o wysokości 3,1 m, długości ściany 195 m, a całkowity wybieg ściany 1570 m.

Ściana wyposażona była w 129 sztuk sekcji obudowy zmechanizowanej ZRP-15/35-POz (tab. 2). Długość ściany wynosiła 195 m, a wybieg całkowity 1570 m.

Tabela 1
Charakterystyka zagrożeń w ścianie 922

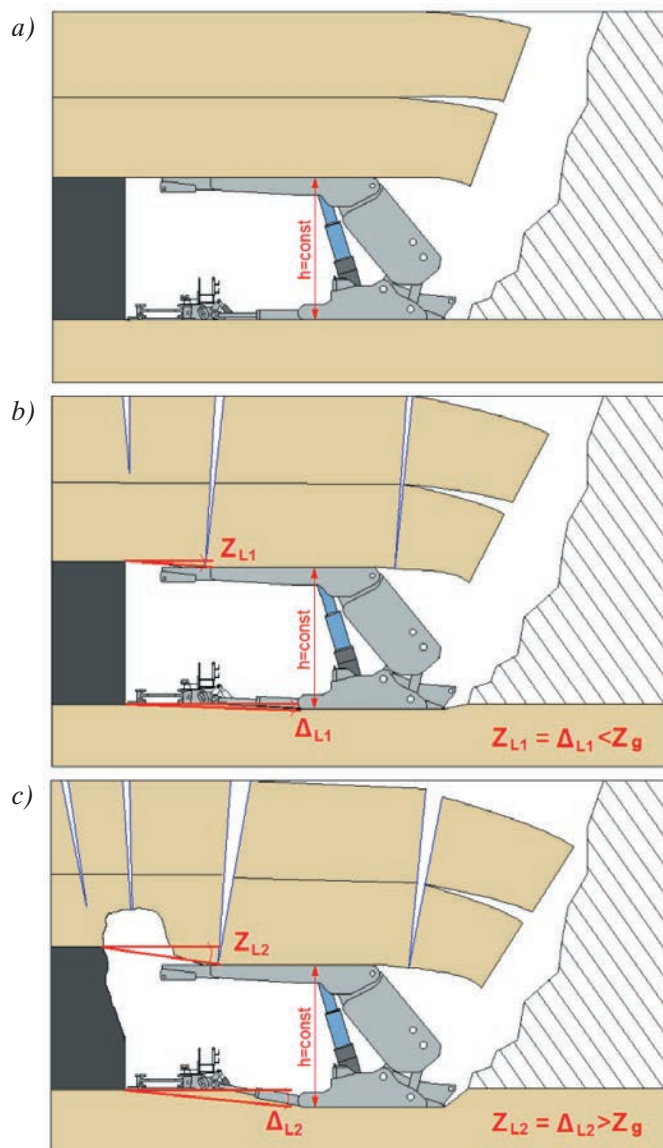
Rodzaj zagrożenia	Wielkość
Zagrożenie wybuchem pyłu węglowego	klasa A
Zagrożenie metanowe	nie występuje
Zagrożenie wyrzutami gazów i skał	nie występuje
Zagrożenie substancjami promieniotwórczymi	nie występuje
Zagrożenie klimatyczne	nie występuje
Zagrożenie pożarowe	IV grupa samozapalności
Zagrożenie wodne	I stopień
Zagrożenie tapaniami	I stopień

Tabela 2
Podstawowe parametry techniczne sekcji ZRP-15/35-POz

Parametry	Wartość	Jednostka
Zakres roboczy obudowy w pokładach nietapiących	1,7–3,4	[m]
Podziałka	1,5	[m]
Krok obudowy	0,8	[m]
Podporność wstępna stojaków (dla 30 MPa)	2 · 2120	[kN]
Podporność robocza stojaków (dla 43 MPa)	2 · 3039	[kN]
Podporność robocza zestawu (dla 43 MPa)	4277–5801	[kN]
Średni nacisk jednostkowy na spąg	1,537–2,083	[MPa]
Średni nacisk jednostkowy na strop	0,988–1,339	[MPa]
Ciśnienie zasilania	25–30	[MPa]
Masa	~21 000	[kg]

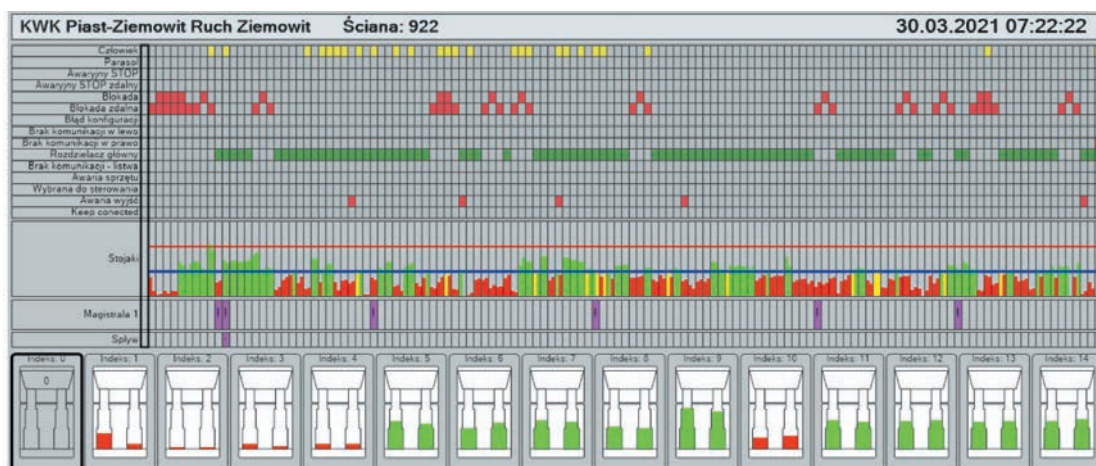
Statecznością wyrobiska często nazywa się jego zdolność do utrzymania swojego kształtu i położenia mimo działających na wyrobisko sił [1]. Prawidłowe zachowanie stateczności wyrobiska pozwala na ciągłą eksploatację i brak postojów spowodowanych opadem skał stropowych (rys. 1). Jednym ze sposobów kontroli stanu stateczności wyrobisk jest system monitoringu podporności ściany (rys. 2 i 3). Pozwala on wychwycić zaniedbanie operatora podczas zabudowy sekcji obudowy zmechanizowanej. Kopalnia Piast-Ziemowit w celu zapewnienia odpowiednich warunków w ścianie i natychmiastowego wychwytywania

usterk hydrauliki wyznaczyła osobę odpowiedzialną za monitorowanie stanu ściany. Nadzór kierownictwa kopalni nad systemem monitoringu w ścianie wydobywczej powoduje znaczny wpływ na poprawę podporności w ścianie, brak powstawania postoi ściany ze względu na opad skał stropowych [2] lub usterkę sekcji obudowy zmechanizowanej, wykluczając ją do dalszej pracy. Niewłaściwe podparcie stropu może długoterminowo wywołać opad skał i następnie obwał w ścianie. Prawidłowa reakcja osób kierownictwa kopalni pozwala zachowywać ciągłość wydobywania, bez pogorszenia warunków stropowych w ścianie.

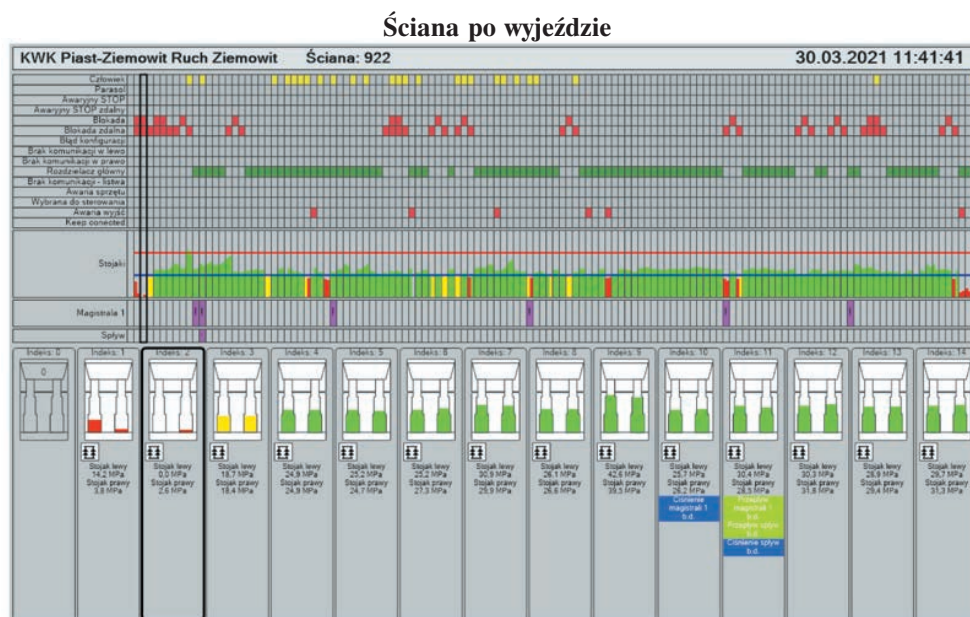


Rys. 1. Utrzymanie stropu w ścianie: a) prawidłowo utrzymywany strop; b) dobre warunki stropowe, nachylenie jednostkowe mniejsze od nachylenia granicznego stropu; c) pogorszone warunki utrzymania stropu, nachylenie jednostkowe większe od nachylenia granicznego [1]

Ściana przed zjazdem



Rys. 2. Widok systemu monitoringu podporności w ścianie – nieprawidłowa podporność



Rys. 3. Wykres 3D rozkładu ciśnień w ścianie wydobywczej podczas postoju

2. SPOSÓB DZIAŁANIA SYSTEMÓW MONITORINGU PODPORNOŚCI SEKCJI

System wspomagania pracy sekcji obudowy zmechanizowanej w zakresie prawidłowego podparcia stropu wyrobiska ścianowego oraz diagnoza prawidłowego działania stojaków hydraulicznych pozwala na kontrolę bezpośrednią przez pracowników pracujących w ścianie.

Dyspozytorzy energomechaniczni przeprowadzają kontrole z powierzchni kopalni i sprawdzają na bieżąco prawidłowość pracy stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej. Są w stanie wychwycić usterkę na wczesnym etapie jej rozwoju.

Dyspozytor energomechaniczny może obserwować stan rozkładu ciśnienia w ścianie dzięki zabudowanym w sekcjach obudowy zmechanizowanej czujnikom, które gromadzą dane o rozkładzie ciśnień i tworzą wizualizacje. System informuje dyspozytora o zbyt niskim lub zbyt wysokim ciśnieniu medium w stojakach hydraulicznych oraz pozwala określić przebieg ciśnienia w stojakach.

Można wyróżnić dwa zasadnicze typy funkcjonowania systemów monitoringu podporności obudowy zmechanizowanej: pasywny oraz aktywny. Kopalnia w pierwszej kolejności stosowała system aktywnego monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej, który jest najbardziej rozpowszechniony na Ruchu Ziemowit, aktualnie w ścianie 501 kopalnia sprawdza sposób funkcjonowania systemów pasywnych, na podstawie którego opracowane zostaną wady i zalety obu systemów.

Pasywny system podporności sekcji obudowy zmechanizowanej charakteryzuje się skupieniem większej uwagi na stanie podporności w ścianie. System ten nie doładowuje automatycznie ciśnienia do stojaka sekcji obudowy zmechanizowanej, to użytkownik musi sam zadbać o sytuację związaną z rozkładem ciśnień w ścianie. KWK Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit stosuje aktualnie system monitoringu pasywnego w ścianie 501 eksploatującej pokład 215.

Aktywny system podporności sekcji obudowy zmechanizowanej automatycznie diagnozuje i w razie potrzeby dozując ciśnienie w stojakach sekcji. W kopalni Ruchu Ziemowit został zastosowany system aktywny. Kluczowymi elementami zastosowanego w kopalni układu aktywnego monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej są czujniki podtrzymywania ciśnienia μ RUFUS, które składają się między innymi z:

- urządzeń wyposażenia elektronicznego i elektrycznego,
- hydraulicznego bloku sterowanego elektrozaworem,
- zaworów hydraulicznych,
- przewodów transmisyjnych.

Zabudowany elektrozawór (rys. 4) kontroluje ciśnienie stojaka i w razie zadania przez operatora zbyt niskiego ciśnienia na stojak hydrauliczny automatycznie włącza się system wspomagania i koryguje stan podporności sekcji obudowy zmechanizowanej.

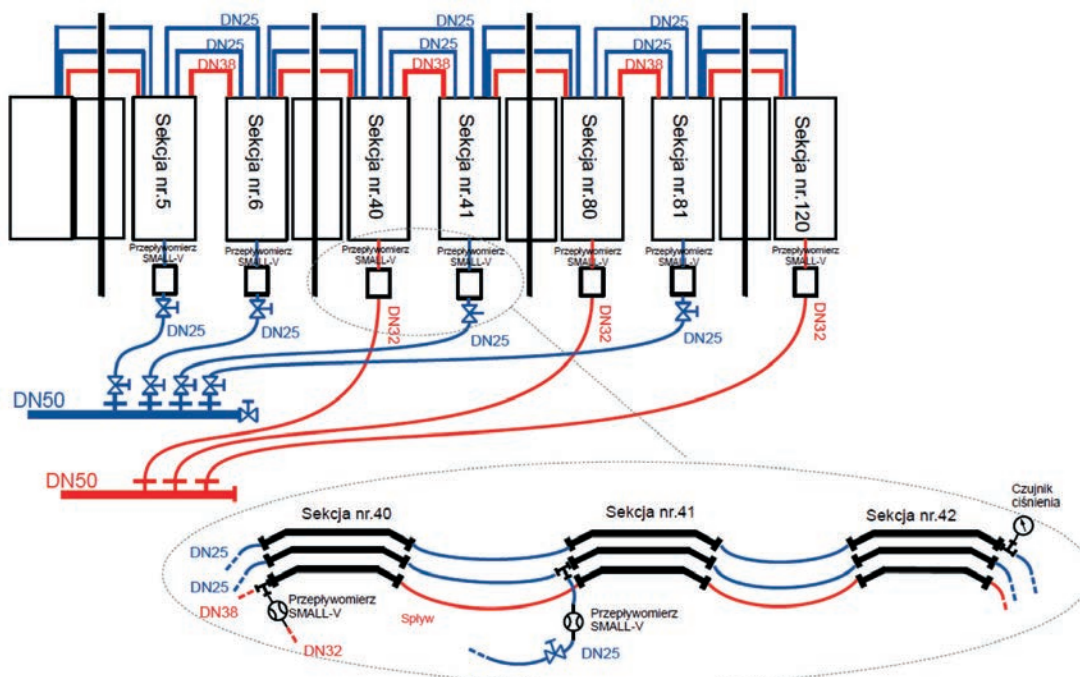
System jest bardzo intuicyjny i pracownicy pracujący w ścianie są w stanie sami rozpoznać problem i go rozwiązać. Na każdej z sekcji zabudowane są czujniki μ RUFUS, które sygnalizują o prawidłowym lub

nieprawidłowym rozparciu sekcji. Obserwacja prawidłowej pracy sekcji obudowy zmechanizowanej w ścianie jest bardzo prosta: czujnik świecący się na zielono oznacza odpowiednie zabudowanie stojaka, natomiast czerwony jest sygnałem o złym rozparciu sekcji obudowy zmechanizowanej. Dodatkowo sterownik DPS-200 jest wyposażony w system sterowania wizualnego, który sygnalizuje na bieżąco stan podporności w stojakach, aktualnie połączonych z czujnikiem.

Aktualnie eksploatowana w pokładzie 215 (rys. 5) na poziomie 500 m ściana 501 jest wyposażona w system pasywnej kontroli podporności sekcji obudowy zmechanizowanej. Pasywny system podporności sprawia liczniejsze trudności operatorowi, musi on bo-

wiem poświęcić więcej czasu pracy podczas przekładki sekcji obudowy zmechanizowanej po to, aby prawidłowo rozprzeć stropnicę.

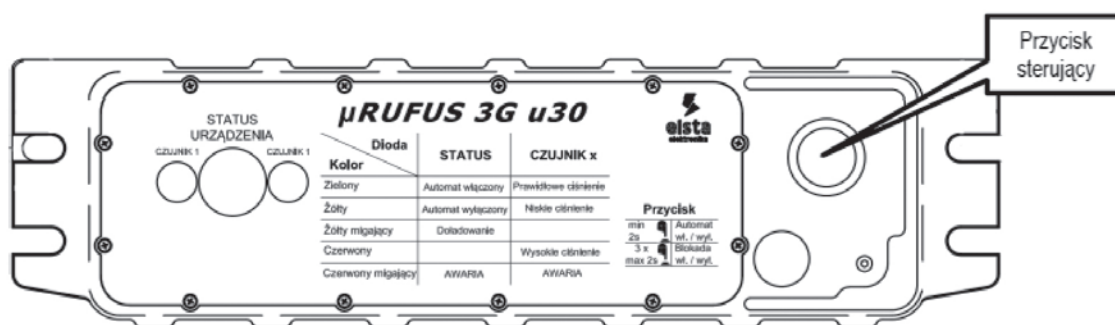
Czujnik (rys. 6) zabudowany w sekcji obudowy zmechanizowanej obrazuje sytuację podpornościową lewego i prawego stojaka. Sygnał z czujników wysyłany jest na panel wizyjny statusu urządzenia, który wyświetla sygnałem świetlnym sytuację w stojakach. Sygnały docierają do systemów informatycznych, które pozwalają wyświetlać stan w ścianie w programach komputerowych, dodatkowo w pociągu aparaturowym ściany na chodniku podścianowym zabudowany jest komputer, który również umożliwia podgląd czujników zabudowanych w ścianie.



Rys. 4. Schemat blokowy pomiarów ciśnień i przepływów [2]



Rys. 5. Stan podporności w ścianie 501 bez zastosowanego aktywnego systemu



Rys. 6. Widok płyty czołowej sterownika na sekcji obudowy zmechanizowanej [2]

Oznaczenia sygnałów wizualnych RUFUS 3G czujników stojaków (rys. 6) [3]

- Sygnał zielony stały – prawidłowe ciśnienie w zakresie od 20 MPa do 35 MPa.
- Sygnał żółty stały – nie uzyskano podporności wstępnej, zbyt niskie ciśnienie w zakresie 0–20 MPa.
- Sygnał czerwony stały – zbyt wysoki zakres ciśnienia przekraczający 35 MPa.
- Sygnał czerwony z pojedynczym mruganiem – niepodłączony elektrozawór lub zwarcie w kablu, lub uszkodzenie elektrozaworu.
- Sygnał czerwony z podwójnym mrugnięciem – uszkodzenie czujnika, niepodłączony czujnik lub zwarcie w przewodzie czujnika.

Oznaczenia sygnałów wizualnych RUFUS 3G statusu sygnalizatora (rys. 6) [3]

- Sygnał żółty – prawidłowe działanie czujnika, funkcja doładowania ciśnienia wyłączona.
- Sygnał żółty migałający na żółto z sygnałem dzwinkowym – elektrozawory mogą spowodować ruch sekcji.
- Sygnał zielony – prawidłowe działanie czujnika, funkcja doładowania ciśnienia jest załączona.
- Sygnał czerwony ciągle – włączony przycisk awaryjny w centrali.
- Sygnał czerwony z pojedynczym mrugnięciem – awaria systemu lub sprzętu, zalecane włączenie lub wyłączenie czujnika.
- Sygnał czerwony z podwójnym mrugnięciem – awaria w oprogramowaniu, zalecany kontakt z producentem.
- Sygnał czerwony z potrójnym mrugnięciem – osiągnięto maksymalną ilość doładowań stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej, ale ciśnienie nie zostało osiągnięte i sterownik nie będzie ponawiał kolejnej próby.
- Sygnał różowy migałający – aktualizacja systemu.

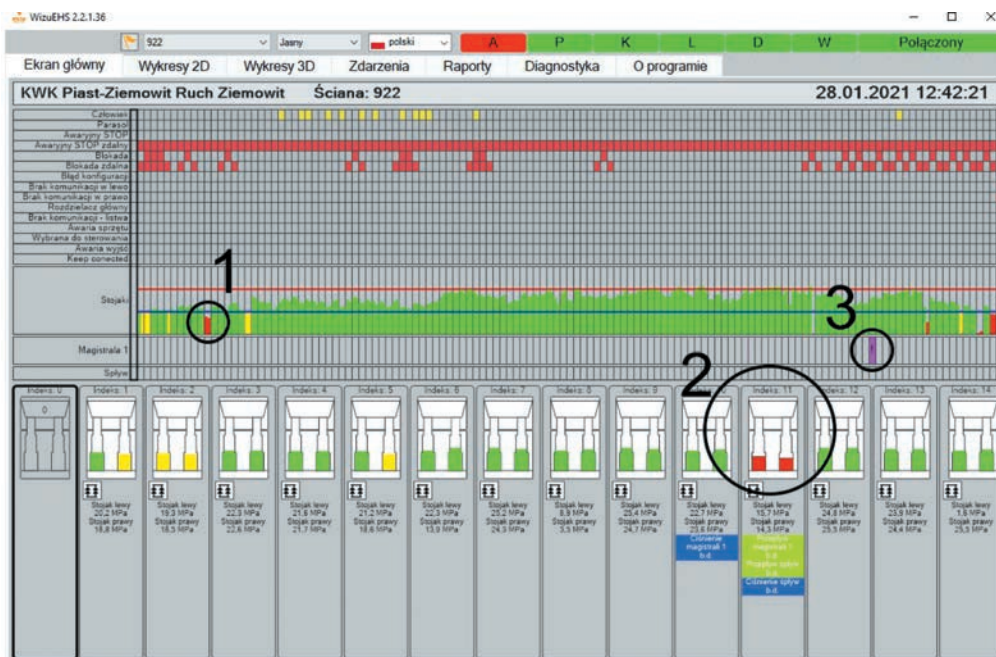
3. ODCZYT DANYCH Z SYSTEMÓW – DIAGNOZOWANIE USTEREK [4]

Bieżący stan sytuacji w ścianie wydobywczej obrazuje pomiar ciśnień (rys. 7). Użytkownik jest w stanie bezproblemowo analizować dane, gdyż można wygenerować dokładny wykres przebiegu ciśnienia (rys. 8).

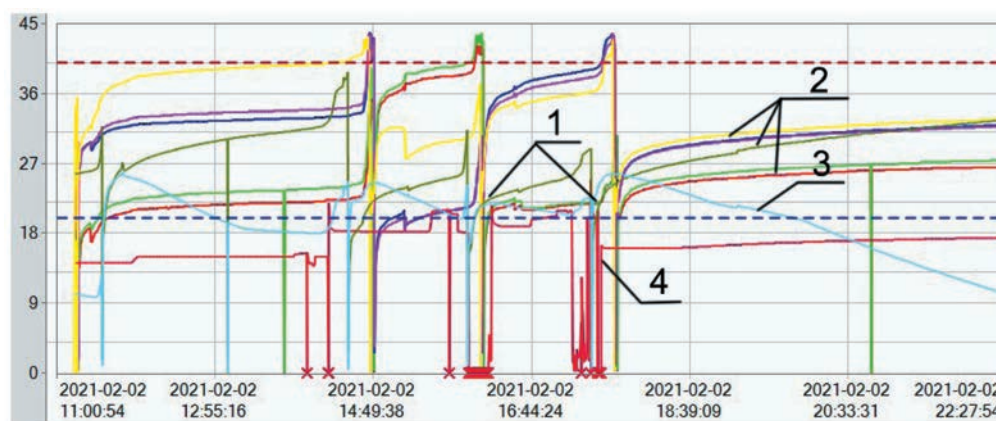
Z wykresów wygenerowanych w oprogramowaniu monitorującym prace sekcji obudowy zmechanizowanej możemy wyczytać wiele informacji i są to nie tylko dane z aktualnego stanu ściany, ale również dane historyczne, które pozwalają wyświetlić stan ściany sprzed kilku tygodni czy też miesięcy. Wykres pracy (rys. 8) czterech wybranych sekcji obudowy zmechanizowanej obrazuje schemat ośmiu przebiegów rozkładu ciśnień stojaków sekcji. Można z niego wyczytać, że w punkcie 1 nastąpił cykl produkcyjny w ścianie, a po nim zabudowa sekcji obudowy zmechanizowanej (cięcie kombajnu i podjazd sekcjami), zaś punkt 2 obrazuje prawidłowy przyrost ciśnień po zabudowie sekcji obudowy zmechanizowanej. Punkt 3 i 4 obrazuje zdiagnozowane usterki. Usterka z punktu 3 dotyczy uszkodzonego jednego ze stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej, a usterka z punktu 4 uszkodzenie czujnika stojaka. Tak zobrazowany wykres pozwala wykryć awarie z poziomu dyspozytorni energomechanicznej.

Oprogramowanie pozwala również na generowanie wykresów 3D (rys. 9), z których można odczytać rozkład naprężeń stropowych na ścianę wydobywczą. Niżej przedstawiony wykres obrazuje ścianę podczas trzeciego dnia postoju. Ciśnienia nie zwiększają się do zakresów powyżej 50 MPa ze względu na dobrze działające zawory upustowe w ścianie.

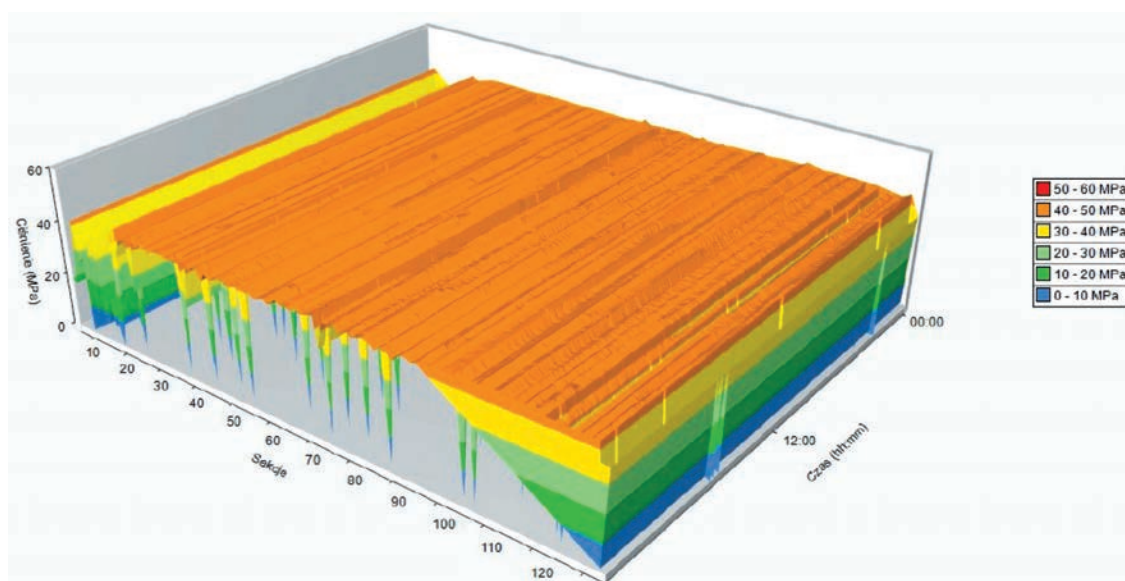
Raport trójwymiarowy jest obrazem, w którym można przeanalizować, jak następował cykl produkcyjny w ścianie i w których momentach znajdował się kombajn ścianowy podczas eksploatacji. Raport przedstawia wykresy o współrzędnych X, Y, Z.



Rys. 7. Widok ekranu głównego oprogramowania: 1 – nieprawidłowo rozparta sekcja obudowy zmechanizowanej; 2 – stan wizualny sekcji obudowy zmechanizowanej; 3 – awaria czujnika w jednym ze stojaków sekcji



Rys. 8. Diagnostyka stojaków hydraulicznych w postaci wykresów 2D



Rys. 9. Wykres 3D rozkładu ciśnień w ścianie wydobywczej podczas postoju

Współrzędna X jest przypisana do sekcji obudowy zmechanizowanej, współrzędna Y to występujące ciśnienia w stojakach sekcji obudowy zmechanizowanej obrazowane w megapaskalach, zaś współrzędna Z jest odpowiedzialna za czas. Ściana zawałowa podczas standardowego cyklu produkcyjnego charakteryzuje się ciągłą zmiennością rozkładu ciśnień w ścianie. Spowodowane jest to zarówno ciągłymi podjazdami sekcji obudowy zmechanizowanej, jak i samą eksploatacją w rejonie monitorowanej sekcji. System monitoringu pozwala dokładnie określić miejsce, w którym znajduje się kombajn ścianowy, jak również możliwy jest odczyt oddziaływania ciśnienia rabowanej sekcji obudowy zmechanizowanej, które przenosi się na sekcję sąsiadującą.

4. ALGORYTM ROZPOZNANIA PROBLEMU

Diagnoza usterki stojaka na powierzchni kopalni powoduje początkowe rozpoznanie powstającego problemu, który na dalszym etapie musi zostać dogłębnie rozpoznany w samej ścianie wydobywczej.

Wypracowany schemat działania podczas rozpoznania przyczyny powstania usterki lub uszkodzenia wygląda następująco:

1. Zauważenie w systemach monitoringu sytuacji, w której nastąpił zanik połączenia, ciągle utrzymujące się na niskim poziomie ciśnienia lub spadki ciśnień zauważalne w dłuższym czasookresie.
2. Skierowanie pracownika działu mechanicznego znajdującego się w ścianie do sprawdzenia przyczyny i stanu wizualnego czujnika oraz stojaka sekcji obudowy zmechanizowanej.

3. W przypadku braku usterek – skierowanie pracownika działu teletechnicznego w celu sprawdzenia prawidłowości działania czujnika.

Przedstawione trzy etapy kontroli wykrytej usterki są często przez nas stosowane, natomiast najczęstszym problemem są usterki związane z czujnikiem.

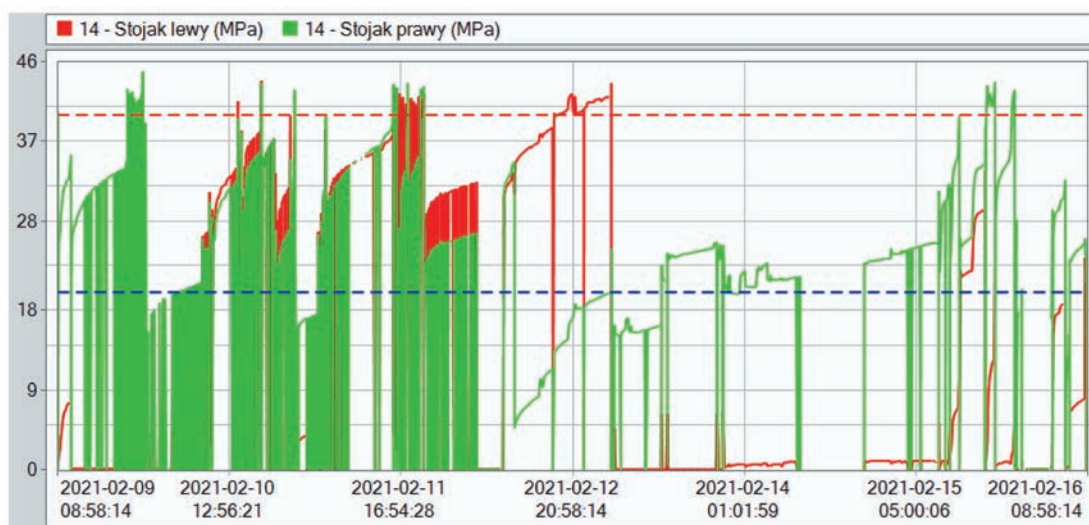
5. STUDIUM WYKRYTYCH PRZYPADKÓW

Odpowiedzialność za stan prawidłowej podporności w ścianie spoczywa w dużej mierze na dyspozytorach energomechanicznych, którzy diagnozują bieżący stan podporności działania stojaków hydraulicznych.

Poniżej zostały omówione najczęściej znajdowane usterki.

5.1. Zanik transmisji danych

Po wygenerowaniu wykresu 9.02.2021 r. zauważono nietypowy przebieg krzywych ciśnień w systemach monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej. Rysunek 10 przedstawia zaniki przesyłu danych, co generuje się w sposób wizualny jako wykres nagłego spadku i przyrostu ciśnienia. Widoczna usterka to uszkodzenie przewodu łączącego komputer z czujnikiem, co powodowało zanik transmisji. Usterka została naprawiona w dniu 11.02.2021 r. około godziny 18.00 i od tego momentu zmienia się obraz wykresu (rys. 10). Sekcja obudowy zmechanizowanej w okresie od 12.02.2021 do 16.02.2021 roku została nieprawidłowo rozparta.



Rys. 10. Wykres zaniku transmisji danych

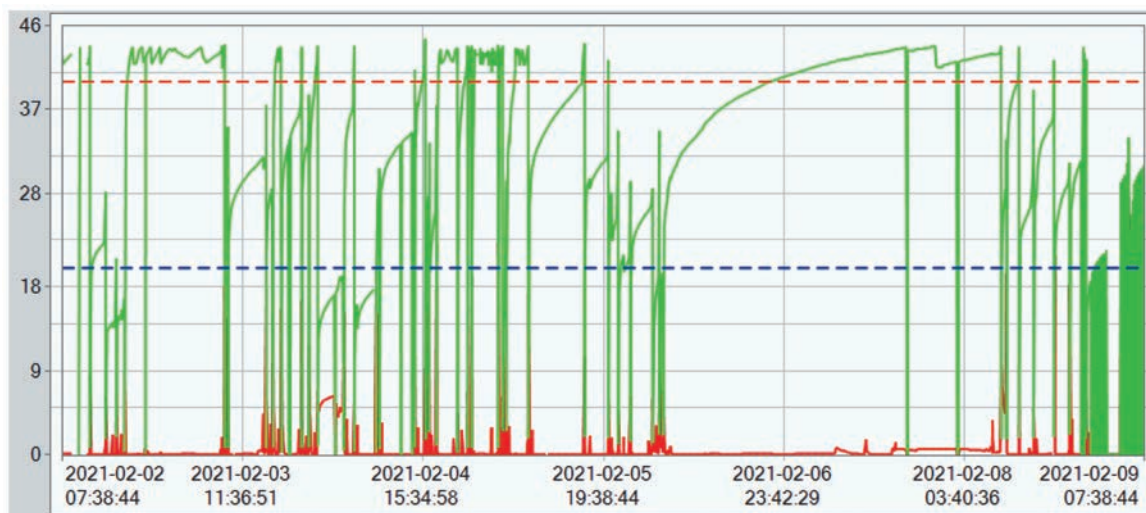
5.2. Awaria czujnika jednego ze stojaków sekcji

Jeden ze stojaków sekcji (rys. 11) obudowy zmechanizowanej ma niski stan. Podczas rozpierania obu stojaków widoczne są skoki ciśnienia, dla jednego stojaka jest osiągalna wartość podporności wstępnej, a dla drugiego jest tylko małe podniesienie się ciśnienia na wykresie i ciągła stabilizacja przy wartościach zerowych. Dyspozytor energomechaniczny stwierdził,

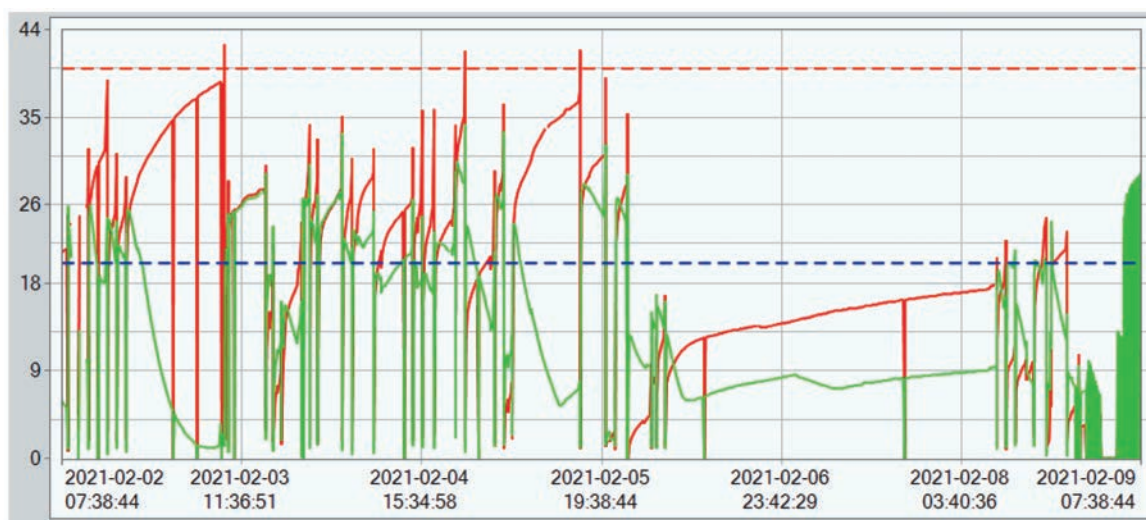
że usterką jest najprawdopodobniej uszkodzenie czujnika stojaka.

5.3. Uszkodzenie stojaka sekcji obudowy zmechanizowanej

Przebieg wykresu (rys. 12) przy rozpieraniu sekcji obudowy zmechanizowanej dla jednego stojaka jest prawidłowy z naturalnym przyrostem pochodzącym od konwergencji wyrobiska, zaś dla drugiego może świadczyć o nieszczelności w hydraulice stojaka.



Rys. 11. Wykres awarii czujnika stojaka

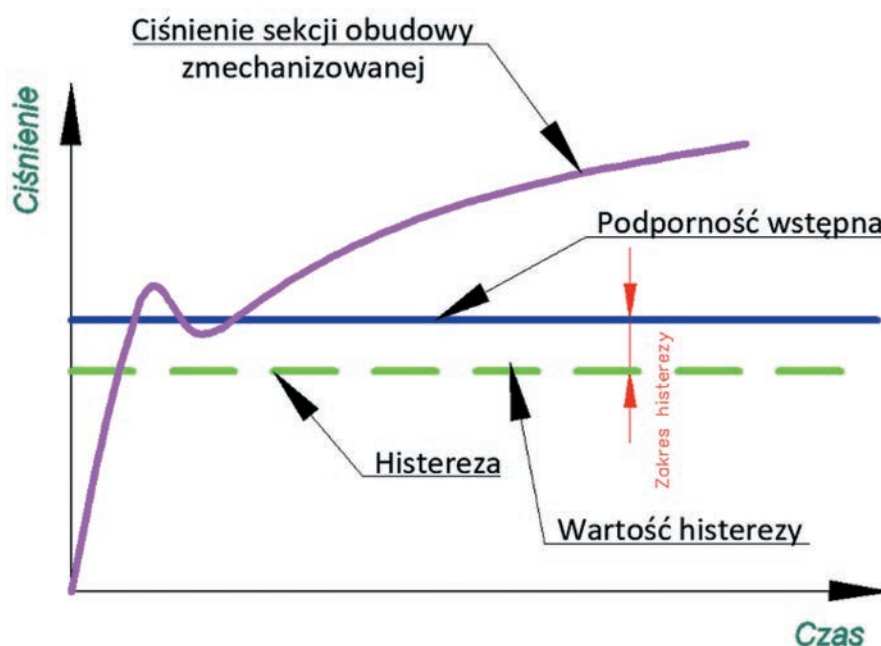


Rys. 12. Wykres obrazujący nieszczelność stojaka

6. WYZNACZENIE HISTEREZY W SYSTEMACH MONITORINGU SEKCJI OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ

W ścianach wydobywających węgiel kamienny podporność stropu jest kluczowym elementem zabezpie-

czenia wyrobiska ścianowego przed opadem skał stropowych. Histereza przebiegu (rys. 13) to zależność aktualnego stanu układu ośrodka sprężystego, jakim jest górotwór do zmiany od stanu poprzedzającego od chwili jego zadania podporności wstępnej, histerezę można nazwać opóźnieniem reakcji ośrodka sprężystego.



Rys. 13. Wyznaczenie histerezy

Biorąc pod uwagę prawidłowe funkcjonowanie systemów, zauważono, że reakcja zabudowanej prawidłowo sekcji na budowaną sąsiadującą sekcję obudowy zmechanizowanej może powodować błędne podawanie informacji do użytkownika (górnika – budowacza) obsługującego ścianę wydobywczą. Sekcja po prawidłowym zabudowaniu (rys. 13), czyli uzyskaniu podporności wstępnej w wartościach granicznych, znajdujących się w przedziale minimalnego spadku, odprężenia lub zadziałania sekcji sąsiadującej może zacząć pokazywać fałszywy wynik. Dlatego po uzyskaniu wartości podporności wstępnej uzależnionej od warunków geologiczno-górnich w ścianie wyznaczono histerezę spadku ciśnienia rzędu maksymalnie 5% wartości podporności wstępnej, co na rysunku 13 przedstawione jest jako zakres histerezy zawarty między niebieską a zieloną prostą wykresu.

Zaprogramowany spadek histerezy jest niezbędny dla pracownika odpowiedzialnego za systemy monitoringu podporności w kopalni.

7. ODDZIAŁYWANIE SYSTEMÓW PODPORNOCI SEKCJI OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ NA WSTRZĄSY GÓROTWORU

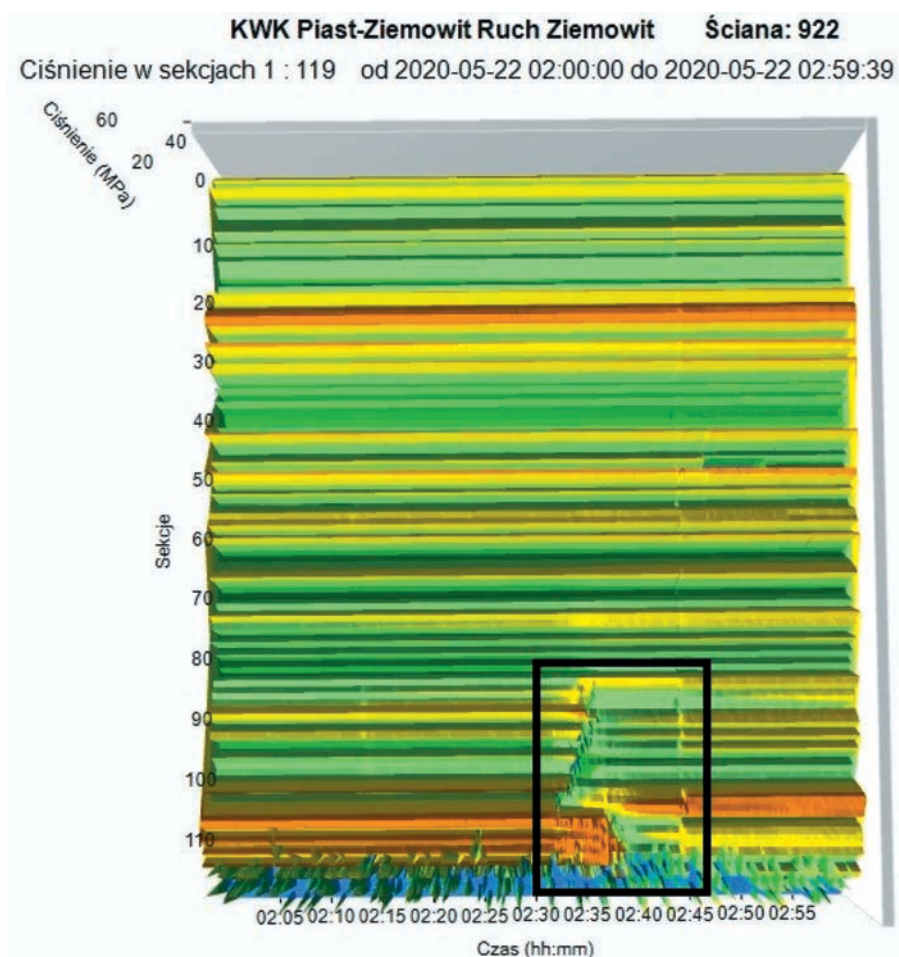
Eksploatacja ścian wydobywczą z zawałem stropu powoduje osiadanie podebranych warstw skalnych, które znajdują się nad wyrobiskiem eksploatacyjnym.

Skutkuje to rozłamywaniem warstw skalnych piaszczystych, które po przekroczeniu swojej rozpiętości granicznej tracą nośność i rozpadają się na bloki. Tego typu procesy zachodzące w warstwach wstrząsogenych wywołują zjawiska dynamiczne w górotworze.

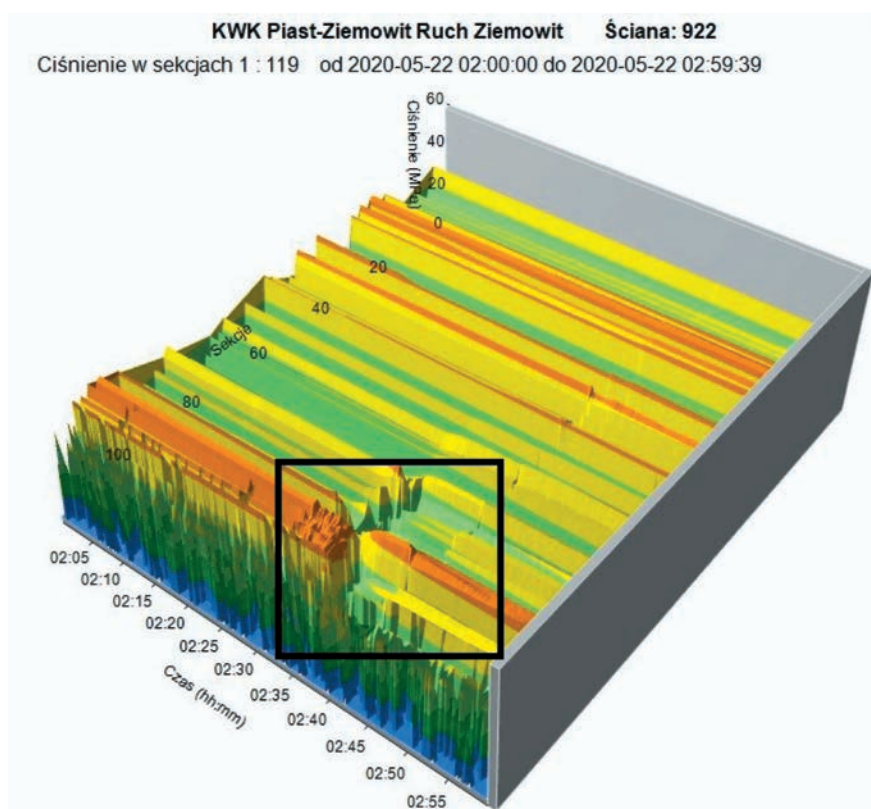
Jednym z elementów zauważalnych podczas wykonywania analizy podporności sekcji obudowy w ścianach zawałowych były wstrząsy górotworu. Wstrząsy górotworu były widoczne podczas monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej, które obrazowane na wykresach 2D charakteryzowały się nagłym minimalnym wzrostem ciśnienia i natychmiastowym spadkiem podporności. Zmiany, które system zobrazował, były widoczne na przekroju całej ściany i dotyczyły jednego momentu. Na rysunkach 14–16 przedstawiony został wykres 3D ściany 922 z dnia 22.05.2020 roku, w którym nastąpił wstrząs górotworu w rejonie opisywanej ściany. Wstrząs został zobrazowany w miejscu jego wykrycia, wartość energii wstrząsu wynosiła $5 \cdot 10^5$ J. Miejsce zaistniałego wstrząsu zostało zobrazowane w systemie jako spadek ciśnienia zaczynający się w rejonie sekcji o numerze 103. Rozprzestrzenienie nastąpiło w kierunku przodu i tyłu ściany.

Analizując dokładny przebieg podporności podczas wstrząsu, zauważalny był minimalny jej wzrost (rys. 16) i nagły jego spadek. Anomalia, która była wynikiem wstrząsu, oddziaływała na sekcje w jego rejonie.

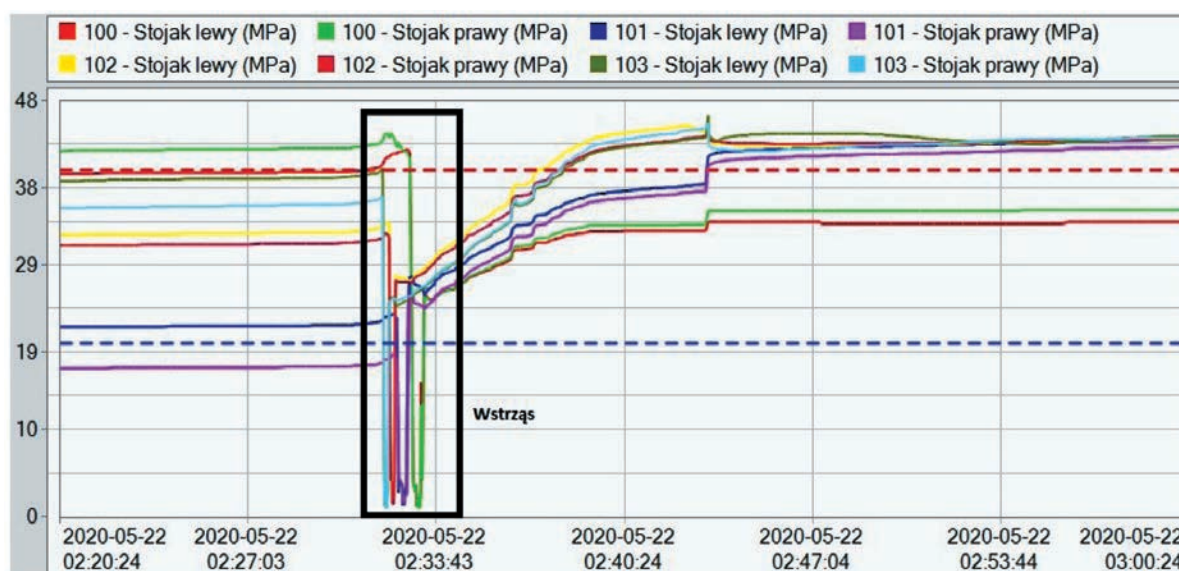
Jesteśmy pewni, że systemy monitoringu podporności mogłyby służyć do wspomagania stacji geofizyki górniczej w zakresie lokalizacji wstrząsów górotworu.



Rys. 14. Wykres 3D obrazujący wstrząs górotworu



Rys. 15. Widok boczny wykresu 3D ściany 922 – miejsce lokalizacji wstrząsu



Rys. 16. Wykres liniowy sekcji 100 do 103 ściany 922 – miejsce wystąpienia wstrząsu

8. WNIOSKI

- Dobór prawidłowej podporności sekcji obudowy ma istotne znaczenie dla zapewnienia stateczności wyrobiska oraz odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa załogi pracującej w ścianie.
- System monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej pozwala zdiagnozować stojaki hydrauliczne z powierzchni kopalni, gdzie często początkowe usterki nie są widoczne dla użytkownika pracującego na dole kopalni.
- Obwały skał stopowych oraz pogłębiające się usterki stojaków hydraulicznych sekcji obudowy zmechanizowanej są przyczyną przerwania ciągłości robót. Ciągła, prawidłowa kontrola z użyciem systemów monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej może ograniczyć koszty związane z przestojami ściany wydobywczej.
- Aktywny system podporności stosowany w Ruchu Ziemowit pozwala na ciągły kontakt sekcji obudowy zmechanizowanej z górotworem, co zapewnia prawidłową podporność zaraz po przekładce.
- Pasywny system podporności powoduje stratę w czasie pracy operatora (górnika rabunkarza), który podczas zabudowy poświęca więcej czasu na prawidłowe podparcie stropu. Aktywne systemy monitoringu wspomaga pracę operatora i buduje sekcję do prawidłowej podporności.
- System jest ogólnodostępny dla pracowników pracujących w ścianie – komputer z wgranym oprogramowaniem jest zabudowany na chodniku podścianowym.
- Monitoring jest zapisywany w bazie danych, do której można wrócić w każdym momencie i przeanalizować przyczynę powstania usterki lub obwału.
- Zaprogramowanie histerezy w systemach monitoringu podporności to podstawa prawidłowego działania podczas obsługującego pracownika (górnika budowacza), sygnalizacja świetlna zabudowana na sekcji obudowy zmechanizowanej nie wprowadza w błąd przy minimalnym spadku ciśnienia.
- System może być wykorzystany przez stacje geofizyki górniczej jako dodatkowe narzędzie w celu lokalizowania zaistniałych wstrząsów górotworu. Widać powiązanie między monitoringiem podporności w ścianie a wykrywaniem wstrząsów górotworu.
- W ścianach z zastosowanym aktywnym systemem podporności sekcji obudowy zmechanizowanej wykluczaliśmy całkowicie postoje ściany spowodowane opadem skał stopowych. Aktywna podporność natychmiastowo podpira strop i nie prowadzi do rozwarstwień stropu bezpośredniego, co powoduje ciągłość wydobywania.
- W ścianach wykorzystujących pasywny system podporności zauważamy większą tendencję do nieprawidłowego podpierania stropu podczas eksploatacji ściany.
- W ramach rozwoju system może być rozwinięty o funkcje obrazujące geometrię zabudowy sekcji obudowy zmechanizowanej, a zwłaszcza jej wychylenia.

Na podstawie przeprowadzonej analizy jesteśmy w stanie ocenić skuteczność systemu monitoringu sekcji obudowy zmechanizowanej. Z pewnością przedmiotowy system znajdzie szerokie zastosowanie w kopalniach węgla kamiennego, a w szczególności w kopalni Piast-Ziemowit, która jest przekonana o skuteczności jego działania.

Literatura

- [1] Prusek S.: *Stateczność wyrobisk ścianowych podczas eksploatacji pokładów węgla kamiennego z zawalę skał stropowych*. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2016.
- [2] Rajwa S.: *Główne przyczyny utraty stateczności wyrobiska ścianowego*. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie 2017, 3: 3–12.
- [3] Elsta Elektronika sp. z o.o. S.K.A – Katalog produktu.
- [4] Płonka M., Rajwa S., Lubosik Z.: *Ocena pracy obudowy zmechanizowanej na podstawie danych z monitoringu ciśnień i postępu sekcji*. Przegląd Górniczy 2017, 4(73): 25–33.

mgr inż. Krzysztof KRASUCKI

mgr inż. Tomasz KUDŁACIK

mgr inż. Krzysztof AUGUSTYNIAK

Polska Grupa Górnicza S.A.

Oddział KWK Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit

ul. Granitowa 16, 43-155 Bieruń

k.augustyniak@pgg.pl

KRZYSZTOF ZAGÓRSKI
DANIEL STOMPOR

A manual winch project with a two way ratchet mechanism

The article describes a solution to an engineering problem concerning the development of a design of a manual winch for off-road vehicle users. The aim of the design is to provide the possibility of extracting an off-road vehicle which is not equipped with an electric winch in the event it becomes stuck in mud or sand. The concept was based on a review of available solutions on the market and an analysis of their advantages and disadvantages. The design was based on calculations performed in accordance with the literature recommendations and FEM strength analyses carried out on a model created using Autodesk Inventor Professional 2020. The developed device is able to provide a pulling force of over 50 kN with an unladen weight of 35 kg, and also provides the possibility of controlled lowering of the load.

Key words: Manual winch, ratchet mechanism, cable, rope, pulley, off-road vehicle

1. INTRODUCTION

In Poland, off-road vehicles have become increasingly popular in recent years [1, 2]. The growing popularity of events for owners of such vehicles, as well as the large availability of second-hand cars on the market, has led increasing numbers of people to decide to buy and use an off-roader. Vehicles capable of driving off-road are used by private persons, e.g. to get to fishing places, trips on available off-road routes, to reach properties in places where access is difficult due to the lack of paved roads, or by foresters, forest guards or employees of power plants. Regardless of the equipment of the vehicle, the terrain can surprise anyone, and with the increasing number of users of such vehicles, the number of cases of getting stuck in mud or sand increases. There is a wide range of electric winches available on the market which can be fitted to a vehicle in order to enable it to be driven out of the muddy terrain. The installation of such a winch often requires the appropriate modification of the car body by equipping it with a solid and heavy bumper or the additional attachment of the winch to the frame, which in turn is associated with an increase in fuel

consumption and often with problems during technical inspections of the vehicle. Because of this, not everyone decides to install an electric winch, as it is not cost-effective for those who only use their vehicles off-road occasionally. To overcome this problem, an alternative solution was developed to replace the electric winch and safely pull out a vehicle that has become bogged down.

Reviewing the solutions available on the market and analysing their advantages and disadvantages allowed us to develop our own new device concept. Almost all manual winches used by owners of off-road vehicles allow only for lifting the weight, and in the case of the considered application – pulling the vehicle out of the muddy terrain. Based on our own experience and observations, we decided to construct a device, which, apart from providing adequate pulling power in case of winding up the rope, would enable the controlled lowering of the load. When viewed from the perspective of off-road driving, this feature is a considerable improvement. It is intended to help overcome the problem of steep slopes, from which a vehicle descending freely could tip over or lose traction.

2. OVERVIEW OF AVAILABLE SOLUTIONS

The most common alternative to an electric winch used by off-road vehicle users is a rope winch called a kifor [3], shown in Figure 1.



Fig. 1. Rope winch [4]

The greatest advantages of this device are its simple and reliable construction and high nominal hauling capacity, which for the strongest variant amounts to 30 kN. However, the construction of the standard kifor has a significant disadvantage – its weight for the variant with such a pull is 46 kg, which makes it very difficult to use it in off-road conditions, where you often have to walk through deep mud to attach the rope to the anchor point. Another disadvantage is that the long steel cable has to be reeled in on a separately attached pulley. It is also worth mentioning the high application force assumed by the manufacturer of almost 440 N. These disadvantages make the device hard to use in difficult conditions.

Another commercially available device is the crank winch [5] as shown in Figure 2.



Fig. 2. Crank winch with ratchet mechanism [5]

This device is not designed for car winching, however, it is used for such purposes probably because of its low price. Crank winches provide a maximum pulling capacity of up to 20 kN, however, due to the de-

sign for attaching the device to a restraint, it is extremely inconvenient to use such a winch to pull a car, as the device rotates around the axis of the rope on which it is suspended during the pulling process when cranking. It also gives the illusion of being able to lower the vehicle or load in a controlled manner by having a double sided ratchet mechanism, which blocks the gearbox from rotating in one direction. However, when lowered, the return of the force in the rope does not change direction, so the load falls automatically and the device can become unstable and unsafe for the user.

A solution that can also be used for the aforementioned purpose is that of the manual winch with a ratchet mechanism [6] shown in Figure 3.



Fig. 3. A winch with a ratchet mechanism [6]

This device provides comfort while pulling a car at the same time with a high pulling force declared by the manufacturer, equal to 40 kN. The design seemingly meets the need under consideration, however, according to the users the declared pulling capacity of the winch does not reflect the real pulling capacity of the device. Amateur tests [7] have shown that the device is not able to provide the pulling capacity needed to pull a vehicle that is stuck in sand.

3. DESCRIPTION OF THE SOLUTION

The design assumptions are as follows: to ensure pulling capacity to pull a vehicle in muddy terrain, to enable controlled unwinding of the tightened rope, resistance to unfavourable working conditions (mud, moisture, dirt) while limiting the weight and dimensions of the device. Due to the fact that during operation the device will be stretched between two ties in a horizontal position, the most convenient form of drive for the user was considered to be a lever performing a swinging movement. This type of drive eliminates the tendency for the device to rotate around the rope axis during operation, which occurs when using a crank winch because the force applied

by the user will act in the rope axis. The lever through a ratchet mechanism will transmit the torque to the gears. The main problem was to realise the possibility of a controlled lowering of the load when using such a mechanism. This was solved by using a block brake, which during the unwinding of the tensioned rope will provide resistance to prevent the load from running away, as shown in Figure 4.

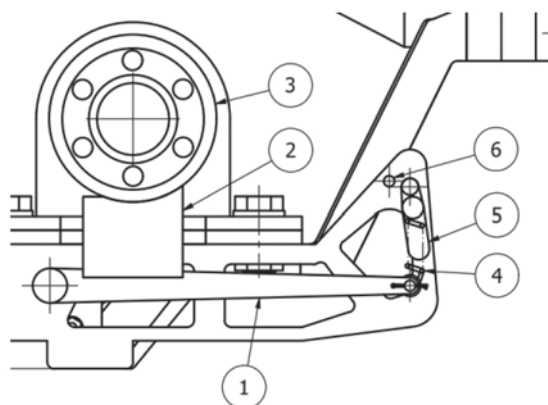


Fig. 4. Mechanism which allows for lowering the weight

The lever (1) pushes the brake pad (2) against the brake drum (3). The spring (4) provides the force needed to apply the required torque to the brake drum. The spring tensioning device (5) locks onto the pin (6).

The device is equipped with a crank on the cable drum shaft for fast winding or unrolling of the cable as shown in Figure 5.

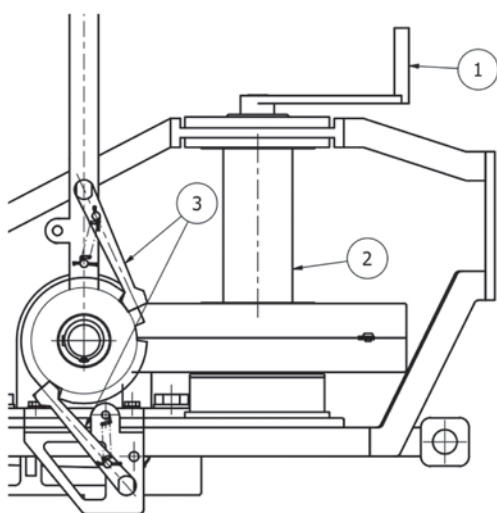


Fig. 5. Crank for rapid winding or uncoiling of the rope

The crank (1) allows the user to quickly wind or uncoil the rope from the drum (2). In order to use it, the ratchets (3) should be set in a position allowing the drum to rotate in the desired direction.

The rope is attached to the drum using a dedicated rope attachment tape for winch drums as shown in Figure 6. The rope, properly interwoven through the tape, is secured against slipping from the drum when fully unwound.



Fig. 6. Rope attachment tape [8]

4. CALCULATION PART

According to the recommendations for the design of electric winches as specified in EN 14492-1, the basic parameters for drum size and rope strength were selected. Initially it was assumed that the winch should provide a force of 60 kN, which corresponds to double the weight of a large off-road vehicle. For further calculations it was necessary to know the force available to an average person. The literature on biomechanics [9] was used to estimate the force of 150 N, which was used for further calculations. The knowledge of the torque required on the winch drum as well as the torque that the user is able to produce at the assumed lever length allowed for the estimation of the required transmission ratio, which was 42.5. The worm gear was considered to be the best for its implementation, as it is possible to provide such a transmission value in one gear stage. Considering the use of a crank for fast rope winding, which is located on the output shaft of the gearbox, its parameters were selected so that it would not be self-locking. The phenomenon of gearbox self-locking could not be used in this case, as it not only depends on the geometrical parameters of the worm and worm wheel, but also on friction coefficient, which would be variable under assumed operating conditions, which would make the device unsafe. The lack of a self-locking gearbox also carries the advantage of increased efficiency. In order to carry out the strength calculations of the gearbox according to the procedure presented in the literature [10], it was necessary to estimate the speed of the gearbox. For this purpose, an experiment was carried out, consisting in making cycles of movements with a provisional lever, imitating movement

between extreme positions of the lever. The length of the makeshift lever corresponded to the assumed length of the device lever. Assuming that one movement would rotate the worm by 120°, the time (60 seconds) and the number of cycles performed were counted. The experiment was performed by two people three times and the average number of cycles performed per minute was 70. This made it possible to estimate the speed of the worm, which was approximately 23 rpm. The lever on which the experiment was carried out was not loaded and therefore does not reflect real-life conditions where human condition would play a significant role, but it was advantageous to use a slightly higher speed value for strength calculations. It was also important to determine the value of the torque on the drum on which the rope is wound. The device was assumed to provide the original pull value when the force acts on the outer layer of rope coils – i.e. when the rope is not fully unwound, so that the pull does not decrease with each additional layer of rope wound on the drum. The following steps were taken to determine the gearbox dimensions:

Calculation of the pre-assessed slip speed:

$$\begin{aligned} v_s &= 4.5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = \\ &= 4.5 \cdot 10^{-4} \cdot 23 \cdot \sqrt[3]{5160} = 0.18 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (1)$$

where:

- n_1 – worm speed [1/min],
- T_2 – output torque value [Nm].

Determination of allowable contact stresses of the worm gear:

$$\delta_{HP} = 175 - 35v_s \quad (2)$$

Calculation of the gearbox centre distance:

$$\begin{aligned} a'_w &= \left(\frac{z_2}{q'} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{\delta_{HP} \frac{z_2}{q'}} \right]^2 \cdot T_2 \cdot k_h \cdot 10^3 } = \\ &= \left(\frac{43}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{168.7 \frac{43}{10}} \right] \cdot 5160 \cdot 1.1 \cdot 10^3 } = \\ &= 359.4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3)$$

where:

- k_h – design load factor,
- q' – presumed value of the diameter index,
- z_2 – number of worm gear teeth.

Calculation of axial modulus:

$$m' = \frac{2a'_w}{q' + z_2} = \frac{2 \cdot 359.4}{10 + 43} = 13.56 \quad (4)$$

Then, a standardised axis distance of 355 mm and a modulus value of 12.5 were selected from the PN-93/M-88527 standard to determine the gearbox dimensions shown in Figure 7.

Worm pitch diameter:

$$d_1 = m \cdot q = 12.5 \cdot 10 = 125 \text{ mm} \quad (5)$$

Worm gear pitch diameter:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 12.5 \cdot 43 = 537.3 \text{ mm} \quad (6)$$

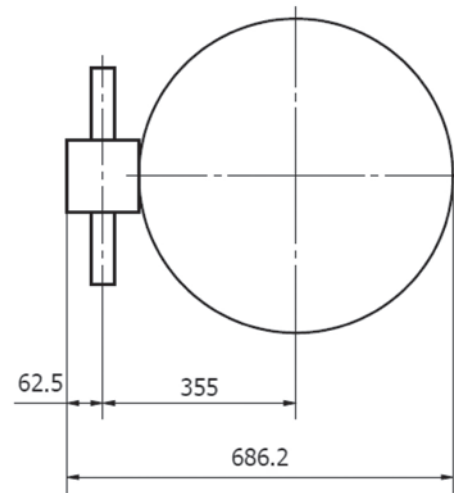


Fig. 7. Initially determined dimensions of the gearbox

It would not have been possible to handle a device of such considerable dimensions with ease. This fact necessitated a change to a smaller towing capacity. Numerous calculations in search of an optimum solution, the results of which are shown in Table 1, made it possible to change the concept to the following: the nominal pull will be reduced to 30 kN and it will be possible to double it by using a pulley. At this point, a further development of this concept emerged, namely the reduction of the dimensions of the winch, which can be achieved by reducing the torque on the drum while multiplying the force using a pulley. However, it should be remembered that the device will be used in unfavourable conditions, e.g. in mud or bushes, and also that it will be transported in the boot of a car. The use of a multi-pulley with a rope interwoven several times could result in the rope falling from the pulleys in such conditions, tangling and making free use impossible. Figure 8 shows a diagram of the use of the device.

Table 1
Summary of device parameters
for different initial assumptions

Gear ratio	Torque of winch drum [Nm]	Pull value [kN]	Overall dimensions of the gear [mm]	Comments
45.0	5160.0	60.0	686.2	–
30.0	2250.0	40.0	547.5	–
22.5	1687.5	60.0	470.0	pulley ratio $i_w = 2$
12.0	1125.0	40.0	432.0	pulley ratio $i_w = 2$

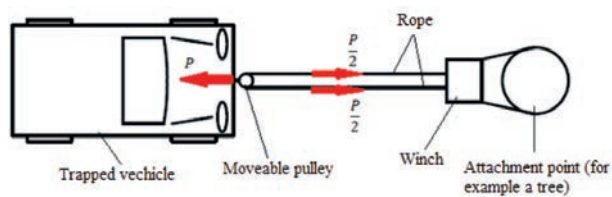


Fig. 8. Scheme of use of the device

There are inconsistencies in the values presented in Table 1 that need to be corrected. Reducing the gear ratio by a half did not result in a corresponding reduction in the drum torque. This is due to the fact that, after reducing the nominal pull, a rope of smaller strength and diameter was used, which changed the arm on which the force acts on the drum.

In order to check the strength of the remaining elements of the gearbox, FEM analysis was carried out using Autodesk Inventor Professional 2020. The analysis was carried out for the complete model of the device with all the elements, taking into account all the forces with which it is loaded. Figure 9 presents the loads that were given in the analysis.

Figure 10 shows the model with the finite element mesh, specified loads and assumed restraint method. It was assumed that the device would be restrained by two pin ties at the point of attachment of the device to the restraint and at the point of attachment of the cable to the device if a multistrand was used. The connections between the components have been imposed automatically and consequently all components are considered to be bonded together. When selecting the material parameters, simplifying assumption was that all components are made of the same material – steel with Young's modulus $E = 210$ GPa, Kirchhoff modulus $G = 80$ GPa and Poisson's ratio $\nu = 0.3$.

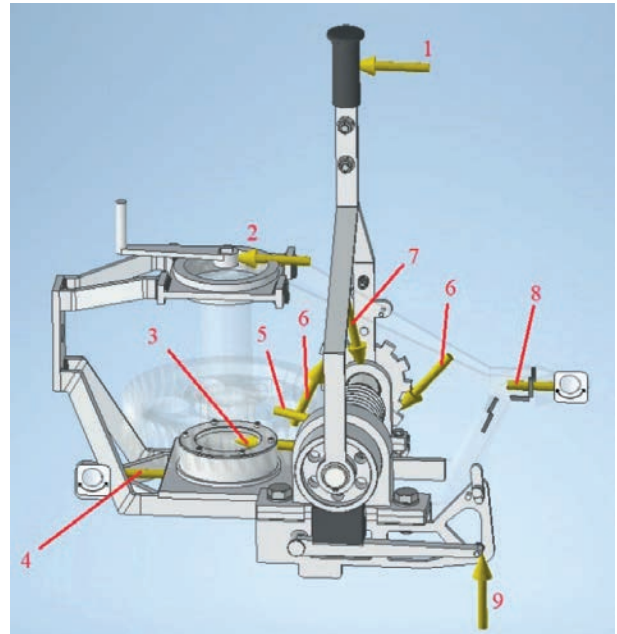


Fig. 9. Loads assumed in FEM analysis:

- 1 – lever driving force – 150 N;
- 2, 3 – bearing load, depending on the position of the rope on the drum – in the most unfavourable case it amounted respectively to 28,000 and 30,500 N;
- 4 – force coming from the rope threaded through the pulley – 30,000 N; 5 – bearing load – 12,500 N;
- 6 – forces in the ratchet mechanism – 1250 N;
- 7 – bearing load – 970 N; 8 – force acting on the fastening of the winch to the restraint – 60,000 N;
- 9 – force acting on the brake lever – 290 N

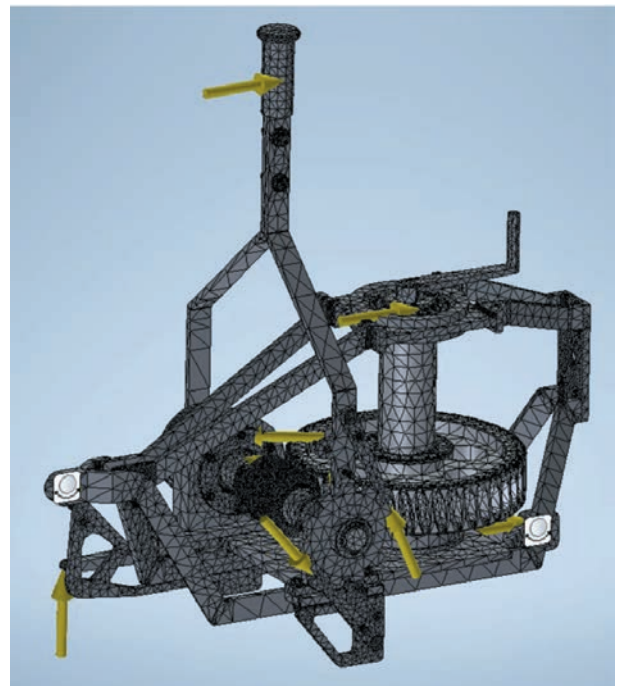


Fig. 10. Device model with FEM mesh and specified loads

Figure 11 shows the graphs of the convergence of the mesh. The number of grid elements was 579166 while the number of nodes was 976125.



Fig. 11. Grid convergence diagram

The results of the analysis made it possible to optimise the shape of the body and eliminate stress concentration points by removing parts of the surface of unloaded elements to reduce mass and using rounding radii. Figure 12 shows the results of the analysis. The tools for constructing bolted connections and shafts available in Autodesk Inventor Professional 2020 were also used in the design.

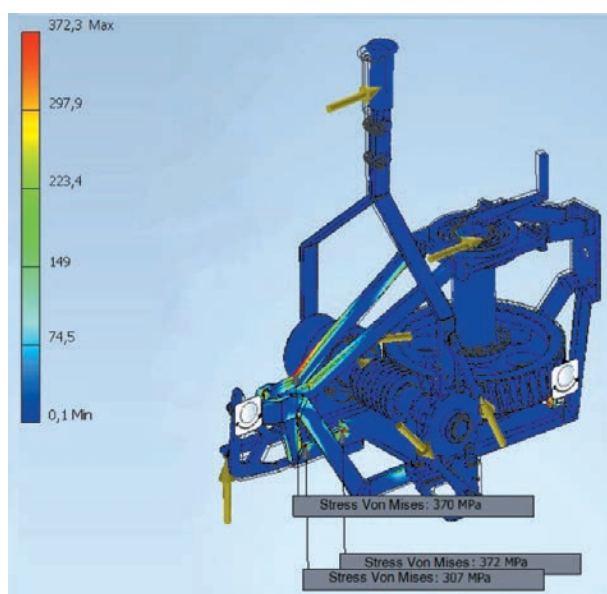


Fig. 12. Results of FEM analysis

Figure 13 shows the results of the analysis with a narrowed stress scale to show the stress distribution.

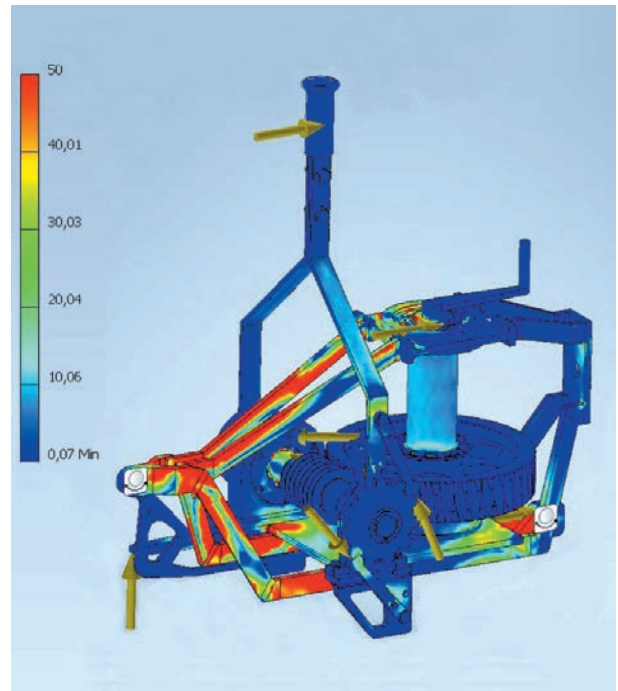


Fig. 13. Stress distribution with narrowed scale

The analysis presented above was intended to determine the stresses occurring in the body of the device. Separate analyses were carried out to check the strength of individual components such as the pawls of the ratchet mechanism.

5. SUMMARY

The end result is a device providing a real pulling force (taking into account the efficiency of the gearbox) of over 50 kN at a device weight of 35 kg. A commonly available solution with the most similar parameters guarantees a pulling force of 30 kN at a weight of 46 kg. The worm gearbox is completely protected against dirt. The ratchet mechanism and the block brake have not been protected with additional covers in order to limit dimensions and weight, as these are mechanisms that are easy to keep clean. Due to the unusual solution for lowering the weight, this design may serve as the inspiration for similar devices. A complete 3D model of the device without the rope attached is shown in Figure 14.



Fig. 14. Winch model

References

- [1] Trusz F.: *Już ponad 40 proc. nowych samochodów w Polsce to SUV-y. Będzie ich jeszcze więcej.* <https://moto.pl/MotoPL/7,88389,26712558,juz-ponad-40-proc-nowych-samochodow-w-polsce-to-suv-y-bedzie.html> [28.11.2021].
- [2] Łobodziński M.: *Zainteresowanie off-roadem rośnie i ceny terenówek także. Nie tylko przez pandemię.* <https://autokult.pl/41203,zainteresowanie-off-roadem-rosnie-i-ceny-terenowek-takze-nie-tylko-przez-pandemie> [28.11.2021].
- [3] *Wyciągarka ręczna kifor.* <https://kadimex.pl/produkt/wyciagarka-reczna-kifor/> [11.12.2021].
- [4] *Wyciągarka linowa ręczna – kifor 3,2 t.* <http://tynaxtools.pl/289-wyciagarka-linowa-reczna-kifor-32t-20m-liny.html> [5.01.2021].
- [5] *Ręczna manualna wyciągarka korbowa z zapadką.* <https://www.hurtowniaprzemyslowa.pl/reczna-manualna-wyciagarka-korbowa-z-zapadka-10-m-do-1200-kg-msw-p-8109.html> [5.01.2020].
- [6] *Wciągarka linowa 4t.* <https://www.mojenarzedzia.pl/wciagarka-linowa-4t-2-tryby-p-247.html> [8.12.2021].
- [7] *Patenty na zakopane auto. Testy Terenwizji.* <https://www.youtube.com/watch?v=cHoNWmzWzrY> [14.04.2021].
- [8] *Taśma do mocowania liny do bębna wyciągarki.* <https://dirtyoffroad.pl/pl/p/Tasma-do-mocowania-liny-do-bebna-wyciagarki/30> [7.01.2021].
- [9] Bober T., Zawadzki J.: *Biomechanika układu ruchu człowieka*. BK, Wrocław 2003.
- [10] Kurmaz L.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2011.

KRZYSZTOF ZAGÓRSKI, Ph.D., Eng.

Department of Manufacturing Systems

Faculty of Mechanical Engineering and Robotics

AGH University of Science and Technology

al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland

zagkrzys@agh.edu.pl

DANIEL STOMPOR

Faculty of Mechanical Engineering and Robotics

AGH University of Science and Technology

al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland

stomp@student.agh.edu.pl

KRZYSZTOF ZAGÓRSKI
DANIEL STOMPOR

Projekt ręcznej wciągarki z dwustronnym mechanizmem zapadkowym

W artykule opisano rozwiązanie problemu inżynierskiego dotyczącego opracowania projektu wciągarki ręcznej z myślą o użytkownikach samochodów terenowych. Opracowanie projektu takiego urządzenia ma na celu zapewnienie możliwości samodzielnego wyciągnięcia ugrzęzłego w błocie lub piasku samochodu terenowego niewyposażonego we wciągarkę elektryczną. Koncepcja powstawała w oparciu o dokonany przegląd dostępnych na rynku rozwiązań i analizę ich wad i zalet. Projekt wykonano na podstawie obliczeń przeprowadzonych w myśl zaleceń z literatury i analiz wytrzymałościowych MES przeprowadzonych na modelu utworzonym w programie Autodesk Inventor Professional 2020. Opracowane urządzenie jest w stanie zapewnić uciąg wynoszący ponad 50 kN przy masie własnej równej 35 kg, ponadto zapewnia możliwość kontrolowanego opuszczania ciężaru.

Słowa kluczowe: wciągarka ręczna, mechanizm zapadkowy, ciągnie, lina, zblokuje, samochód terenowy

1. WSTĘP

W Polsce w ciągu ostatnich lat coraz większą popularnością cieszą się samochody terenowe [1, 2]. Rosnąca popularność imprez dla posiadaczy takowych, a także duża dostępność samochodów używanych na naszym rynku sprawia, że coraz więcej osób decyduje się na kupno i użytkowanie terenówki. Pojazdy zdolne do poruszania się po bezdrożach są wykorzystywane przez osoby prywatne, przykładowo do dojazdów w miejsca połowu ryb, wycieczek po udostępnionych trasach terenowych czy też dojazdów do posesji w miejscach, gdzie nie ma dróg utwardzonych, lub przez leśników, straż leśną czy też pracowników zakładów energetyki. Bez względu na wyposażenie samochodu teren potrafi zaskoczyć każdego, w związku z czym wraz z rosnącą liczbą użytkowników tego typu pojazdów jest coraz więcej przypadków ugrzęźnięcia w błocie lub piasku. Na rynku dostępna jest szeroka gama wciągarek elektrycznych, w które można wyposażać pojazd, aby w takim wypadku móc samodzielnie wyjechać z grząskiego terenu. Montaż takiej wciągarki wymaga często odpowiedniego zmodyfikowania karoserii samochodu przez wyposażenie go w solidny i ciężki zderzak lub dodatkowe

mocowania wciągarki do ramy, to z kolei wiąże się ze wzrostem zużycia paliwa, a niejednokrotnie z problemami podczas przeglądu technicznego pojazdu. Z uwagi na to nie każdy decyduje się na montaż wciągarki elektrycznej, gdyż dla osób użytkujących pojazdy na bezdrożach sporadycznie nie jest to opłacalne. Wychodząc naprzeciw temu problemowi, podjęto się opracowania alternatywnego rozwiązania, które zastąpi wciągarkę elektryczną i umożliwi bezpieczne wyciągnięcie samochodu, który ugrzązł.

Dokonanie przeglądu dostępnych na rynku rozwiązań i przeanalizowanie ich wad i zalet pozwoliło na wypracowanie własnej, nowej koncepcji urządzenia. Niemalże wszystkie ręczne wciągarki, których używają posiadacze samochodów terenowych umożliwiają wyłącznie podnoszenie ciężaru, a w rozważanym przypadku zastosowania – wyciągnięcie pojazdu z grząskiego terenu. Bazując na własnych doświadczeniach i obserwacjach, postanowiono skonstruować urządzenie, które oprócz zapewnienia odpowiedniego uciągu w przypadku zwijania liny umożliwi kontrolowane opuszczanie ciężaru. Patrząc przez pryzmat jazdy w terenie, właściwość ta jest znacznym udogodnieniem. Ma ona pomóc pokonywać strome zbocza, z których pojazd, zjeżdżając swobodnie, mógłby się przewrócić lub stracić przyczepność.

2. PRZEGLĄD DOSTĘPNYCH ROZWIĄZAŃ

Najpopularniejszą alternatywą dla wciągarki elektrycznej stosowaną przez użytkowników samochodów terenowych jest przeciągarka linowa zwana kiforem [3], przedstawiona na rysunku 1.



Rys. 1. Przeciągarka linowa [4]

Największymi zaletami tego urządzenia są prosta i niezawodna konstrukcja i duży uciąg nominalny, który dla najmocniejszego jego wariantu wynosi 30 kN. Kifor budowlany ma jednak znaczną wadę – jego masa dla wariantu o takim uciągu wynosi 46 kg, co bardzo utrudnia użytkowanie go w warunkach terenowych, gdzie często, aby przymocować linę do punktu zaczepienia, należy pokonać drogę przez głębokie błoto. Kolejną jego wadą jest to, że długą stalową linę należy zwijać na osobno dołączony do urządzenia krążek. Warto również wspomnieć o dużej założonej przez producenta sile przyłożenia wynoszącej niemalże 440 N. Wady te sprawiają, że urządzenie nie jest wygodne w użytkowaniu w trudnych warunkach.

Kolejnym dostępnym na rynku urządzeniem jest wciągarka korbowa [5] przedstawiona na rysunku 2.



Rys. 2. Wciągarka korbowa z mechanizmem zapadkowym [5]

Urządzenie to nie jest przystosowane do wyciągania samochodów, jednak jest stosowane w takim celu zapewne z uwagi na jego niską cenę. Wciągarki korbowe zapewniają uciąg maksymalnie do 20 kN, jed-

nak ze względu na ich konstrukcję przystosowaną do mocowania urządzenia do utwierdzenia użytkowanie takiej wciągarki do wyciągnięcia samochodu jest niezwykle niewygodne, gdyż w trakcie wykonywania ruchów korbą urządzenie obraca się wokół osi liny, na której jest podwieszone w trakcie wyciągania. Ponadto daje ono złudne poczucie możliwości kontrolowanego opuszczania pojazdu lub ładunku dzięki wyposażeniu w dwustronny mechanizm zapadkowy, który blokuje obrót przekładni w jednym kierunku, jednak w przypadku opuszczania siła w linie nie zmienia swojego zwrotu, przez co ciężar opada samoczynnie, a urządzenie może się rozbiegać i stać niebezpieczne dla użytkownika.

Rozwiązaniem, które również można zastosować do wspomnianego wcześniej celu jest ręczna wciągarka z mechanizmem zapadkowym [6] przedstawiona na rysunku 3.



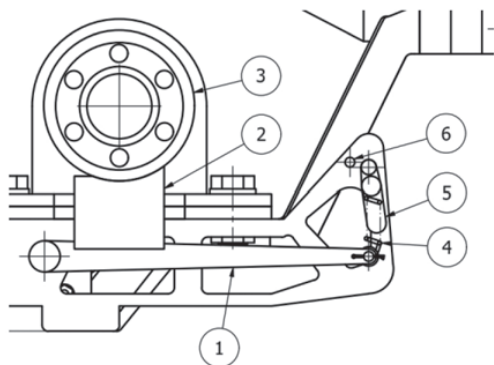
Rys. 3. Wciągarka z mechanizmem zapadkowym [6]

Urządzenie to zapewnia wygodę podczas wyciągania samochodu przy jednocześnie dużym deklarowanym przez producenta uciągu równym 40 kN. Konstrukcja z pozoru zaspokaja rozważaną potrzebę, jednak według opinii użytkowników deklarowany uciąg wciągarki nie odzwierciedla rzeczywistego uciągu, jaki jest w stanie zagwarantować urządzenie. Amatorskie testy [7] wykazały, że urządzenie nie jest w stanie zapewnić uciągu potrzebnego do przeciągnięcia pojazdu, który ugrzązł w piasku.

3. OPIS ROZWIĄZANIA

Przyjęte założenia konstrukcyjne są następujące: zapewnienie uciągu umożliwiającego przeciągnięcie pojazdu znajdującego się w grząskim terenie, umożliwienie kontrolowanego rozwijania naprężonej liny, odporność na niekorzystne warunki pracy (błoto, wilgoć, zanieczyszczenia) przy jednoczesnym ograniczeniu masy i wymiarów urządzenia. Z uwagi na fakt, iż urządzenie w trakcie pracy będzie rozciągnięte pomiędzy dwoma cięgnami w pozycji poziomej za najwygodniejszą dla użytkownika formę napędu uznano dźwignię wykonującą ruch wahadłowy. Taki rodzaj

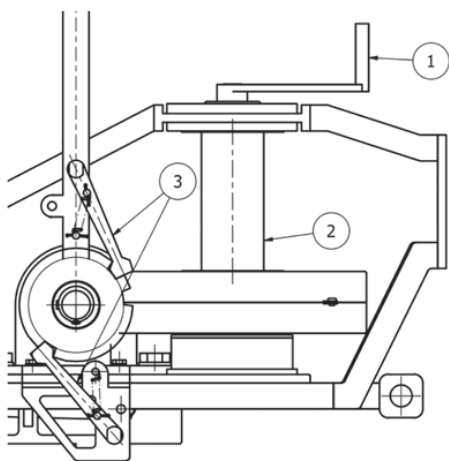
napędu zniweluje tendencje do obracania się urządzenia wokół osi liny w trakcie pracy, co ma miejsce w przypadku użytkowania wciągarki korbowej, ponieważ przykładana przez użytkownika siła będzie działała w osi liny. Dźwignia będzie przenosić moment obrotowy na przekładnię. Głównym problemem było zrealizowanie możliwości kontrolowanego opuszczania ciężaru w przypadku zastosowania takiego mechanizmu. Rozwiązano go, stosując hamulec klockowy, który w trakcie rozwijania naprężonej liny będzie stawiał opór, zapobiegając rozbieganiu się ciężaru, rozwiązanie to przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Mechanizm umożliwiający opuszczanie ciężaru

Dźwignia (1) dociska klocek hamulcowy (2) do bębna hamulcowego (3). Siła potrzebna do zapewniania odpowiedniego momentu na bębnie hamulcowym zapewniona jest przez sprężynę (4). Element umożliwiający naciągnięcie sprężyny (5) blokuje się na sworzniu (6).

Urządzenie zostało wyposażone w osadzoną na wale bębna linowego korbę służącą do szybkiego zwijania lub rozwijania liny widoczną na rysunku 5.



Rys. 5. Korba do szybkiego zwijania lub rozwijania liny

Korba (1) umożliwia szybkie nawijanie lub rozwijanie liny z bębna (2). W celu posłużenia się nią należy ustawić zapadki (3) w pozycji umożliwiającej obrót bębna w żądanym kierunku.

Lina przymocowana jest do bębna przy użyciu taśmy do mocowania lin do bębnow wciągarek, widocznej na rysunku 6. Lina odpowiednio przez nią przepleciona zabezpieczona jest przed zsunięciem się z bębna w przypadku jej całkowitego rozwinięcia.



Rys. 6. Taśma mocująca linę [8]

4. CZĘŚĆ OBLICZENIOWA

Zgodnie z zaleceniami dotyczącymi konstruowania wciągarek elektrycznych, które zostały sprecyzowane w normie EN 14492-1 dobrano podstawowe parametry dotyczące wielkości bębna i wytrzymałości liny. Początkowo założono, że wciągarka powinna zapewnić siłę 60 kN, która odpowiada dwukrotności ciężaru dużego samochodu terenowego. Do dokonania dalszych obliczeń potrzebna była znajomość siły, jaką dysponuje przeciętny człowiek. Do jej oszacowania wykorzystano literaturę z dziedziny biomechaniki [9], na podstawie której oszacowano przyjętą do dalszych obliczeń wartość siły wynoszącą 150 N. Znajomość momentu potrzebnego na bębnie wciągarki, a także momentu, jaki przy przyjętej długości dźwigni jest w stanie wytworzyć użytkownik, pozwoliła na oszacowanie potrzebnego przełożenia, które wynosiło 42,5. Za najlepszą do jego zrealizowania uznano przekładnię ślimakową z uwagi na możliwość zapewnienia takiej wartości przełożenia w jednym stopniu przekładni. Mając na uwadze zastosowanie korby do szybkiego zwijania liny, która umieszczona jest na wale wyjściowym przekładni, dobrano jej parametry tak, aby nie była samohamowna. Zjawiska samohamowności przekładni nie dało się w tym przypadku wykorzystać, gdyż z uwagi na fakt, że zależy ono nie tylko od parametrów geometrycznych ślimaka i ślimacznicy, ale także od współczynnika tarcia, który w zakładanych warunkach pracy urządzenia byłby zmienny, co sprawiłoby, że urządzenie nie byłoby bezpieczne. Brak samohamowności przekładni niesie za sobą również korzyść związaną ze wzrostem sprawności. Do przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych przekładni zgodnie z przedstawionym w literaturze [10] tokiem postępowania, konieczne było oszacowanie prędkości obrotowej przekładni. W tym celu przeprowadzono eksperyment, polegający na wykonywaniu prowizoryczną dźwignią cykli ruchów

imitujących ruch pomiędzy skrajnymi położeniami dźwigni. Długość prowizorycznej dźwigni odpowiadała przyjętej długości dźwigni urządzenia. Przy założeniu, że jeden ruch spowoduje obrót ślimaka o 120° zliczano czas (60 sekund) i liczbę wykonanych cykli. Eksperyment został wykonany przez dwie osoby trzykrotnie, a średnia liczba cykli na minutę wyniosła 70. To pozwoliło na oszacowanie prędkości obrotowej ślimaka, która w przybliżeniu wyniosła 23 obr/min. Dźwignia, na której przeprowadzano eksperyment nie była obciążona, w związku z czym nie odzwierciedla on rzeczywistych warunków, przy których znaczącą rolę odegrałaby kondycja człowieka, jednak do obliczeń wytrzymałościowych korzystne było przyjęcie nieco zawyżonej wartości prędkości obrotowej. Istotne było również określenie wartości momentu na bębnie, na który nawinięta jest lina. Przyjęto, że urządzenie ma zapewnić pierwotnie założoną wartość uciągu, gdy siła działa na zewnętrznej warstwie zwojów liny – tj. gdy lina nie jest całkowicie rozwinięta, dzięki czemu uciąg nie będzie zmniejszał się wraz z każdą kolejną nawiniętą warstwą liny na bęben. W celu wyznaczenia wymiarów przekładni podjęto następujące kroki.

Obliczenie wstępnie ocenianej prędkości poślizgu:

$$\begin{aligned} v_s &= 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = \\ &= 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 23 \cdot \sqrt[3]{5160} = 0,18 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

- n_1 – prędkość obrotowa ślimaka [1/min],
- T_2 – wartość momentu wyjściowego [Nm].

Wyznaczenie dopuszczalnych naprężeń stykowych ślimacznicy:

$$\delta_{HP} = 175 - 35v_s \quad (2)$$

Obliczenie odległości osi przekładni:

$$\begin{aligned} a'_w &= \left(\frac{z_2}{q'} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{\delta_{HP} \frac{z_2}{q'}} \right]^2 \cdot T_2 \cdot k_h \cdot 10^3 } = \\ &= \left(\frac{43}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{168,7 \frac{43}{10}} \right]^2 \cdot 5160 \cdot 1,1 \cdot 10^3 } = \\ &= 359,4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

- k_h – współczynnik obciążenia obliczeniowego,
- q' – wstępnie założona wartość wskaźnika średnicowego,
- z_2 – liczba zębów ślimacznicy.

Obliczenie modułu osiowego:

$$m' = \frac{2a'_w}{q' + z_2} = \frac{2 \cdot 359,4}{10 + 43} = 13,56 \quad (4)$$

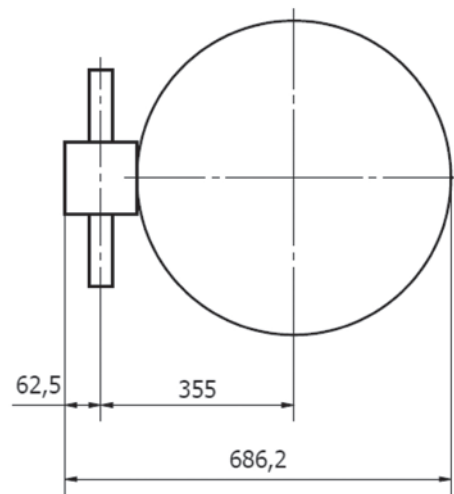
Następnie z normy PN-93/M-88527 dobrano znormalizowaną odległość osi równą 355 mm i wartość modułu równą 12,5, co pozwoliło na wyznaczenie wymiarów przekładni, które przedstawiono na rysunku 7.

Średnica podziałowa ślimaka:

$$d_1 = m \cdot q = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ mm} \quad (5)$$

Średnica podziałowa ślimacznicy:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 12,5 \cdot 43 = 537,3 \text{ mm} \quad (6)$$

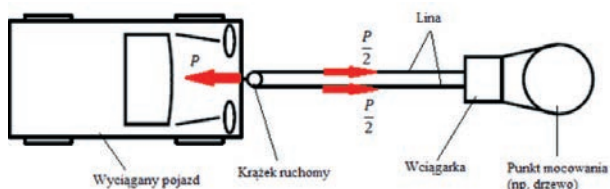


Rys. 7. Początkowo wyznaczone wymiary przekładni

Nie byłoby możliwe swobodne posługiwanie się urządzeniem o tak znacznych wymiarach. Fakt ten wymusił zmianę początkowo przyjętej wartości uciągu na mniejszą. Liczne obliczenia w poszukiwaniu optymalnego rozwiązania, których wyniki przedstawiono w tabeli 1, pozwoliły na zmianę koncepcji na następującą: uciąg nominalny zostanie zmniejszony do 30 kN, a jego zdwojenie będzie możliwe dzięki zastosowaniu wielokrążka. W tym miejscu na myśl nasuwa się dalsze rozwinięcie tejże koncepcji, a mianowicie ograniczenie wymiarów wciągarki, co można osiągnąć przez zmniejszenie momentu na bębnie przy zwielokrotnieniu siły z zastosowaniem wielokrążka. Należy jednak pamiętać o tym, że urządzenie będzie użytkowane w niekorzystnych warunkach, np. w grząskim błocie lub zaroślach, a także, że będzie transportowane w bagażniku samochodu. Zastosowanie wielokrążka z kilkukrotnie przeplecioną liną mogłoby powodować, że w takich warunkach lina, spadając z krążków, plątałaby się i uniemożliwiała swobodne użytkowanie. Na rysunku 8 przedstawiono schemat użytkowania urządzenia.

Tabela 1
Zestawienie parametrów urządzenia
dla różnych założeń początkowych

Przeło- żenie prze- kładni	Wartość momentu na bębnie wciągarki [Nm]	Wartość uciągu [kN]	Gabarytowy wymiar przekładni [mm]	Uwagi
45,0	5160,0	60,0	686,2	–
30,0	2250,0	40,0	547,5	–
22,5	1687,5	60,0	470,0	przełożenie wielokrażka $i_w = 2$
12,0	1125,0	40,0	432,0	przełożenie wielokrażka $i_w = 2$



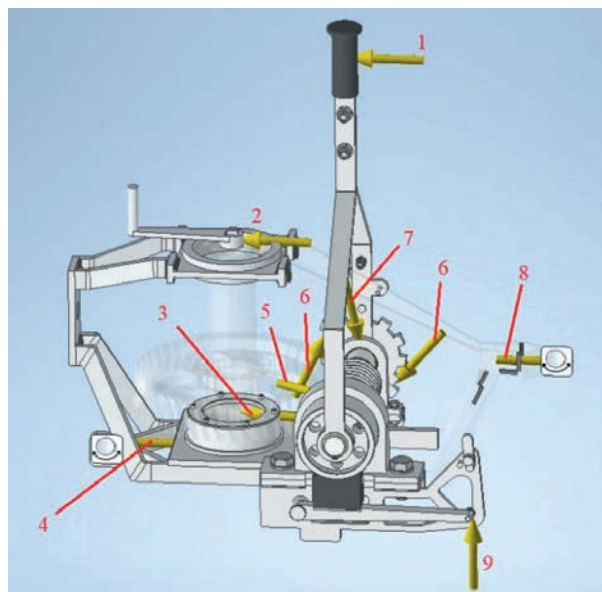
Rys. 8. Schemat użytkowania urządzenia

W przedstawionych w tabeli 1 wartościach można doszukać się niespójności, które wymagają sprostowania. Zmniejszenie przełożenia przekładni o połowę nie spowodowało adekwatnego zmniejszenia momentu na bębnie. Jest to spowodowane następującym faktem: po zmniejszeniu nominalnego uciągu zastosowano linę o mniejszej wytrzymałości i średnicy niż pierwotnie, co wpłynęło na zmianę ramienia, na jakim siła oddziałuje na bęben.

Do sprawdzenia wytrzymałości pozostałych elementów przekładni posłużono się analizami MES przeprowadzonymi w programie Autodesk Inventor Professional 2020. Analizę przeprowadzono dla kompletnego modelu urządzenia wraz ze wszystkimi elementami, uwzględniając wszystkie siły, jakimi jest ono obciążone. Na rysunku 9 przedstawiono obciążenia, jakie zadano w analizie.

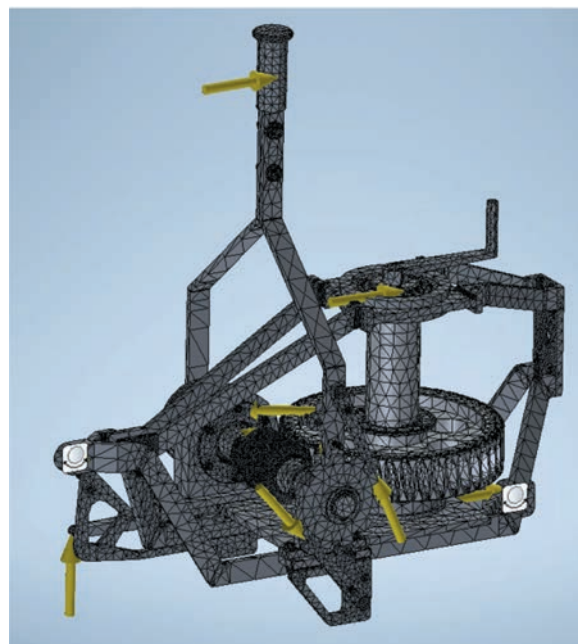
Rysunek 10 przedstawia model z naniesioną siatką elementów skończonych, zadanymi obciążeniami i przyjętym sposobem utwierdzenia. Przyjęto, że urządzenie będzie utwierdzone dwoma wiązaniami sworzniovymi w miejscu mocowania urządzenia do utwierdzenia i w miejscu mocowania liny do urządzenia w przypadku korzystania z wielokrażka. Połączenia między komponentami zostały narzucone automatycznie, a co za tym idzie – wszystkie elementy traktowane są jako związane ze sobą. Przy doborze parametrów materiałowych przyjęto uproszczenie, że wszystkie

elementy są wykonane z tego samego materiału – stali o module Younga $E = 210 \text{ GPa}$, module Kirchhoffa $G = 80 \text{ GPa}$ i współczynniku Poissona $\nu = 0,3$.



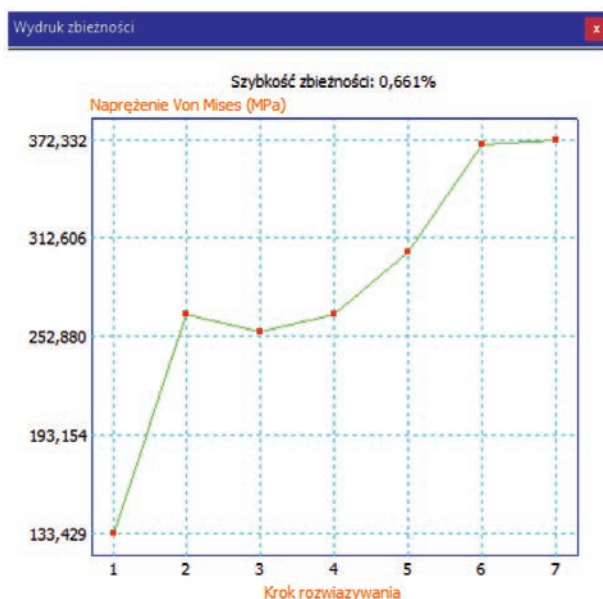
Rys. 9. Obciążenia przyjęte w analizie MES:

- 1 – siła napędzająca dźwignię – 150 N;
- 2, 3 – obciążenie łożyska, zależne od położenia liny na bębnie – w najbardziej niekorzystnym przypadku wyniosło kolejno 28 000 i 30 500 N;
- 4 – siła pochodząca od liny przewleczonej przez wielokrażek – 30 000 N;
- 5 – obciążenie łożyska – 12 500 N;
- 6 – siły w mechanizmie zapadkowym – 1250 N;
- 7 – obciążenie łożyska – 970 N;
- 8 – siła działająca na mocowanie wciągarki do utwierdzenia – 60 000 N;
- 9 – siła działająca na dźwignię hamulca – 290 N



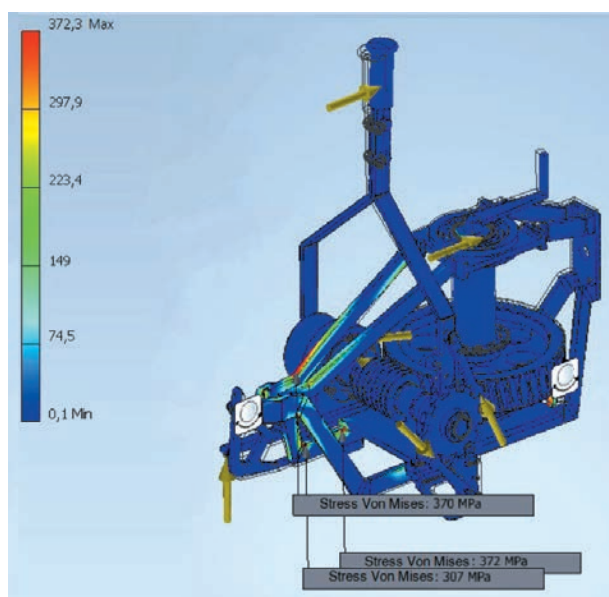
Rys. 10. Model urządzenia z siatką MES i zadanymi obciążeniami

Na rysunku 11 przedstawiono wykresy zbieżności siatki. Liczba elementów siatki wyniosła 579 166, natomiast liczba węzłów – 976 125.



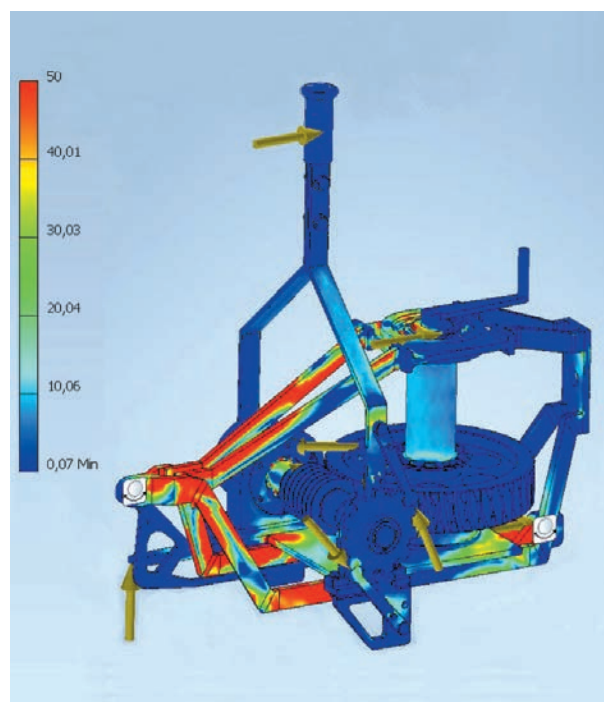
Rys. 11. Wykres zbieżności siatki

Wyniki analizy pozwoliły na zoptymalizowanie kształtu korpusu i wyeliminowanie miejsc koncentracji naprężeń w wyniku usunięcia fragmentów powierzchni nieobciążonych elementów w celu ograniczenia masy i stosowanie promieni zaokrągleń. Na rysunku 12 przedstawiono wyniki przeprowadzonej analizy. Przy konstruowaniu posłużono się również narzędziami do projektowania połączeń śrubowych i wałów dostępnymi w programie Autodesk Inventor Professional 2020.



Rys. 12. Wyniki analizy MES

Na rysunku 13 przedstawiono wyniki analizy z zawężoną skalą naprężeń w celu pokazania ich rozkładu.



Rys. 13. Rozkład naprężeń z zawężoną skalą

Wyżej przedstawiona analiza miała na celu określenie naprężeń występujących w korpusie urządzenia. W celu sprawdzenia wytrzymałości poszczególnych elementów, takich jak np. zapadki mechanizmu zapadkowego, zostały przeprowadzone osobne analizy.

5. PODSUMOWANIE

Końcowym efektem pracy jest urządzenie zapewniające uciąg rzeczywisty (uwzględniający sprawność przekładni) wynoszący ponad 50 kN przy masie urządzenia równej 35 kg. Powszechnie dostępne rozwiązanie o najbardziej zbliżonych parametrach gwarantuje uciąg 30 kN przy masie 46 kg. Przekładnia ślimakowa jest całkowicie zabezpieczona przed zanieczyszczeniami. Mechanizm zapadkowy i hamulec klockowy nie zostały zabezpieczone dodatkowymi osłonami w celu ograniczenia wymiarów i masy, gdyż są to mechanizmy, o których czystość łatwo jest zadbać. Z uwagi na nietypowe rozwiązanie umożliwiające opuszczanie ciężaru projekt ten może stanowić inspirację przy konstruowaniu podobnych urządzeń. Kompletny model 3D urządzenia bez założonej liny przedstawiony został na rysunku 14.



Rys. 14. Model wciągarki

Literatura

- [1] Trusz F.: *Już ponad 40 proc. nowych samochodów w Polsce to SUV-y. Będzie ich jeszcze więcej.* <https://moto.pl/MotoPL/7,88389,26712558,juz-ponad-40-proc-nowych-samochodow-w-polsce-to-suv-y-bedzie.html> [28.11.2021].
- [2] Łobodziński M.: *Zainteresowanie off-roadem rośnie i ceny terenówek także. Nie tylko przez pandemię.* <https://autokult.pl/41203,zainteresowanie-off-roadem-rosnie-i-ceny-terenowek-takze-nie-tylko-przez-pandemie> [28.11.2021].

- [3] *Wciągarka ręczna kifor.* <https://kadimex.pl/produkt/wyciagarka-reczna-kifor/> [11.12.2021].
- [4] *Wciągarka linowa ręczna – kifor 3,2 t.* <http://tynaxtools.pl/289-wyciagarka-linowa-reczna-kifor-32t-20m-liny.html> [5.01.2021]
- [5] *Ręczna manualna wciągarka korbowa z zapadką.* <https://www.hurtowniaprzemyslowa.pl/reczna-manualna-wyciagarka-korbowa-z-zapadka-10-m-do-1200-kg-msw-p-8109.html> [5.01.2020].
- [6] *Wciągarka linowa 4t.* <https://www.mojenarzedzia.pl/wciagarka-linowa-4t-2-tryby-p-247.html> [8.12.2021].
- [7] *Patenty na zakopane auto. Testy Terenwizji.* <https://www.youtube.com/watch?v=cHoNWmzWzrY> [14.04.2021].
- [8] *Taśma do mocowania liny do bębna wciągarki.* <https://dirtyoffroad.pl/pl/p/Tasma-do-mocowania-liny-do-bebna-wyciagarki/30> [7.01.2021].
- [9] Bober T., Zawadzki J.: *Biomechanika układu ruchu człowieka*. BK, Wrocław 2003.
- [10] Kurmaz L.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2011.

dr inż. KRZYSZTOF ZAGÓRSKI

Katedra Systemów Wytwarzania

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

im. Stanisława Staszica

al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

zagkrzys@agh.edu.pl

DANIEL STOMPÓR

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

im. Stanisława Staszica

al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

stompór@student.agh.edu.pl

EDWARD MICHLOWICZ
JERZY WOJCIECHOWSKI

Energy consumption analysis of the main dewatering pumps in underground mines

Mine dewatering is one of the main tasks and problems in the mining sector which do not affect output directly but are necessary for correct mine operations. The main dewatering pumps are located at various levels, but the pumping head is always a few hundred metres underground. The number and operating time of the pumps depends on the water inflow and are specified in the applicable regulations. Due to the capacity and required head, the power demand may well be in excess of 1 MW. Consequently, the correct use of main dewatering pumps, at low energy consumption, is a basic condition of limiting water pumping costs. The analysed pumping station is located at level 500, is equipped with ten $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0.139 \text{ m}^3/\text{s}$) OW-250/8 pumps. The operating time of most pumps exceeds 20 000 h and the energy consumption is from 2.17 to 2.67 kWh/m³ of pumped water. The analysis results and the energy consumption ratios have been compared with the data for new pumps which operate at data sheet parameters (efficiency). This was the basis to evaluate the impact of exceeding the time between repairs on operating parameters and the increase in the operating costs of the main dewatering pumps.

Key words: dewatering pumps, energy consumption, pumping costs

1. INTRODUCTION

Correct operation of underground mines requires a number of actions that, although not directly related to output, are necessary to ensure the output and safety. One of the more important and necessary auxiliary processes is mine dewatering. Mine water is the natural outflow from the rock mass as well as water supplied artificially during the extraction process [1]. The main problem is natural water, as the amount of water flowing from the rock can be from a few to a few dozen cubic metres per minute. The factors affecting the amount of inflowing water and resulting hazards have been described in numerous publications [2, 3]. The amount of inflowing water depends mainly on the hydrological and geomechanical conditions [4]. The impact of random factors on mine water was analysed by Miladinović [5] and Qazizada [6].

The inflowing mine water must be pumped up to the surface to ensure the safety of both employees and mining operations [7–9]. The mine water is removed by an underground mine dewatering system, usually consisting of face, section and main dewatering pumping stations, supported by water galleries [10]. The face and section stations pump the water to galleries and main dewatering pumping stations.

The main dewatering systems in underground mines can be divided into single-stage (from the lowest level to the surface) and cascade (with an intermediate pumping station at a smaller depth). The more widely used are single-stage systems in which the pump units located at the lowest level remove water to the surface through pressure pipelines. The head is often a few hundred metres below ground; hence the main dewatering pumps are multistage. Due to the

pump head and required capacity, the power demand is in the order of megawatts. The main dewatering pumping stations are located near shafts to reduce the length of high-pressure pipelines and facilitate the transport of heavy and bulky pump units. Suggestions for the determination of methods and operating costs of main dewatering pumping stations have been given by Wojciechowski et al. [11].

The requirements for the main dewatering equipment are specified in the *Regulation of the Minister of Energy of 23 November 2016 on detailed requirements for operation of underground mines*. The requirements for the main dewatering pumping stations are given in Section VI: *Machinery, equipment and installations, and buildings of a mining plant*, Chapter 3: *Main dewatering equipment and systems* [12].

The most important requirements from the point of view of the analyses presented in this paper are that the removal of the greatest daily inflow of water must be effected within 20 h, and the minimum number of pumps in the pumping station chamber is calculated according to the formula: $i = 2n + 1$ (n – number of pumps in the unit). The main dewatering system is equipped with at least two pressure pipelines with a total flow capacity which is not less than the total rated capacity of the required number of the installed pumps, at a flow rate not exceeding 3 m/s [13, 14].

2. UNDERGROUND MINE MAIN DEWATERING SYSTEM

The reviewed main dewatering system (Fig. 1) is located in an underground mine at the 500 m level. Multistage pumps are installed in the pumping station chamber near the shaft. The main dewatering pumping station has ten pump units comprising OW250/8 pumps and SCUd134u motors. Each pump unit is connected to two $\varnothing 500$ mm pressure pipelines (Fig. 1) which transport the water to the surface. The water inflow forecast based on the hydrological conditions and the size of underground excavations is $16.83 \text{ m}^3/\text{min}$, giving the daily inflow of $24,235 \text{ m}^3$. The capacity of water galleries in which water is collected is $20,196 \text{ m}^3$. When the pumping is stopped, the water galleries take about 24 h to fill up. A diagram of the examined main dewatering system is presented in Figure 1.

At the forecast mine water inflow, the total capacity of the pumps to comply with the mining regulations is $Q = 20.20 \text{ m}^3/\text{min}$, and the pump head is $H_u = 530 \text{ m}$. The rated capacity of OW250/8 eight-stage pumps is $Q = 8.33 \text{ m}^3/\text{min}$ ($500 \text{ m}^3/\text{h}$) and the head $H_u = 560 \text{ m}$. The requirements specified in the mining regulations are met when two pumps working continuously and the third one working 50 percent of the time. The number of required pumps is seven and the pumping station has ten pumps, meaning that the main dewatering system is overdimensioned.

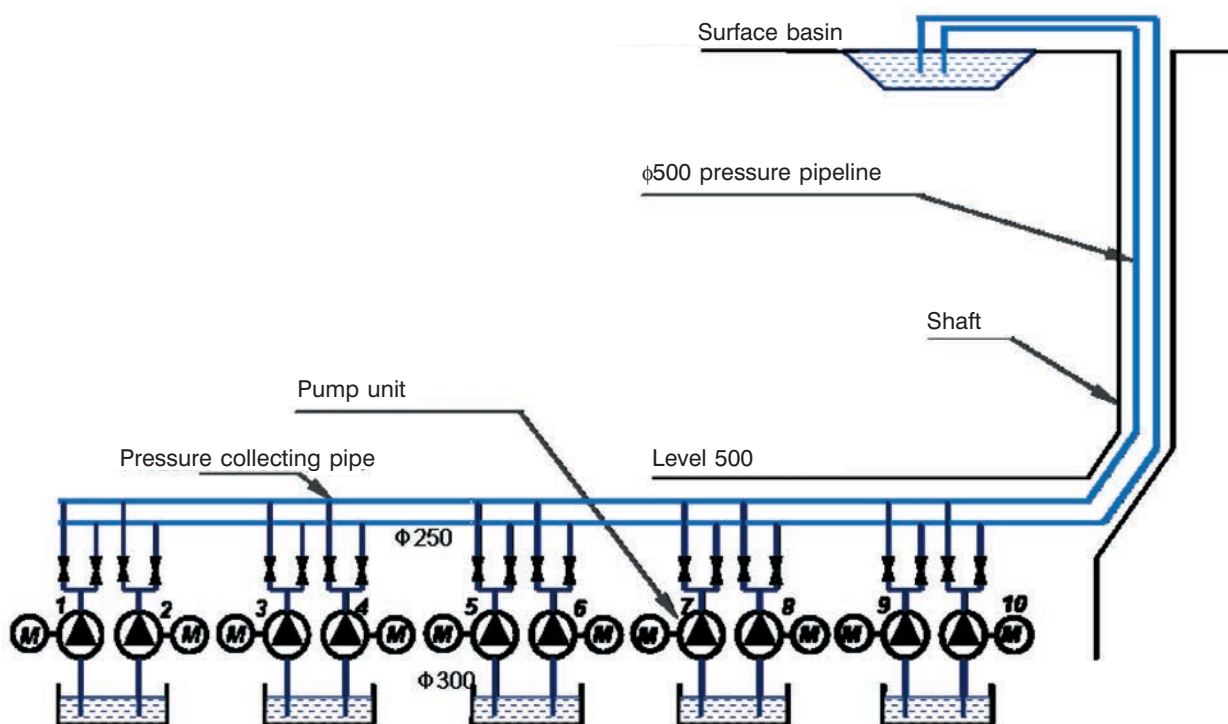


Fig. 1. Main dewatering system diagram

The OW250 stationary, horizontal multistage pumps are manufactured by the Powen – Wafapomp S.A. Group in Zabrze (Silesia, southern Poland). They are used for mine dewatering and the pumping of slightly mechanically polluted and saline water. They can pump water up to 800 m and are of a robust design suitable for the adverse operating conditions typical in underground mines.

The water inflowing to the pumping station is heavily mechanically polluted, hence prior to being fed to the pump wells it is purified in sedimentation tanks to remove the largest mechanical pollutants. The pumped water is very saline (conductivity from 5.35 to 9.18 mS/cm) and polluted with very fine suspensions (grain size from 9.6 to 11.9 μm).

3. PERFORMANCE OF THE PUMP UNITS

The measurements were made in the main dewatering pumping station at the level of 500 m to determine the pump flow performance: water stream in the main collecting pipeline, pressure in the suction port and delivery port and electric power of the motors [15]. Figure 2 shows an example of a pump unit (No. 2 – SCDdm 134u, engine, OW-250AM / 8, pump).



Fig. 2. Pump unit no. 2

The speeds in the suction port and delivery port were calculated using the water volumetric stream and the ports cross section area:

$$c = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (2)$$

c – average water speed in ports [m/s],

$\dot{Q}$ – water volumetric stream [m^3/s],

A – cross section area [m^2].

The stream was measured using a FlowKat 200 flowmeter, pressure using dial pressure gauges, negative pressure using a 0–(–)0.1 MPa vacuum gauge, and pressure at delivery using 0–8 MPa pressure gauges. The power consumption was measured with a SENTRON PAC3200 analyser. The pumps were choked by means of gate valves installed in the pipelines connecting the pumps with the main collecting pipe. The measurements were made after the flow had stabilised.

The effective head H_u was determined using the relationship:

$$H_u = \frac{p_t - p_s}{\rho g} + \frac{c_t^2 - p_s^2}{2g} + \Delta h_m \quad (1)$$

where:

p_s, p_t – pressure in the suction port and delivery port [Pa],

c_s, c_t – water speed in the suction port and delivery port [m/s],

ρ – liquid density [kg/m^3],

Δh_m – height difference between the pressure gauge at the suction port and the pressure gauge at the delivery port [m].

The effective power (i.e. the power transmitted to the stream of pumped water) is determined using the relationship:

$$P_u = \rho g H_u \dot{Q} \quad (3)$$

The pump unit efficiency is in relation to the power fed to electric motors:

$$\eta_{zp} = \frac{P_u}{P_{el}} = \frac{\rho g H_u \dot{Q}}{P_{el}} \quad (4)$$

The pump shaft power was determined taking into account the motor efficiency. The constant motor efficiency was used ($\eta_{sel} = 0.93$).

Pump shaft power:

$$P_m = \eta_{sel} P_{el} \quad (5)$$

Pump efficiency:

$$\eta_p = \frac{P_u}{P_m} = \frac{\eta_{zp}}{\eta_{sel}} \quad (6)$$

Relationships (1)–(6) were used to calculate the flow performance of the pumps.

The performance of all the pumps was determined during the measurements. The pumps were choked in a small range of their capacity because the main dewatering pumps are operated at maximum capacity. The paper presents the performance of only two pumps: pump 1 – which has been recently overhauled, and pump 10 – with the highest degree of wear.

In order to evaluate the pump condition, the figures also include the pump data sheet performance in terms of the measured parameters.

Figures 3–4 present the performance of pump 1. During the measurements, pump 1 worked about

3,340 operating hours after the overhaul, so the performance deviations from the data sheet values are significantly less in comparison with the pumps that had clocked over 20,000 operating hours. The pump efficiency is lower than the data sheet value by approximately 8% at the 8 m³/min capacity to 14% at the 4.5 m³/min capacity.

The performance of pump 10 is presented in Figures 5–7. Pump 10 has the highest degree of wear in the examined pumping station.

The operating time of pump 10 was about 32,000 h. The long operating time particularly strongly reflects the pump performance. The pump efficiency was reduced by about 27% in comparison with the data sheet value. The energy consumption increased by the same degree.

The character of the operation of the main dewatering pumps leads to the fact that only heads which are minimally dependent on choking are effective. A decisive role is played by the geometrical head; in the pumping station it is $H_g = 489$ m. The pressure increase in the pump due to flow resistance is relatively low (2.0–9.5%, average about 5%) in relation to the geometrical head.

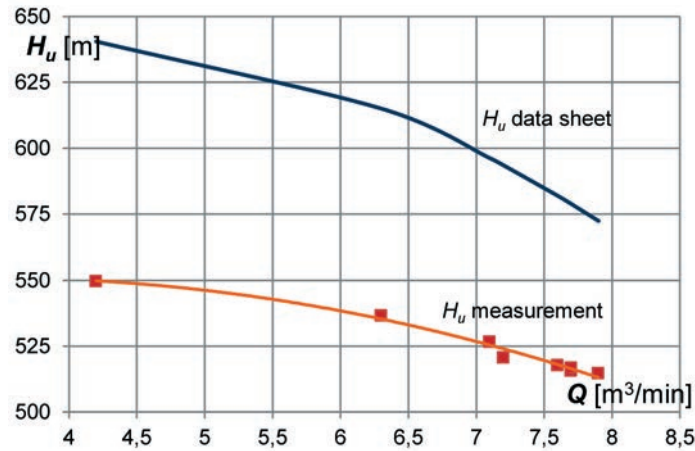


Fig. 3. Flow performance of pump 1 OW250/8

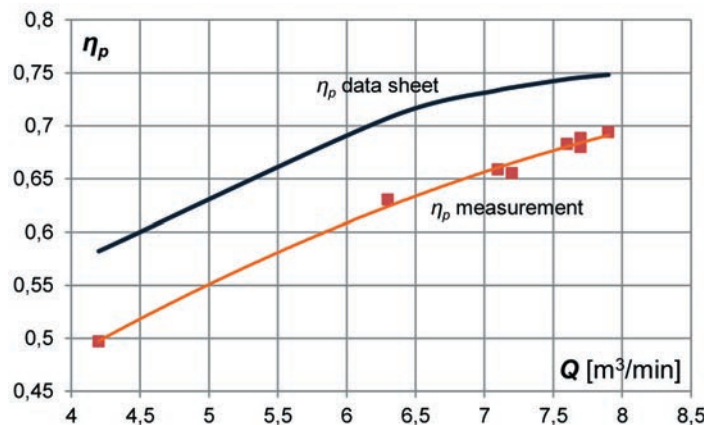


Fig. 4. Efficiency of pump 1 OW250/8

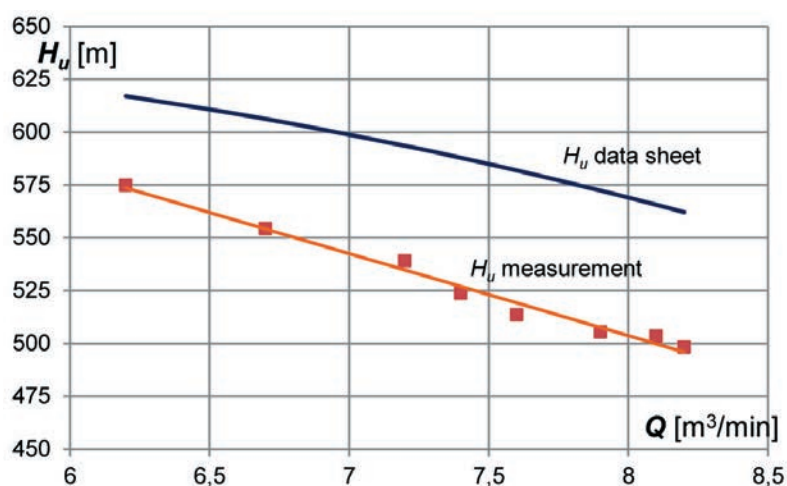


Fig. 5. Flow performance of pump 10 OW250/8

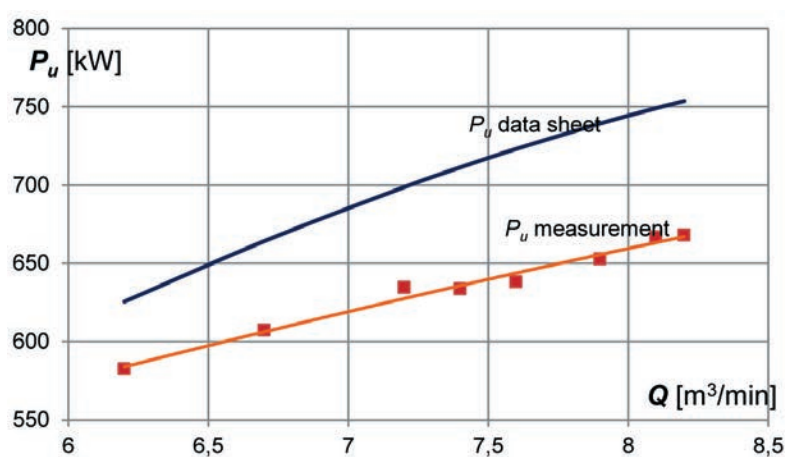


Fig. 6. Effective power of pump 10 OW250/8

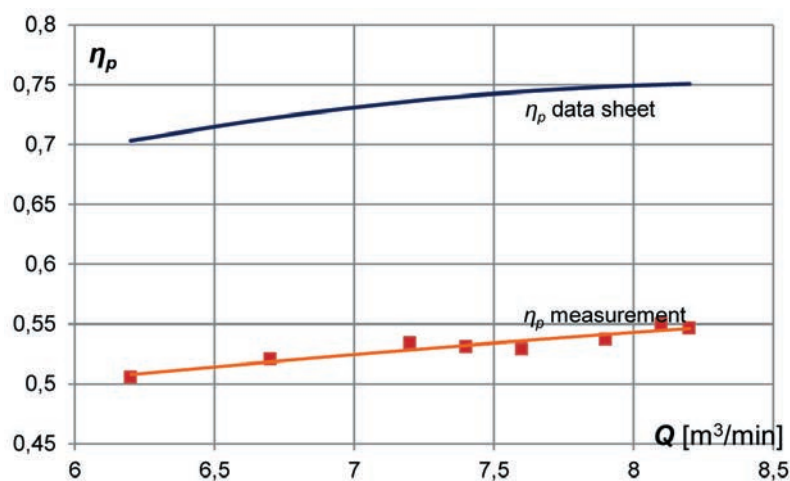


Fig. 7. Efficiency of pump 10 OW250/8

Such operational characteristics make pump operating parameters minimally dependent on choking. A distinct pump choking effect appears only when the gate valve is closed to a significant degree. Consequently, the pump operation measurements include narrow ranges for the pump capacity changes.

4. OPERATING INDICATORS OF THE MAIN DEWATERING PUMPS

The main dewatering pumps run at a maximum capacity that is achievable for the pump system, i.e. geometrical pumping head and flow resistance in pipelines.

The choking regulation is not used due to energy losses. Therefore, the evaluation and analysis of pump operation and energy consumption only requires determination of relevant indices for the maximum capacity operation.

The efficiency, energy consumption and pumping unit cost indices were determined for the examined pump units and the results are presented in Table 1.

Table 1 also includes the relative pump head expressed as a ratio of effective head at actual conditions H_u to the data sheet head H_{uk} at the same flow. This fraction can be interpreted as a measure of the correct selection of a pump to lift the water to the required height. The calculated H_u/H_{uk} ratios allow the

statement that the pumps have been selected correctly for the requirements. The H_u/H_{uk} ratio of 0.92 for the examined pumping station indicates a slight overdimensioning of the pump system.

The ratio of pump efficiency η_p to the data sheet efficiency η_{pk} at a specified water stream can be considered a measure of the pump's condition. The lower value of this ratio indicates a poorer pump condition. In the examined pumps, the η_p/η_{pk} ratio is in a wide range. For pumps 1 and 3 it is above 0.90, and for pump 10 only 0.73. The condition of the pumps with a ratio below 0.80 can be considered unsatisfactory. The average value for all pumps in the pumping station is $\eta_p/\eta_{pk} = 0.82$.

Table 1
Operating parameters of the OW250/8 pumps at maximum capacity

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	Average
Volumetric stream Q [m³/min]	7.9	8.1	9.2	8.1	8.5	8.4	8.0	9.2	7.6	8.2	8.3
Effective head H_u [m]	514.7	523.6	535.1	508.8	516.4	513.9	498.2	514.0	503.3	498.2	512.6
Relative head H_u/H_{uk} [–]	0.90	0.93	1.0	0.90	0.94	0.93	0.87	0.98	0.86	0.87	0.92
Electrical power P_{el} [kW]	1030	1214	1200	1195	1263	1275	1266	1399	1137	1314	1229
Pump efficiency η_p [–]	0.694	0.614	0.721	0.615	0.613	0.595	0.553	0.594	0.591	0.547	0.614
Relative pump efficiency η_p/η_{pk} [–]	0.93	0.82	0.97	0.82	0.81	0.79	0.74	0.80	0.79	0.73	0.82
Energy consumption q_p [kWh/m³]	2.173	2.498	2.174	2.459	2.476	2.530	2.638	2.534	2.493	2.671	2.465
Water pumping cost q_E [PLN/1000 m³]	1012	1163	1012	1145	1153	1178	1228	1180	1161	1244	1148
Pump operating time $\Delta\tau$ [h]	3336	12,032	757	21,000	24,000	29,017	24,015	6015	23,473	32,041	17,569

P1, P2,..., P10 – pump unit number

Table 1 also includes indices of pump energy consumption q_p and water pumping costs q_E . The q_p index is the amount of electrical energy in kWh necessary to pump 1 m³ of water. The q_E index is the pumping cost of 1,000 m³ at the price of PLN 465.70/MWh (September 2021, ca. fi100/MWh).

The energy consumption of the water pumping process was $q_p = 2.173\text{--}2.671$ kWh/m³, the mean value is $q_p = 2.465$ kWh/m³. The cost of pumping 1000 m³ of water is $q_E = \text{PLN } 1012\text{--}1244/1000$ m³, the mean value is $q_E = \text{PLN } 1148/1000$ m³. The energy consumption of the water pumping process is also shown in Figure 8, where the red line marks the average value

for the main dewatering pumping station. The table includes the operating times of the individual pumps. The analysis of quality indices shows the impact of operating time on the pump condition and energy consumption.

Figure 9 shows the relationship between the operating time and energy consumption.

Obviously, the energy consumption curve is reciprocal to the efficiency curve, as shorter operating times correspond to lower energy consumption. The deterioration of the pump's technical condition caused by wear and tear causes an increased demand for the electrical energy needed to pump 1 m³ of water.

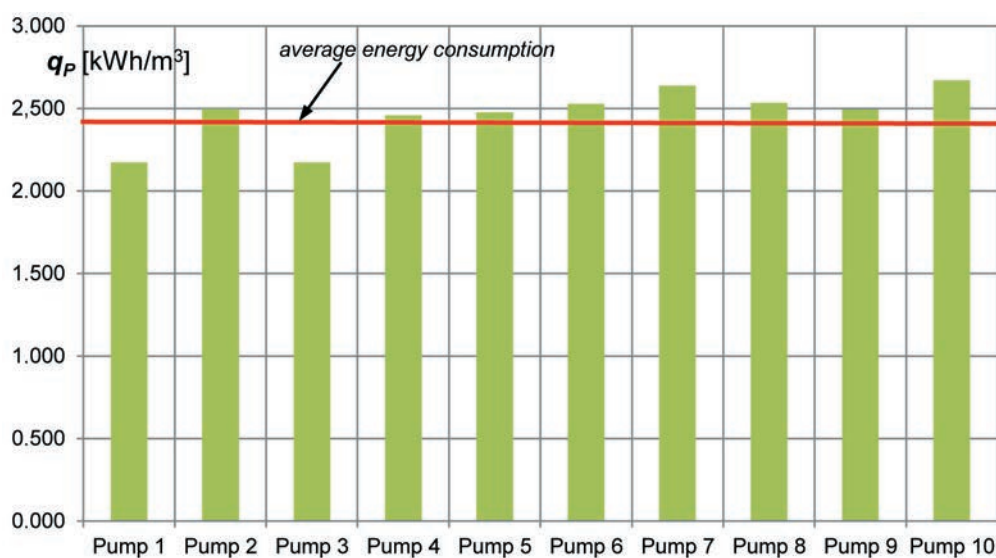


Fig. 8. Energy consumption of the water pumping process

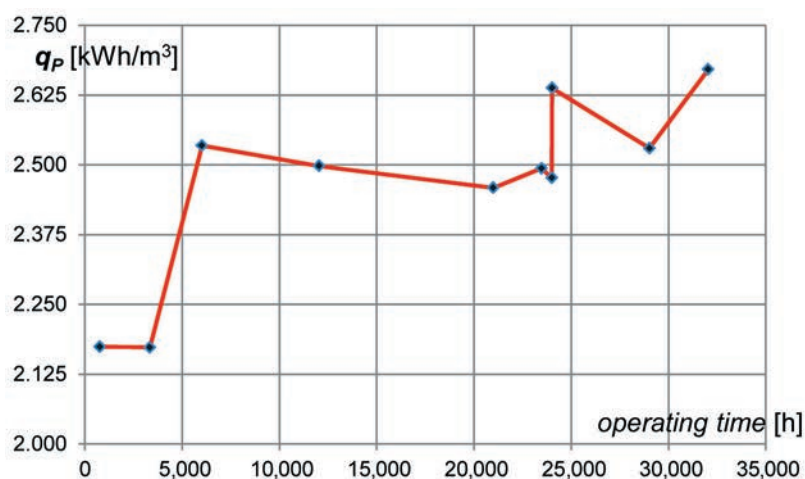


Fig. 9. Energy consumption vs. operating time

5. SUMMARY

The examined main dewatering pumping station (located at a depth of 500 m) has nine pump units. According to mining regulations, the required number of pumps to pump out the water inflow is 7.25 pump units – totalling 20.20 m³/min in capacity – should be in continuous operation.

The measurement results and the calculated performance and quality indices indicate the unsatisfactory or poor condition of most of the pumps. This is the result of long pump operating times without overhauls (6 pumps in excess of 20,000 hours. Water with mechanical pollutants and high salinity significantly increases the erosion wear of impellers and other pump parts. Most pumps have an efficiency 20% lower than the data sheet efficiency of new pumps. Such low efficiency obviously causes an increase in energy

consumption and unit water pumping costs. It can be said that the energy consumption and water pumping costs increase to the same degree as the efficiency is reduced, that is ca. 20%.

The overhauled pumps (Nos. 1 and 3) feature better performance and operating indicators, which proves the need for an adequate maintenance and repair policy.

The condition of the pumps in the main dewatering pumping station must be considered unsatisfactory. The pumping station has high indices of both energy consumption and operating costs.

References

- [1] Inung A., Adnyano A., Bagaskoro M.: *Technical study of mine dewatering system in coal mining*. PROMINE 2020, 1: 28–33.
- [2] Gonet A., Stryczek S., Brudnik K.: *Causes and Consequences of Water Flux on the Example of Transverse Heading Mina in the Salt Mine "Wieliczka"*. Archives of Mining Sciences 2012, 57: 323–334.

- [3] Bukowski P.: *Evaluation of Water Hazard in Hard Coal Mines in Changing Conditions of Functioning of Mining Industry in Upper Silesian Coal Basin – USCB (Poland)*. Archives of Mining Sciences 2015, 60, 2: 455–475.
- [4] Rybicki Cz., Dubiel S., Blicharski J., Falkowicz S.: *Water Inflow Prognosis for the Gas Wells*. Archives of Mining Sciences 2006, 51, 2: 241–251.
- [5] Miladinović B., Ristić Vakanjac V., Bukumirović D., Dragišić V., Vakanjac B.: *Simulation of Mine Water Inflow: Case Study of the Štavalj Coal Mine (Southwestern Serbia)*. Archives of Mining Sciences 2015, 60, 4: 955–969.
- [6] Qazizada M.E., Pivarčiová E.: *Reliability of parallel and serial centrifugal pumps for dewatering in mining process*. Acta Montanistica Slovaca 2018; 23(2): 141–152.
- [7] Chen T., Riley C., Van Hentenryck P., Guikema S.: *Optimizing inspection routes in pipeline networks*. Reliability Engineering & System Safety 2020, 195: 106700.
- [8] Hancock S., Wolkersdorfer C.: *Renewed demands for mine water management*. Mine Water Environ 2012, 31(2): 147–158.
- [9] Zhang C., Zhang Y.: *Common cause and load-sharing failures-based reliability analysis for parallel systems*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2020, 22(1): 26–34.
- [10] Matysik A.: *Odwadnianie kopalń podziemnych*. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2002.
- [11] Wojciechowski J., Mikoś M., Ptak J.: *Zastosowanie modelowania matematycznego do komputerowych obliczeń systemu głównego odwadniania kopalni*. Pompy. Pompownie 2006, 1(120): 26–30.
- [12] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. 2017, poz. 1118.
- [13] Jędrał W.: *Pompy wirowe*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2014.
- [14] Wilk S., Golec K., Wilk A.: *Wirowe pompy stacjonarne, podręcznik doboru, instalowania i eksploatacji*. Zakład Mechaniki Przemysłowej ZAMEP Sp. z o.o., Gliwice 2015.
- [15] Szymański Z.: *Nowoczesne metody sterowania i badań diagnostycznych kopalnianych pomp głównego odwadniania*. Napędy i Sterowanie 2013, 2: 54–61.

EDWARD MICHLOWICZ, Prof.
 JERZY WOJCIECHOWSKI, Ph.D., Eng.
 AGH University of Science and Technology
 al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
 {michlowi, jwojcie}@agh.edu.pl

EDWARD MICHLOWICZ
JERZY WOJCIECHOWSKI

Analiza energochłonności pomp głównego odwadniania kopalń podziemnych

Odwadnianie kopalń należy do głównych zadań i problemów eksploatacji w górnictwie, które nie wpływają bezpośrednio na wydobywanie, jednak stanowi nieodzowną działalność dla prawidłowej eksploatacji kopalń. Pompownie głównego odwadniania w kopalniach znajdują się na różnych poziomach, ale zawsze wysokość pompowania wynosi kilkaset metrów. Liczba pomp oraz czas ich pracy zależą od wielkości dopływów wód i jednoznacznie wynikają z przepisów. Ze względu na wydajność i wymaganą wysokość podnoszenia zapotrzebowanie mocy może znacznie przekraczać 1 MW. Dlatego prawidłowa eksploatacja pomp głównego odwadniania, przy niskiej energochłonności, stanowi podstawowy warunek ograniczenia kosztów wypompowania wody. Analizowana pompownia znajduje się na poziomie 500, jest wyposażona w dziesięć pomp OW-250/8 o wydajności $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,139 \text{ m}^3/\text{s}$). Czas eksploatacji większości pomp przekracza 20 tysięcy godzin, co powoduje, że energochłonność wynosi od 2,17 do 2,67 kWh/m³ wypompowanej wody. Wyniki przeprowadzonej analizy eksploatacyjnej i wartości wskaźników określających energochłonność odniesiono do wskaźników dla nowych pomp pracujących z parametrami (sprawność) katalogowymi. Na tej podstawie oceniono wpływ przekroczenia czasów między remontami na parametry eksploatacyjne i zwiększenie kosztów eksploatacji pomp głównego odwadniania.

Słowa kluczowe: charakterystyki pomp, energochłonność, koszty pompowania

1. WPROWADZENIE

Do prawidłowego eksploataowania kopalń podziemnych potrzebnych jest szereg działań, które nie są bezpośrednio związane z wydobywaniem, ale są niezbędne dla jego realizacji i bezpieczeństwa. Jednym z ważniejszych procesów pomocniczych jest odwadnianie kopalń. Wody kopalniane mogą być pochodzenia naturalnego (wypływające z górotworu) oraz być sztucznie doprowadzane w wyniku realizacji procesu wydobywania [1]. Podstawowy problem stanowią wody pochodzenia naturalnego, ilość dopływającej wody ze skał może wynosić od kilku do kilkudziesięciu metrów sześciennych na minutę. Czynniki wpływające na ilość dopływającej wody oraz zagrożenia stąd wynikające są opisane w wielu pracach [2, 3]. Ilość dopływającej wody zależy przede wszystkim od warunków hydrologicznych i geomechanicznych [4]. Wpływ czynników losowych na dopływ wód kopalnianych jest analizowany przez Miladinovića [5] i Qazizada [6]. Dopływające wody kopalniane ze względów bezpie-

czeństwa ludzi i eksploatacji złóż muszą być wypompowane na powierzchnię [7–9]. Zadanie wypompowania wód kopalnianych jest realizowane przez system odwadniania kopalni głębinowej [10]. W systemie odwadniania kopalni można wyróżnić pompownie przodkowe, oddziałowe i głównego odwadniania – ich funkcjonowanie jest uzupełniane przez chodniki wodne. Zadaniem pompowni przodkowych i oddziałowych jest doprowadzenie wód kopalnianych do chodników wodnych i pompowni głównego odwadniania.

Systemy głównego odwadniania kopalń podziemnych można podzielić na jednostopniowe (z najniższego poziomu na powierzchnię) i kaskadowe (z wykorzystaniem pompowni pośredniej na mniejszej głębokości). Częściej spotykane są systemy jednostopniowe, czyli układy, gdzie zespoły pompowe znajdują się na najniższym poziomie wydobywczym i za pomocą rurociągów wysokociśnieniowych woda jest transportowana na powierzchnię. Wysokość pompowania często wynosi kilkaset metrów, dlatego pompy głównego odwadniania są pompami wielostopniowymi. Wysokość

pompowania i wymagana wydajność pomp powodują, że zapotrzebowanie mocy do ich zasilania jest liczone w megawatach. Pompownie głównego odwadniania umieszczane są w pobliżu szybów, co umożliwia skrócenie wysokociśnieniowych rurociągów tłocznych oraz ułatwia transport maszyn i wielkogabarytowych zespołów pompowych. Propozycja określenia sposobów i kosztów eksploatacji pompowni głównego odwadniania kopalń podziemnych jest przedstawiona w pracy Wojciechowskiego i in. [11].

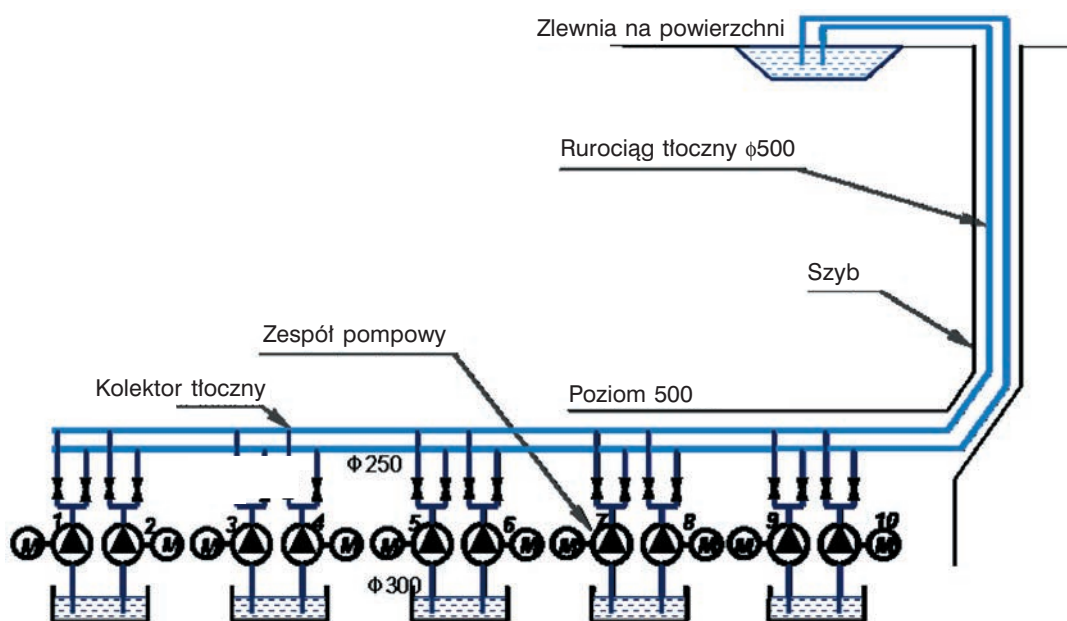
Wymagania w stosunku do urządzeń głównego odwadniania podlegają regulacjom zawartym w *Rozporządzeniu Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Wymagania, które muszą spełniać pompownie głównego odwadniania, są określone w Dziale VI: *Maszyny, urządzenia i instalacje oraz obiekty budowlane zakładu górniczego*, Rozdział 3: *Urządzenia i układy głównego odwadniania* [12].

Dla przeprowadzanych w pracy analiz najistotniejsze są wymagania, które stwierdzają, że odprowadzenie najwyższego dobowego dopływu wody musi być zrealizowane w czasie nie dłuższym niż 20 godzin; minimalną liczbę pomp w komorze pompowni głównego odwadniania oblicza się według wzoru: $i = 2n + 1$ (n – liczba pomp w zespole). System głównego odwadniania wyposaża się w co najmniej dwa tłoczne rurociągi o łącznej przepustowości nie mniejszej niż łączna wydajność znamionowa wymaganej liczby zainstalowanych pomp przy prędkości przepływu nie większej niż 3 m/s [13, 14].

2. SYSTEM GŁÓWNEGO ODWADNIANIA KOPALNI PODZIEMNEJ

Analizowany system głównego odwadniania (rys. 1) w kopalni podziemnej znajduje się na poziomie 500 m. Wielostopniowe pompy zainstalowane są w komorze pompowni w pobliżu szybu. W pompowni głównego odwadniania zainstalowanych jest dziesięć zespołów pompowych składających się z pomp OW250/8 i silników SCUd134u. Każdy zespół pompowy podłączony jest do dwóch rurociągów tłocznych o średnicach 500 mm (rys. 1), którymi woda pompowana jest na powierzchnię. Na podstawie warunków hydrologicznych i wielkości podziemnych wyrobisk prognozowany dopływ wody wynosi $16,83 \text{ m}^3/\text{min}$, przy tym natężeniu strumienia wody dobowy dopływ jest równy $24\,235 \text{ m}^3$. Pojemność chodników wodnych, w których gromadzona jest woda, wynosi $20\,196 \text{ m}^3$. W przypadku zaprzestania pompowania wody czas napełnienia chodników wodnych wynosi około 24 godzin. Schemat badanego systemu głównego odwadniania znajduje się na rysunku 1.

Przy prognozowanym dopływie wód kopalnianych wymagana całkowita wydajność pomp, spełniająca ograniczenia przepisów górniczych, wynosi $Q = 20,20 \text{ m}^3/\text{min}$, natomiast wysokość podnoszenia pompy $H_u = 530 \text{ m}$. Zainstalowane w pompowni ośmiostopniowe pompy OW250/8 mają wydajność znamionową $Q = 8,33 \text{ m}^3/\text{min}$ ($500 \text{ m}^3/\text{h}$) i wysokość podnoszenia $H_u = 560 \text{ m}$. Wymagania określone przepisami górniczymi są spełnione przy ciągłej pracy dwóch pomp i trzeciej pracującej przez połowę czasu. Liczba wymaganych pomp wynosi siedem. W pompowni jest dziesięć zespołów pompowych, czyli analizowany układ głównego odwadniania jest przewymiarowany.



Rys. 1. Schemat systemu głównego odwadniania

Pompy typu OW250 są produkowane przez Grupę Powen – Wafapomp SA. Zabrze. Pompy typu OW są stacjonarnymi, poziomymi urządzeniami wielostopniowymi. Przeznaczone są do odwadniania kopalń głębinowych i pompowania wód lekko zanieczyszczonych mechanicznie i zasolonych. Mogą podnosić wodę do 800 m. Cechują się solidną konstrukcją przystosowaną do niekorzystnych warunków eksploatacyjnych typowych dla odwadniania kopalń.

Wody dopływające do pompowni są silnie zanieczyszczone mechanicznie, dlatego przed doprowadzeniem ich do studni pomp poddaje się je oczyszczeniu w osadnikach. W osadnikach z wody usuwane są największe frakcje zanieczyszczeń mechanicznych. Pompowana woda jest silnie zasolona (przewodnictwo właściwe mieści się w przedziale od 5,35 do 9,18 mS/cm) oraz zanieczyszczona zawiesinami o bardzo drobnym uziarnieniu w granicach 9,6–11,9 μm .

3. CHARAKTERYSTYKI ZESPOŁÓW POMPOWYCH

W pompowni głównego odwadniania na poziomie 500 m zrealizowano pomiary, które były niezbędne do wykonania charakterystyk przepływowych pomp. Mierzono: strumień wody w kolektorze głównym, ciś-

nienia w króćcu ssawnym i tłocznym oraz moc elektryczną zasilającą silniki [15]. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy zespół pompowy (nr 2 – silnik typu SCDdm 134u, pompa typu OW-250AM/8).

Do pomiarów strumienia wykorzystano przepływomierz ultradźwiękowy FlowKat 200. Ciśnienia były mierzone za pomocą manometrów tarczowych. Podciśnienie za pomocą wakuometru o zakresie 0–(–)0,1 MPa; ciśnienie na tłoczeniu za pomocą manometrów o zakresie pomiarowym 0–8 MPa. Pobór mocy elektrycznej był mierzony analizatorem SENTRON PAC3200. Dławnienie pomp odbywało się za pomocą zasuw, które zainstalowane są w rurociągach łączących pompy z głównym kolektorem. Pomiary były robione po ustaleniu się warunków przepływu.

Użyteczną wysokość podnoszenia H_u wyznaczono z zależności:

$$H_u = \frac{p_t - p_s}{\rho g} + \frac{c_t^2 - p_s^2}{\rho g} + \Delta h_m \quad (1)$$

gdzie:

- p_s, p_t – ciśnienie w króćcu ssawnym i tłocznym [Pa],
- c_s, c_t – prędkość wody w króćcu ssawnym i tłocznym [m/s],
- ρ – gęstość cieczy [kg/m^3],
- Δh_m – wysokość przewyższenia manometru na tłoczeniu względem manometru na ssaniu [m].



Rys. 2. Zespół pompowy nr 2

Prędkości w króćcu ssawnym i tłocznym obliczono z wykorzystaniem strumienia objętości wody i pola przekroju króćców:

$$c = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (2)$$

- c – średnia prędkość wody w króćcach [m/s],
- $\dot{Q}$ – strumień objętości wody [m^3/s],
- A – pole przekroju [m^2].

Moc użyteczna, czyli przekazana do strumienia pompowanej wody, jest określana z zależności:

$$P_u = \rho g H_u \dot{Q} \quad (3)$$

Sprawnność zespołu pompowego jest odniesiona do mocy doprowadzanej do silników elektrycznych:

$$\eta_{zp} = \frac{P_u}{P_{el}} = \frac{\rho g H_u \dot{Q}}{P_{el}} \quad (4)$$

Moc na wale pompy wyznaczono z uwzględnieniem sprawności silnika elektrycznego. Założono stałą wartość sprawności silnika ($\eta_{sel} = 0,93$).

Moc na wale pompy:

$$P_m = \eta_{sel} P_{el} \quad (5)$$

Sprawność pompy:

$$\eta_p = \frac{P_u}{P_m} = \frac{\eta_{zp}}{\eta_{sel}} \quad (6)$$

Zależności (1)–(6) zostały wykorzystane do obliczenia charakterystyk przepływowych pomp.

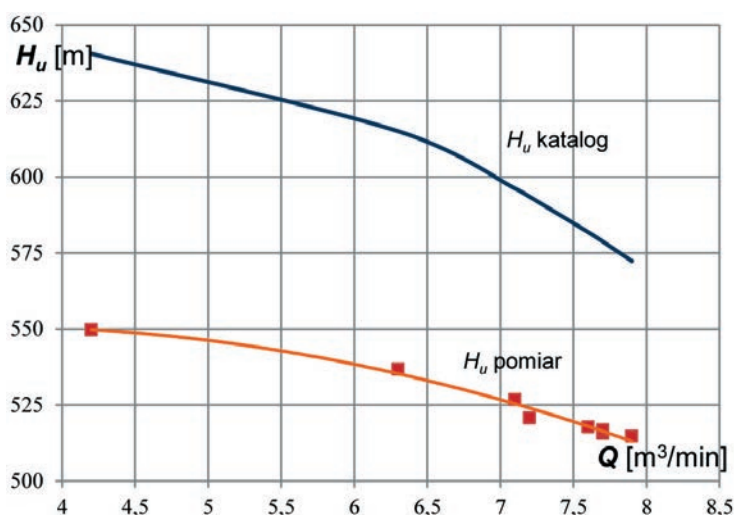
W czasie pomiarów wyznaczono charakterystyki wszystkich pomp. Pompy dławiono w niewielkim przedziale zmian ich wydajności. Postępowano tak z tego względu, że pompy głównego odwadniania są eksploatowane przy maksymalnej wydajności. W pracy przedstawiono charakterystyki tylko dwóch pomp: pompy nr 1, która była po przeprowadzonym remoncie oraz pompy nr 10, która jest najbardziej wyeksploatowana. W celu oceny stanu pomp na rysunkach

naniesione są również fragmenty katalogowych charakterystyk w zakresie mierzonych zmian wydajności pomp.

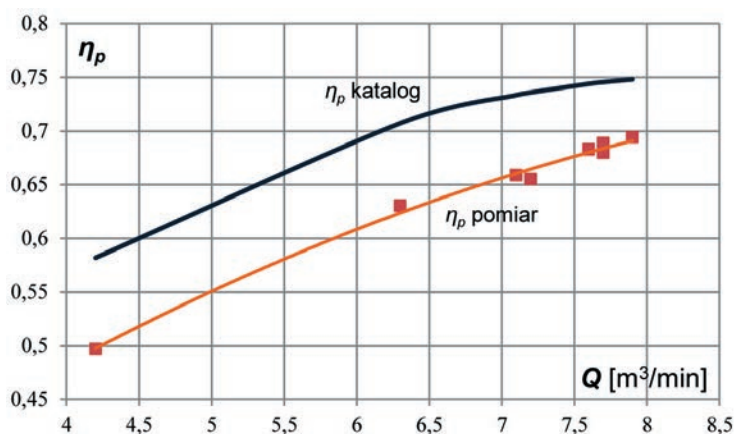
Na rysunkach 3 i 4 znajdują się charakterystyki pompy nr 1. Pompa nr 1 w okresie pomiarów pracowała po remoncie około 3340 godzin. Dzięki temu uzyskane charakterystyki znacznie mniej odbiegają od charakterystyk katalogowych w porównaniu z charakterystykami pomp, które eksploatowano powyżej 20 000 godzin. Sprawność tej pompy jest mniejsza od sprawności katalogowej od około 8% przy wydajności $8 \text{ m}^3/\text{min}$ do 14% przy wydajności $4,5 \text{ m}^3/\text{min}$.

Czas eksploatacji badanej pompy nr 10 wynosił około 32 000 godzin. Długi okres eksploatacji szczególnie mocno odzwierciedla przebieg charakterystyki sprawności pompy. Sprawność pompy w porównaniu ze sprawnością katalogową obniżyła się o około 27%. W takim samym stopniu zwiększyła się energochłonność tego zespołu pompowego.

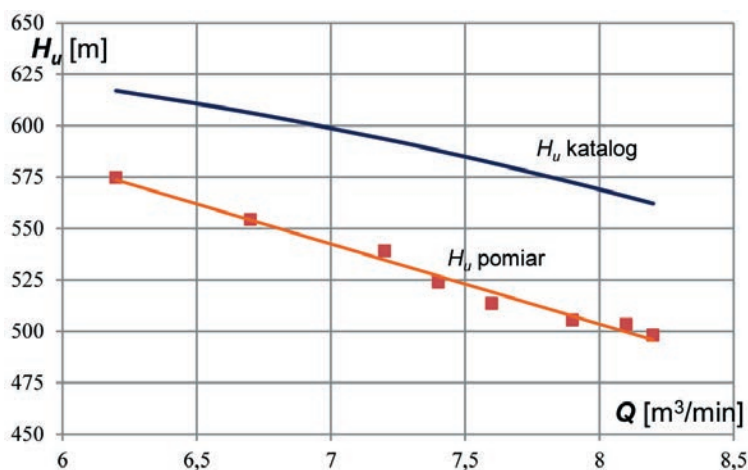
Charakterystyki pompy nr 10 zamieszczono na rysunkach 5–7. Jest to pompa najbardziej wyeksploatowana w badanej pompowni.



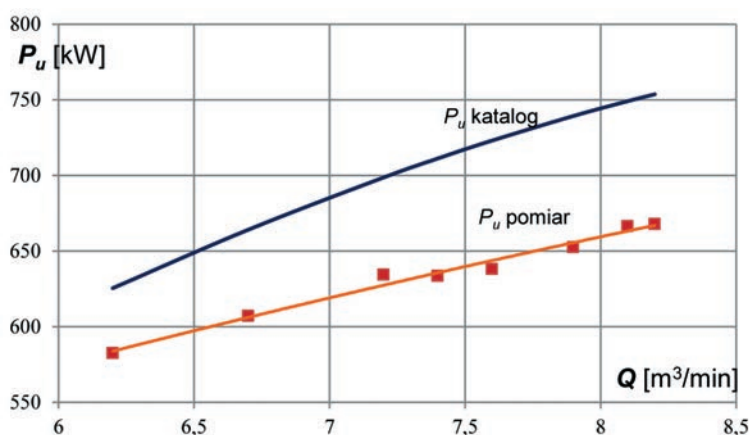
Rys. 3. Charakterystyka przepływu pompy nr 1 OW250/8



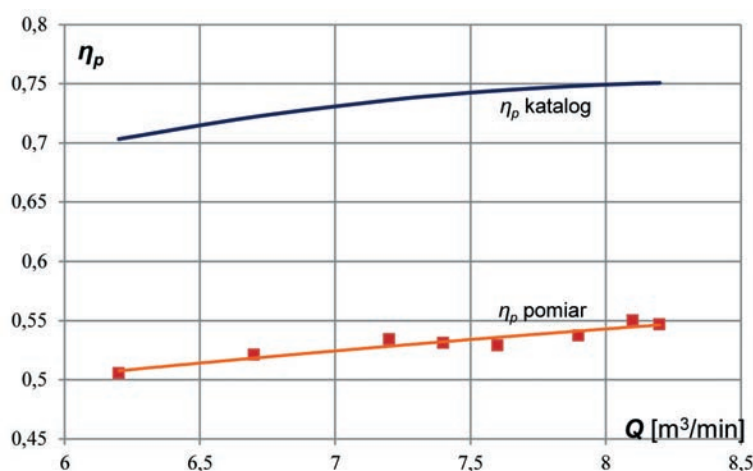
Rys. 4. Charakterystyka sprawności pompy nr 1 OW250/8



Rys. 5. Charakterystyka przepływu pompy nr 10 OW250/8



Rys. 6. Charakterystyka mocy użytecznej pompy nr 10 OW250/8



Rys. 7. Charakterystyka sprawności pompy nr 10 OW250/8

Charakter pracy pomp głównego odwadniania powoduje, że charakterystyka użytecznej wysokości podnoszenia w minimalnym stopniu zależy od dławienia. Decydującą rolę odgrywa geometryczna wysokość podnoszenia. Dla pompowni wynosi ona $H_g = 489$ m. Przyrost ciśnienia w pompie zależy od oporów przepływu jest stosunkowo niewielki – wynosi on kilka procent

(2,0–9,5%, średnio około 5%) w odniesieniu do geometrycznej wysokości podnoszenia. Rezultatem takiej charakterystyki układu pompowego jest niewielka zależność parametrów pracy pompy od dławienia. Wyraźny efekt dławienia pomp występuje przy znacznym stopniu zamknięcia zasuwy. Dlatego pomiary pracy pomp obejmują wąskie przedziały zmiany wydajności pompy.

4. WSKAŹNIKI EKSPLOATACYJNE POMP GŁÓWNEGO ODWADNIANIA

Pompy głównego odwadniania pracują z maksymalną wydajnością, jaka jest możliwa dla układu pompowego, czyli geometrycznej wysokości pompowania i oporów przepływu w rurociągach. Ze względu na straty energii nie stosuje się regulacji dławieniowej. Z tych powodów do analizy i oceny stanu pomp i ich energochłonności wystarczy wyznaczyć odpowiednie wskaźniki dla punktów pracy o największej wydajności.

Dla badanych zespołów pompowych głównego odwadniania wyznaczono współczynniki sprawności, energochłonności oraz jednostkowych kosztów pompowania. Uzyskane wyniki umieszczono w tabeli 1.

W tabeli 1 zawarto również względną wysokość podnoszenia pompy określoną jako stosunek użytecznej wysokości podnoszenia w warunkach rzeczywistych H_u do katalogowej wysokości podnoszenia pompy H_{uk} przy takim samym przepływie. Wartości tego

ułamka można interpretować jako miarę prawidłowości doboru pompy do realizacji zadania podnoszenia wody na wymaganą wysokość. Obliczone wartości H_u/H_{uk} pozwalają stwierdzić, że pompy są prawidłowo dobrane do wymagań układu pompowego. Wartość H_u/H_{uk} na poziomie 0,92 dla analizowanej pompowni głównego odwadniania świadczą o niewielkim stopniu prze-wymiarowania układu pompowego.

Wartość ułamka współczynnika sprawności η_p do sprawności katalogowej η_{pk} pompy przy ustalonym strumieniu wody można potraktować jako miarę jakości stanu pomp. Mniejsza wartość tego stosunku oznacza gorszy stan eksploatowanej pompy. Dla badanych pomp stosunek η_p/η_{pk} przyjmuje wartości z szerokiego przedziału. Dla pomp 1 i 3 ma on wartość powyżej 0,90, natomiast dla pompy 10 tylko 0,73. Stan pomp, dla których ułamek ten przyjmuje wartości poniżej 0,80, można uznać za niezadowalający. Wartość średnia dla wszystkich pomp w pompowni wynosi $\eta_p/\eta_{pk} = 0,82$.

Tabela 1

Zestawienie parametrów pracy pomp OW250/8 przy maksymalnej wydajności

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	Średnia
Strumień objętości Q [m ³ /min]	7,9	8,1	9,2	8,1	8,5	8,4	8,0	9,2	7,6	8,2	8,3
Użyteczna wysokość podnoszenia H_u [m]	514,7	523,6	535,1	508,8	516,4	513,9	498,2	514,0	503,3	498,2	512,6
Względna wysokość podnoszenia H_u/H_{uk} [-]	0,90	0,93	1,0	0,90	0,94	0,93	0,87	0,98	0,86	0,87	0,92
Moc elektryczna P_{el} [kW]	1030	1214	1200	1195	1263	1275	1266	1399	1137	1314	1229
Sprawność pompy η_p [-]	0,694	0,614	0,721	0,615	0,613	0,595	0,553	0,594	0,591	0,547	0,614
Względna sprawność pompy η_p/η_{pk} [-]	0,93	0,82	0,97	0,82	0,81	0,79	0,74	0,80	0,79	0,73	0,82
Zużycie energii elektrycznej q_p [kWh/m ³]	2,173	2,498	2,174	2,459	2,476	2,530	2,638	2,534	2,493	2,671	2,465
Koszt pompowania wody q_E [zł/1000 m ³]	1012	1163	1012	1145	1153	1178	1228	1180	1161	1244	1148
Czas pracy pompy $\Delta\tau$ [h]	3336	12 032	757	21 000	24 000	29 017	24 015	6015	23 473	32 041	17 569

P1, P2,..., P10 – numery zespołów pompowych

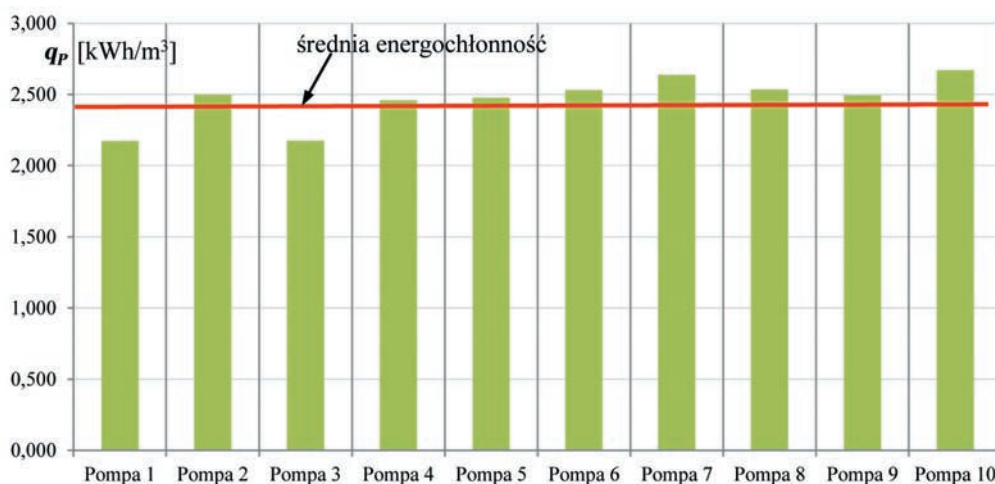
W tabeli 1 znajdują się również współczynniki określające energochłonność pomp q_p oraz koszty pompowania wody q_E . Współczynnik q_p [kWh] określa ilość energii elektrycznej potrzebnej do wypompowania 1 m³ wody. Natomiast współczynnik q_E określa koszt wypompowania 1000 m³ wody przy cenie 465,70 zł/MWh (wrzesień 2021).

Dla zespołów pompowych pracujących w pompowni energochłonność procesu wypompowania wody przyjmuje wartości $q_p = 2,173$ – $2,671$ kWh/m³, wartość średnia wynosi $q_p = 2,465$ kWh/m³. Koszty wypompowania 1000 m³ wody wynoszą $q_E = 1012$ – 1244 zł/1000 m³, wartość średnia $q_E = 1148$ zł/1000 m³. Energochłonność pompowania wody przedstawiona jest również

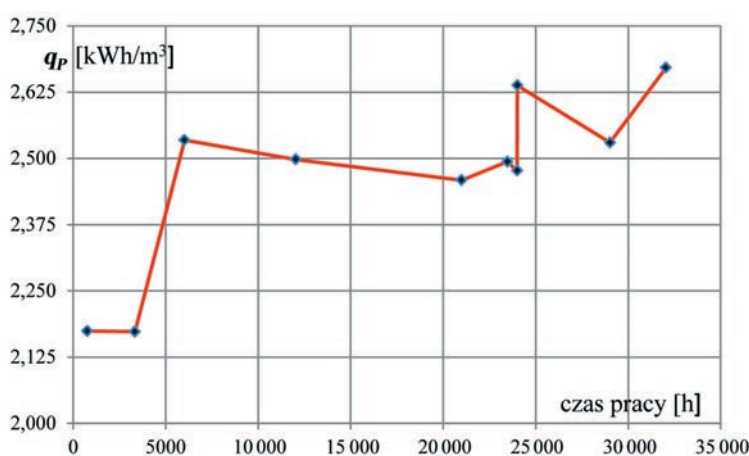
na rysunku 8, linią czerwoną zaznaczona jest średnia wartość dla pompowni głównego odwadniania.

W tabeli poszczególnym pompom przypisano ich czasy pracy. Analiza wartości wskaźników jakościowych obrazuje wpływ czasu eksploatacji na stan i energochłonność pomp. Zależność energochłonności od czasu pracy ilustruje rysunek 9.

Przebieg krzywej energochłonności jest przeciwnym, co jest oczywiste, charakterystyki sprawności od czasu pracy. Krótszym okresom pracy odpowiada niska energochłonność, pogorszenie stanu technicznego pomp wynikające z eksploatacyjnego zużycia powoduje wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną do wypompowania 1 m³ wody.



Rys. 8. Energochłonność procesu wypompowania wody



Rys. 9. Zależność energochłonności pomp od czasu pracy

5. PODSUMOWANIE

W analizowanej pompowni głównego odwadniania, znajdującej się na poziomie 500 m kopalni podziemnej, pracuje dziesięć zespołów pompowych. Do wypompowania dopływu wody, zgodnie z wymaganiami przepisów górniczych, potrzebnych jest siedem pomp. W pracy ciągłej powinno być 2,5 zespołu pompowego o sumarycznej wydajności 20,20 m³/min.

Wyniki pomiarów oraz wyznaczone na ich podstawie charakterystyki i wskaźniki jakościowe wskazują na niezadowalający lub zły stan większości pomp. Jest to konsekwencja długich czasów pracy pomp bez remontów (6 pomp powyżej 20 000 godzin). Zła jakość wody zawierającej zanieczyszczenia mechaniczne i silnie zasolonej zwiększa znacznie zużycie erozyjne wirników oraz innych elementów konstrukcyjnych pomp, co przekłada się na spadek sprawności pomp. Większość pomp ma sprawność około 20% niższą w odniesieniu do sprawności katalogowej pomp nowych. Tak niskie sprawności pomp w oczywisty sposób

przekładają się na wzrost energochłonności i kosztów jednostkowych wypompowania wody. Można stwierdzić, że energochłonność i koszty procesu wypompowania wody wzrastają w takim samym stopniu, w jakim obniża się sprawność, czyli o około 20%.

Pompy po remoncie (nr 1 i 3) mają znacznie korzystniejsze charakterystyki i wskaźniki eksploatacyjne. Świadczy to o konieczności prowadzenia regularnych przeglądów i remontów.

Stan pomp w omawianej pompowni głównego odwadniania należy uznać za niezadowalający. Eksploatacja tej pompowni obciążona jest wysokimi wartościami wskaźników energochłonności i kosztów eksploatacji.

Literatura

- [1] Inung A., Adnyano A., Bagaskoro M.: *Technical study of mine dewatering system in coal mining*. PROMINE 2020, 1: 28–33.
- [2] Gonet A., Stryczek S., Brudnik K.: *Causes and Consequences of Water Flux on the Example of Transverse Heading Mina in the Salt Mine „Wieliczka”*. Archives of Mining Sciences 2012, 57: 323–334.

- [3] Bukowski P.: *Evaluation of Water Hazard in Hard Coal Mines in Changing Conditions of Functioning of Mining Industry in Upper Silesian Coal Basin – USCB (Poland)*. Archives of Mining Sciences 2015, 60, 2: 455–475.
- [4] Rybicki Cz., Dubiel S., Blicharski J., Falkowicz S.: *Water Inflow Prognosis for the Gas Wells*. Archives of Mining Sciences 2006, 51, 2: 241–251.
- [5] Miladinović B., Ristić Vakanjac V., Bukumirović D., Dragišić V., Vakanjac B.: *Simulation of Mine Water Inflow: Case Study of the Štavalj Coal Mine (Southwestern Serbia)*. Archives of Mining Sciences 2015, 60, 4: 955–969.
- [6] Qazizada M.E., Pivarčiová E.: *Reliability of parallel and serial centrifugal pumps for dewatering in mining process*. Acta Montanistica Slovaca 2018, 23(2): 141–152.
- [7] Chen T., Riley C., Van Hentenryck P., Guikema S.: *Optimizing inspection routes in pipeline networks*. Reliability Engineering & System Safety 2020, 195: 106700.
- [8] Hancock S., Wolkersdorfer C.: *Renewed demands for mine water management*. Mine Water Environ 2012, 31(2): 147–158.
- [9] Zhang C., Zhang Y.: *Common cause and load-sharing failures-based reliability analysis for parallel systems*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2020, 22 (1): 26–34.
- [10] Matysik A.: *Odwadnianie kopalń podziemnych*. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2002.
- [11] Wojciechowski J., Mikoś M., Ptak J.: *Zastosowanie modelowania matematycznego do komputerowych obliczeń systemu głównego odwadniania kopalni*. Pompy. Pompownie 2006, 1 (120): 26–30.
- [12] *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.
- [13] Jędral W.: *Pompy wirowe*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2014.
- [14] Wilk S., Golec K., Wilk A.: *Wirowe pompy stacjonarne, podręcznik doboru, instalowania i eksploatacji*. Zakład Mechaniki Przemysłowej ZAMEP Sp. z o.o., Gliwice 2015.
- [15] Szymański Z.: *Nowoczesne metody sterowania i badań diagnostycznych kopalnianych pomp głównego odwadniania*. Napędy i Sterowanie 2013, 2: 54–61.

prof. EDWARD MICHŁOWICZ
dr inż. JERZY WOJCIECHOWSKI
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
{michłowi, jwojcie}@agh.edu.pl

TOMASZ BUDNIOK

RAFAŁ KONSEK

BERNARD KRAKOWCZYK

ANDRZEJ TOR

WOJCIECH ZASADNI

LESZEK ŻYREK

An innovative CA-190 monorail battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery

The article describes the CA-190 battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery, intended for the suspended transport of machine parts, materials and people.

The CA-190 battery locomotive with a VOLTER lithium battery is an innovative construction tailored to the current development trends in transport in the global mining industry. Having its own power source eliminates the use of electrical power cables or hydraulic hoses which typically limit the use of locomotives. The method of charging the battery directly from the mine's power grid with a three-phase voltage of 500 V, 1000 V during standstill is an innovative solution. The use of batteries as a source of energy reduces the negative impact on the mine environment due to the elimination of exhaust emissions and significant reduction of noise and heat. The implementation of CA-190 locomotives results in increased efficiency of works and improves the safety of personnel and work ergonomics.

Key words: suspended transport, battery-powered locomotive, lithium battery, battery charging, work safety

1. INTRODUCTION

In recent years, battery-powered transport systems have been one of the key production areas of Becker-Warkop Sp. z o.o. In 2014, the first suspended battery manoeuvring locomotive of the CMA-190 type was designed and manufactured by the company, before being approved and introduced in mines.

2. DESIGN DESCRIPTION

The subject of the article is the improved innovative CA-190 battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery, which consists of lithium cells placed in an explosion-proof casing in a flameproof enclosure and meets the current requirements of the

ATEX directive and harmonized standards. Other elements of the electric equipment of the CA-190 locomotive, such as the electric drive, headlamp, etc., are placed in flameproof enclosures. Other devices such as a methane detector, radio remote control etc. are intrinsically safe. The above electrical devices have their own ATEX certificates. In 2020, the CA-190 locomotive powered by a VOLTER lithium battery was approved by the President of the State Mining Authority (WUG) to be operated in underground mining workings in non-methane and methane fields, in workings included in 'a', 'b' or 'c' degree of methane explosion hazard and in workings included in 'A' or 'B' class of coal dust explosion hazard. This locomotive is another solution in the whole family of suspended battery-powered locomotives of CA-190/X/Y/Z type (where: X – number of drives, Y – number of opera-

tor's cabins, Z – type of battery used) and is a driving unit for transport sets of suspended mono-rails used for transporting machine elements, materials and people. These locomotives can travel on tracks of the I155 (I140E), I140V95 and I250 profiles or other compatible of approved type. The maximum longitudinal track inclination is $\pm 30^\circ$ (Fig. 1) [1].

Figure 1 shows the basic design of the CA-190 locomotive with operator's cabins. The locomotive can also work without cabins as a manoeuvring locomotive (Fig. 2) [2]. Then it is controlled by a wired control box or a radio remote control.

A full preview of the locomotive's operating parameters is presented on the operating parameters display located on the housing of the battery unit and in the operator's cabins.

A novelty used in the CA-190 locomotive with a VOLTER lithium battery is the option of an alternative operator login, instead of entering a PIN code, via an RFID electronic key and a built-in reader in

the locomotive hydraulic module. The keys are assigned to each of the authorized operators. The advantage of the CA-190 locomotive drive system is the full integration of the motor with the inverter, enabling the rapid reconfiguration of the number of locomotive drives, adapted to the current operating needs. Figure 3 shows a single BWNE electric drive.

An innovative solution used in the CA-190 locomotive with a VOLTER lithium battery is the use of mobile lighting, which enables the replacement of stationary lighting of passenger and material stations by using lamps installed in passenger cabins and transport sets (Figs. 4 and 5). The use of this lighting method and the option of its use both at stations and along the entire length of the railway route improves the safety, economic and energy efficiency of the mining plant. Standard stationary lighting for material and passenger stations requires constant reconstruction as the works advance [2].

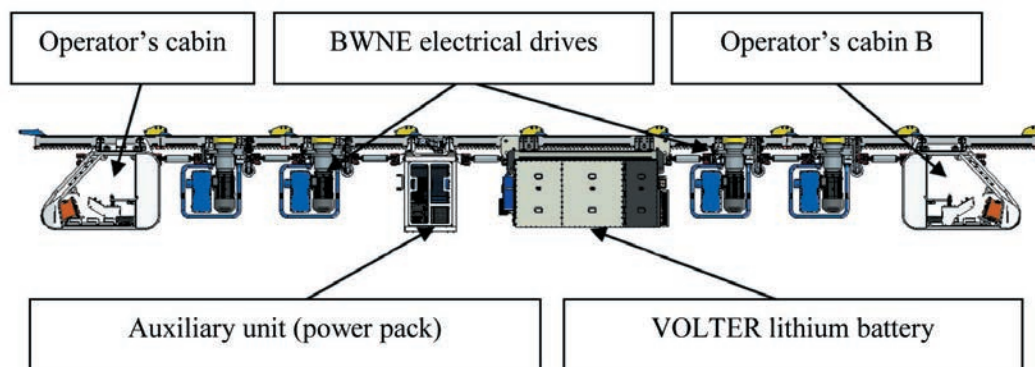


Fig. 1. Basic configuration of the CA-190/4/2/2 locomotive [1]

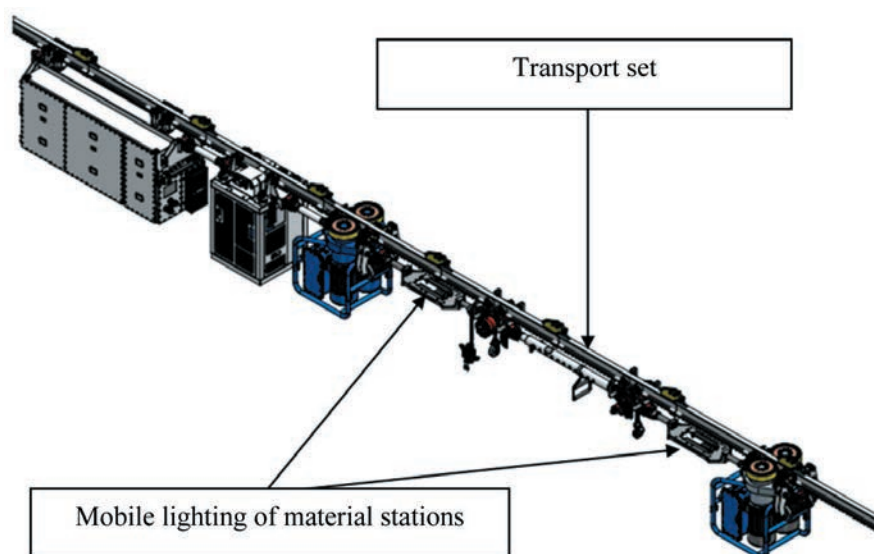


Fig. 2. CA-190 manoeuvring locomotive (CA-190/2/0/2 version) powered by a VOLTER lithium battery with a double-locomotive transport set and mobile lighting for material stations [1]

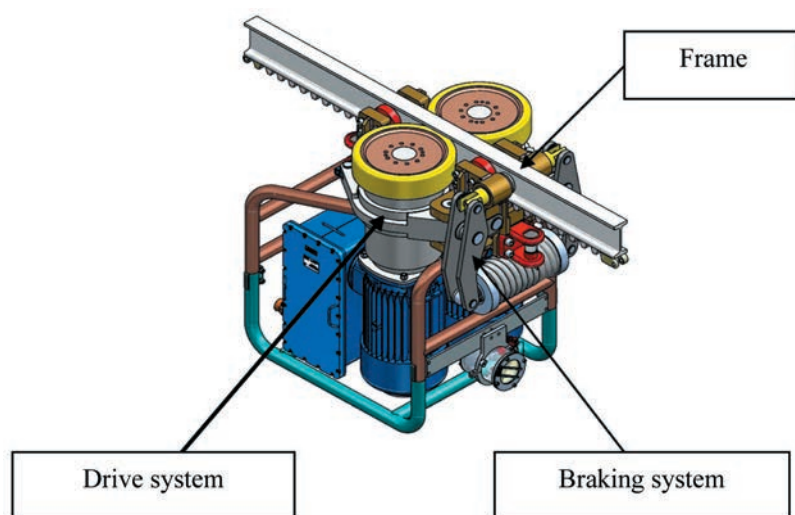


Fig. 3. BWNE electric drive



Fig. 4. Mobile lighting of passenger stations from the CA-190 battery-powered suspended locomotive (white light – the locomotive is at the passenger station)

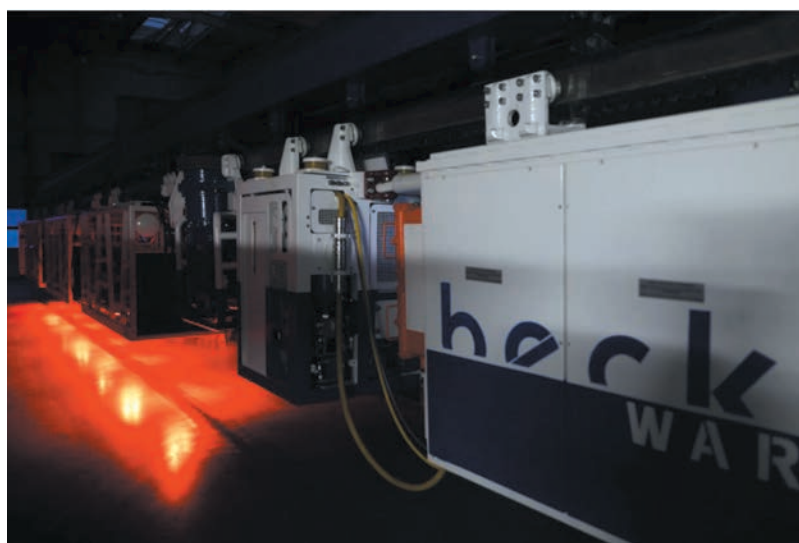


Fig. 5. Mobile lighting from the CA-190 battery-powered suspended locomotive (red light – locomotive in operation)

The VOLTER lithium battery used in the CA-190 locomotive is used to power the locomotive's drive motors. The battery unit also includes the systems intended for checking, protection, monitoring and control of the locomotive's individual devices. The whole system is built in a two-chamber flameproof enclosure. The battery compartment contains lithium cells grouped in 20 assemblies. There are 8 cells in each assembly, which are voltage and temperature monitored by individual check modules. The check modules communicate with the monitoring part located in the apparatus chamber and are also

responsible for charging the cells and for transmitting the operating parameters to the control system. The apparatus compartment (the compartment of electrical, control apparatus and measurement devices) includes elements responsible for the monitoring and proper operation of the battery. The use of lithium cells enables their charging at any time and place, including in mine workings with a methane and/or coal dust explosion hazard, so there is no need to place the locomotive in a special battery charging compartment ventilated with an independent airflow.



Fig. 6. Basic configuration of the CA-190/4/2/2 locomotive on a test track – the track inclination is 30 degrees

An unquestionable advantage of the VOLTER battery is its integrated charger (built in the dedicated compartment of the battery housing), enabling the charging of the cells directly from the mine's power grid with a three-phase voltage of 500 V, 1000 V. The mine grid is connected through the quick connector in a flameproof enclosure – which significantly speeds up the connection/disconnection process. The charging time is significantly reduced compared to the previously used batteries and is up to a maximum of 4 hours. The drive system of the CA-190 locomotive with a VOLTER battery enables operation with energy recuperation, i.e. energy recovery back to the battery while travelling on dips or during braking. In special cases, the CA-190 locomotive can be additionally equipped with a BWMRE energy dissipation module devel-

oped and implemented at Becker-Warkop Sp. z o.o. The BWMRE module enables the CA-190 locomotive to travel on dips with a VOLTER battery fully charged. The electricity generated from kinetic energy is then dissipated in the form of heat.

The design of a VOLTER battery includes innovations based on Industry 4.0 solutions. Due to the use of a data recorder and communication modules, it is possible to establish communication between the locomotive and an intrinsically safe tablet/smartphone through Wi-Fi transmission using a special application (the so-called Internet of Things) [3]. After establishing the connection between the locomotive and a tablet/smartphone, the locomotive operating parameters are also displayed on the screen of the mobile device (Fig. 7).



Fig. 7. Becker-Warkop Sp. z o.o. tablet

This solution is justified when the CA-190 locomotive is in a manoeuvring version (Fig. 2) and the operator cannot view the parameters on the locomotive's display, e.g. when the locomotive is located on a high section of the route. Another Industry 4.0 solution is predictive maintenance of the locomotive. All data from sensors, check modules, events etc. are saved on a memory card. These data can be sent on an ongoing basis or copied and transferred to Becker-Warkop Sp. z o.o., where, using a database, the user can be informed about current inspections and necessary component replacements. The predictive maintenance strategy enables the reduction of breakdown and service costs as well as the reduction of downtime. At the same time, the operating time of the devices is extended, and safety is improved. The basic technical parameters of the CA-190 battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery [1] are presented below.

Table 1

Basic technical parameters of the CA-190 battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery

Parameter	Value
Pulling force	80 kN – frictional drives
Maximum speed	2.0 m/s
Minimum horizontal turning radius	4 m
Minimum vertical turning radius	8 m
Maximum track inclination	$\pm 30^\circ$
Nominal charging voltage (directly from power grid)	500 V, 1000 V
Battery type (VOLTER)	lithium
Battery energy	142 kWh
Power of one drive motor	11 kW
Locomotive power with 4 frictional drives (two-motor)	88 kW
Locomotive dimensions with 4 drives (height $\times$ width $\times$ length)	1275 $\times$ 800 $\times$ 15,340 mm
Kerb weight of locomotive with 4 drives	11,110 kg

3. SUMMARY

The CA-190 monorail battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery is an innovative construction. An own power source in the form of a lithium battery eliminates the use of power electric cables or hydraulic hoses, which limit the use of locomotives. The method of charging the battery directly from the mine's power grid with a three-phase voltage of 500 V, 1000 V during standstill is an innovative solution. The use of batteries as a source of ener-

gy reduces the negative impact on the mine environment due to the elimination of exhaust emissions and a significant reduction of noise and heat. The implementation of CA-190 locomotives with a VOLTER lithium battery will contribute to increasing the efficiency of works and improving the safety of personnel and work ergonomics. The CA-190 battery locomotive with a VOLTER battery has been offered by Becker-Warkop sp. z o.o. since the second half of 2020.

To date, three locomotives of this type have been put into operation in Polish mines. The locomotives,

due to their qualities, have received favourable reviews from the users. The CA-190 locomotive powered by a VOLTER battery is also attracting considerable interest in foreign markets.

References

- [1] Operation Manual – Operations and Maintenance Manuals of the CA-190 battery-powered locomotive.
- [2] Data sheet for mobile lighting of passenger and material stations.
- [3] Data sheet of the IS910.M1 intrinsically safe tablet.

TOMASZ BUDNIOK, M.Sc, Eng.

RAFAŁ KONSEK, Ph.D., Eng.

BERNARD KRAKOWCZYK, M.Sc., Eng

ANDRZEJ TOR, Ph.D., Eng.

WOJCIECH ZASADNI, Ph.D., Eng.

LESZEK ŻYREK, Eng.

Becker-Warkop Sp. z o.o.

ul. Przemysłowa 11, 44-266 Świerklany, Poland

{t.budniok, r.konsek, b.krakowczyk, a.tor,w.zasadni,

l.zyrek}@becker-mining.com.pl

TOMASZ BUDNIOK
RAFAŁ KONSEK
BERNARD KRAKOWCZYK
ANDRZEJ TOR
WOJCIECH ZASADNI
LESZEK ŻYREK

Innowacyjny podwieszony ciągnik akumulatorowy CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER

W artykule scharakteryzowano ciągnik akumulatorowy CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER, który jest przeznaczony do transportu podwieszonego elementów maszyn, materiałów oraz przewozu ludzi. Ciągnik akumulatorowy CA-190 z akumulatorem litowym typu VOLTER jest innowacyjną konstrukcją wpisującą się w aktualne tendencje rozwojowe transportu w światowym górnictwie. Własne źródło zasilania eliminuje stosowanie przewodów zasilania elektrycznego bądź hydraulicznego, które ograniczały zasięg stosowania ciągnika. Nowatorskim rozwiązaniem jest sposób ładowania akumulatora w czasie postoju, bezpośrednio z kopalnianej sieci elektroenergetycznej o napięciu trójfazowym 500 V i 1000 V. Stosowanie akumulatorów jako źródła energii ogranicza negatywny wpływ na środowisko kopalniane z uwagi na brak emisji spalin oraz znaczne zmniejszenie generowanego hałasu i ciepła. Wdrożenie ciągników CA-190 przyczynia się do zwiększenia efektywności wykonywanych prac oraz wpływa na poprawę bezpieczeństwa pracy załóg górniczych i ergonomii pracy.

Słowa kluczowe: transport podwieszony, ciągnik akumulatorowy, akumulator litowy, ładowanie akumulatora, bezpieczeństwo pracy

1. WSTĘP

Systemy transportu z napędem akumulatorowym w ostatnich latach są jednym z kluczowych obszarów produkcji firmy Becker-Warkop Sp. z o.o. W 2014 roku został zaprojektowany i wyprodukowany przez firmę, a następnie dopuszczony i wdrożony w kopalniach pierwszy podwieszony akumulatorowy ciągnik ma-newrowy typu CMA-190.

2. OPIS ROZWIĄZANIA

Przedmiotem artykułu jest udoskonalany innowacyjny ciągnik akumulatorowy typu CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER, w skład którego wchodzi ognia litowe umieszczone w obudowie przeciwybuchowej w osłonie ognioszczelnej, spełniające aktualne wymagania dyrektywy ATEX i norm zharmonizowanych. Pozostałe elementy wyposażenia

elektrycznego ciągnika CA-190, takie jak napęd elektryczny, reflektor itd., są umieszczone w osłonach ognioszczelnych. Natomiast takie urządzenia jak metanomierz, pilot radiowy itd. są urządzeniami iskro-bezpiecznymi. Wymienione wyżej urządzenia elektryczne posiadają własne certyfikaty ATEX. Ciągnik CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER w 2020 roku decyzją prezesa Wyższego Urzędu Górniczego otrzymał dopuszczenie do pracy w podziemnych zakładach górniczych w polach niemetanowych i metanowych, w wyrobiskach zaliczonych do stopnia „a”, „b” lub „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz w wyrobiskach zaliczonych do klasy A lub B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego. Ciągnik ten jest kolejnym rozwiązaniem w grupie podwieszonych ciągników akumulatorowych typu CA-190/X/Y/Z (gdzie: X – liczba napędów, Y – liczba kabin operatora, Z – typ zastosowanego akumulatora) i stanowi jednostkę napędową dla zespołów transportowych kolejek

podwieszonych stosowanych w transporcie elementów maszyn, materiałów oraz przewozu ludzi. Ciągniki te mogą poruszać się po torach o profilu I155 (I140E), I140V95 i I250 lub innych kompatybilnych dopuszczonego typu. Nachylenie wzdłużne toru może wynosić do $\pm 30^\circ$ (rys. 1) [1].

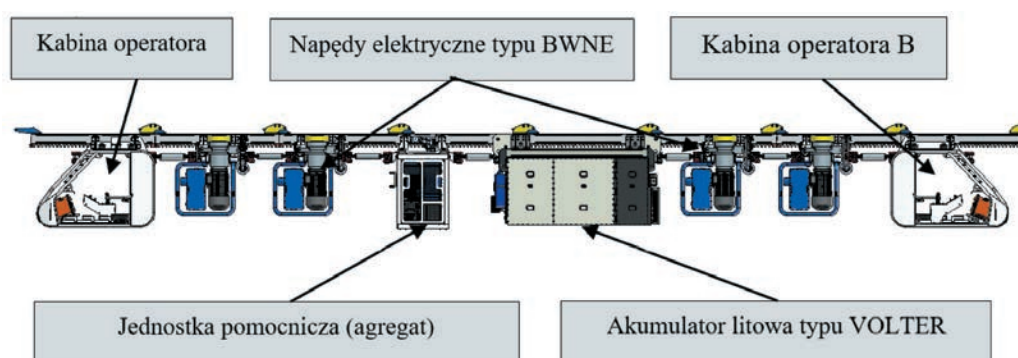
Na rysunku 1 została przedstawiona podstawowa budowa ciągnika CA-190 z kabinami operatora. Ciągnik może także pracować bez kabin jako ciągnik manewrowy (rys. 2) [2]. Wówczas jest sterowany za pomocą przewodowej kasety sterowniczej lub pilota radiowego.

Pełen podgląd parametrów pracy ciągnika jest prezentowany na wyświetlaczu parametrów pracy znajdującymi się na obudowie zespołu akumulatora oraz w kabinach operatora.

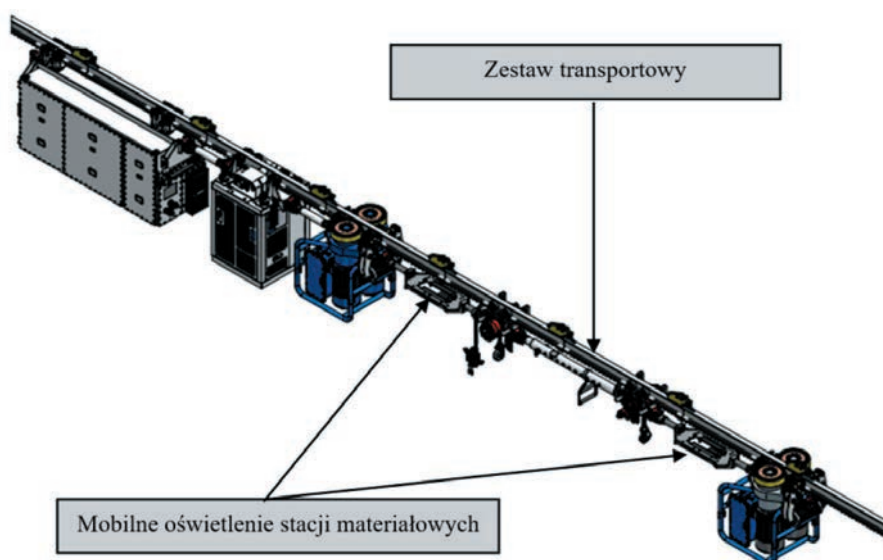
Nowością zastosowaną w ciągniku CA-190 z akumulatorem litowym typu VOLTER jest możliwość alternatywnego logowania operatora, zamiast wprowadzania kodu PIN, poprzez klucz elektroniczny RFID i zabudowany czytnik w części modułu hydraulicznego

ciągnika. Klucze są przypisane do każdego z uprawniających operatorów. Zaletą układu napędowego ciągnika CA-190 jest pełna integracja silnika z falownikiem, dzięki czemu możliwa jest bardzo szybka rekonfiguracja liczby napędów ciągnika, dostosowana do aktualnych potrzeb eksploatacyjnych. Rysunek 3 przedstawia pojedynczy napęd elektryczny typu BWNE.

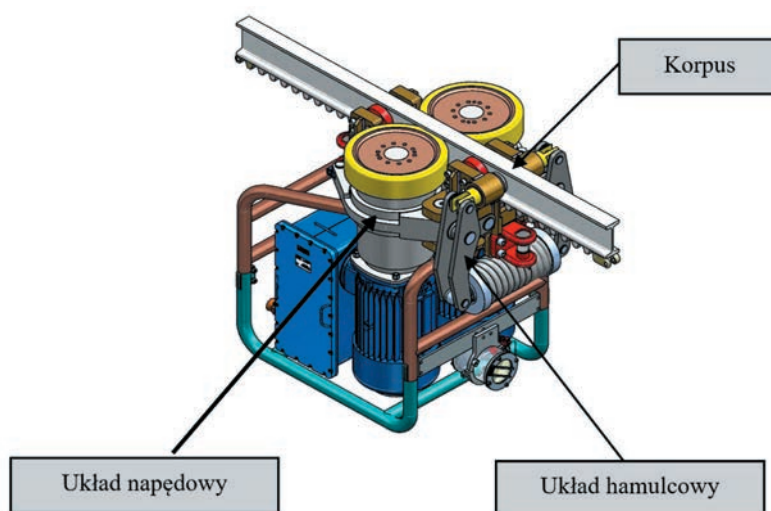
Innowacyjnym rozwiązaniem wykorzystanym w ciągniku CA-190 z akumulatorem litowym typu VOLTER jest zastosowanie mobilnego oświetlenia, które umożliwia zastąpienie oświetlenia stacjonarnego dworców osobowych i materiałowych lampami zabudowanymi w kabinach osobowych oraz zestawach transportowych (rys. 4 i 5). Zastosowanie tego sposobu oświetlenia oraz możliwość jego wykorzystania zarówno na stacjach, jak i na całej długości trasy przejazdu kolejki przyczynia się do poprawy bezpieczeństwa oraz efektywności ekonomicznej i energetycznej zakładu górniczego. Standardowe stacjonarne oświetlenie stacji materiałowo-osobowych wymaga ciągłego przebudowywania wraz z postępem robót [2].



Rys. 1. Podstawowa konfiguracja ciągnika CA-190/4/2/2 [1]



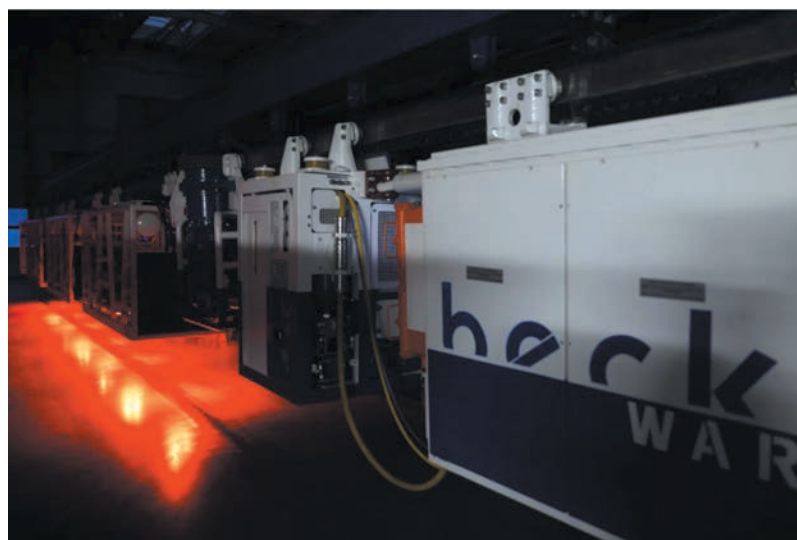
Rys. 2. Manewrowy ciągnik CA-190 (wersja CA-190/2/0/2) zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER z zestawem transportowym dwuwciągnikowym i mobilnym oświetleniem stacji materiałowych [1]



Rys. 3. Napęd elektryczny typu BWNE



Rys. 4. Mobilne oświetlenie stacji osobowych z akumulatorowego ciągnika podwieszonego typu CA-190 (białe światło – ciągnik znajduje się na stacji osobowej)



Rys. 5. Mobilne oświetlenie z akumulatorowego ciągnika podwieszonego typu CA-190 (czerwone światło – ciągnik w trakcie jazdy)

Zastosowany w ciągniku CA-190 akumulator litowy typu VOLTER służy do zasilania silników napędów ciągnika. W zespole akumulatora są również zabudowane układy przeznaczone do kontroli, zabezpieczania, nadzoru i sterowania poszczególnych urządzeń ciągnika. Całość jest zabudowana w dwukomorowej osłonie ognioszczelnej. W komorze akumulatorowej znajdują się ogniwa litowe pogrupowane w dwudziestu kasetach. W każdej kasecie umieszczono osiem ogniw, które nadzorowane są napięciowo i temperaturowo przez indywidualne moduły kontrolne. Moduły kontrolne komunikują się z częścią nadzorczą znajdującą się w komorze aparaturowej

i odpowiadają również za proces ładowania ogniw oraz za przekazywanie parametrów pracy do układu sterowania. W komorze aparaturowej (komora aparatury elektrycznej, sterowania i urządzeń kontrolno-pomiarowych) zlokalizowane są elementy odpowiedzialne za nadzór i prawidłowe działanie akumulatora. Zastosowanie ogniw litowych daje możliwość doładowywania ich w każdej chwili i miejscu, również w wyrobiskach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego, dzięki czemu nie ma potrzeby lokalizowania ciągnika na czas ładowania w specjalnej komorze ładowni akumulatorów przewietrzanej niezależnym prądem powietrza.



Rys. 6. Podstawowa konfiguracja ciągnika CA-190/4/2/2 na torze prób – nachylenie trasy 30 stopni

Niewątpliwą zaletą akumulatora typu VOLTER jest zintegrowana z nim ładowarka (zabudowana w dedykowanej komorze obudowy akumulatora), umożliwiająca ładowanie ogniw bezpośrednio z kopalnianej sieci elektroenergetycznej o napięciu trójfazowym 500 V i 1000 V. Podłączenie z siecią kopalnianą jest zrealizowane poprzez znajdujące się w osłonie ognioszczelnej szybkozłącze – co znacznie przyspiesza proces podłączenia/odłączenia. Czas ładowania został znacznie skrócony w stosunku do wcześniej stosowanych akumulatorów i wynosi maksymalnie do czterech godzin. Układ napędowy ciągnika CA-190 wraz z akumulatorem typu VOLTER umożliwia pracę z rekuperacją energii, tj. odzyskiem energii z powrotem do akumulatora podczas jazdy po upadzie lub podczas hamowania. W szczególnym przypadku ciągnik CA-190 może być doposażony w opracowany

i wdrożony w firmie Becker-Warkop Sp. z o.o. moduł rozproszenia energii typu BMWRE. Moduł BMWRE umożliwia poruszanie się ciągnika CA-190 po upadzie z akumulatorem VOLTER naładowanym do pełna. Energia elektryczna wytwarzana z energii kinetycznej jest w tym przypadku rozpraszana w postaci ciepła.

W budowie akumulatora typu VOLTER zastosowano innowacje bazujące na rozwiązaniach Przemysłu 4.0. Dzięki zastosowaniu rejestratora danych oraz modułów komunikacyjnych istnieje możliwość nawiązania łączności pomiędzy ciągnikiem i iskrobezpiecznym tabletem/smartfonem przez transmisję wi-fi za pomocą dedykowanej aplikacji (tzw. internet rzeczy) [3]. Po nawiązaniu połączenia pomiędzy ciągnikiem a tabletem/smartfonem wyświetlana jest również wizualizacja parametrów pracy ciągnika na ekranie urządzenia mobilnego (rys. 7).



Rys. 7. Tablet firmy Becker-Warkop Sp. z o.o.

Zastosowanie tego rozwiązania jest uzasadnione, gdy ciągnik CA-190 występuje w wersji manewrowej (rys. 2), a operator nie ma możliwości podglądu para-

metrów na wyświetlaczu ciągnika, np. gdy ciągnik znajduje się na wysokim odcinku trasy. Kolejnym rozwiązaniem zgodnym z koncepcją Przemysłu 4.0 jest utrzymanie predykcje ciągnika. Wszystkie informacje z czujników, modułów kontrolnych, zdarzenia itp. są zapisywane na karcie pamięci. Dane te mogą być wysyłane na bieżąco lub być kopiowane i przekazywane do firmy Becker-Warkop Sp. z o.o., gdzie na podstawie bazy danych można informować użytkownika o bieżących przeglądach oraz koniecznych wymianach podzespołów. Wdrożenie strategii utrzymania predykcynego umożliwia zmniejszenie kosztów awarii i serwisu oraz ograniczenie czasu przestojów. Jednocześnie wydłuża się czas działania urządzeń i poprawia bezpieczeństwo załogi. Poniżej przedstawiono podstawowe parametry techniczne ciągnika akumulatorowego CA-190 zasilanego z akumulatora litowego typu VOLTER [1].

Tabela 1

Podstawowe parametry techniczne ciągnika akumulatorowego typu CA-190 zasilanego z akumulatora litowego typu VOLTER

Parametr	Wartość
Siła uciagu	80 kN – cztery napędy cierne
Prędkość maksymalna	2,0 m/s
Minimalny promień skrętu w poziomie	4 m
Minimalny promień skrętu w pionie	8 m
Maksymalne nachylenie toru jezdni	$\pm 30^\circ$
Znamionowe napięcie ładowania (bezpośrednio z sieci zasilającej)	500 V, 1000 V
Typ akumulatora (VOLTER)	litowy
Energia akumulatora	142 kWh
Moc jednego silnika napędowego	11 kW
Moc ciągnika z czterema napędami ciernymi (dwusilnikowymi)	88 kW
Wymiary ciągnika z czterema napędami (wysokość × szerokość × długość)	1275 × 800 × 15 340 mm
Masa własna ciągnika z czterema napędami	11 110 kg

3. PODSUMOWANIE

Ciągnik akumulatorowy CA-190 zasilany z akumulatora litowego typu VOLTER jest innowacyjną konstrukcją. Własne źródło zasilania w postaci akumulatora litowego eliminuje stosowanie przewodów zasilania elektrycznego bądź hydraulicznego, ograniczających zasięg używania ciągnika. Nowatorskim rozwiązaniem jest sposób ładowania baterii w czasie postoju, bezpośrednio z kopalnianej sieci elektroenergetycznej o napięciu trójfazowym 500 V i 1000 V.

Stosowanie akumulatorów jako źródła energii ogranicza negatywny wpływ na środowisko kopalniane poprzez brak emisji spalin oraz znaczne zmniejszenie generowanego hałasu i ciepła. Wdrażanie ciągników typu CA-190 z akumulatorem litowym typu VOLTER przyczyni się do zwiększenia efektywności wykonywanych prac oraz wpłynie na poprawę bezpieczeństwa pracy załóg górniczych i ergonomię tej pracy. Ciągnik akumulatorowy CA-190 wraz z akumulatorem typu VOLTER znajduje się w ofercie firmy Becker Warkop sp. z o.o. od drugiej połowy 2020 roku.

Do chwili obecnej w polskich kopalniach wprowadzono do eksploatacji trzy ciągniki tego typu. Ciągniki te dzięki swoim walorom uzyskały pozytywną ocenę użytkowników. Wdrożenie ciągnika typu CA-190 zasilanego z akumulatora typu VOLTER spotyka się również ze sporym zainteresowaniem na rynkach zagranicznych.

Literatura

- [1] Instrukcja obsługi – DTR Ciągnik akumulatorowy typu CA-190.
- [2] Karta katalogowa mobilnego oświetlenia stacji osobowych i materiałowych.
- [3] Karta katalogowa iskrobezpiecznego tabletu typu IS910.M1.

mgr inż. TOMASZ BUDNIOK

dr inż. RAFAŁ KONSEK

mgr inż. BERNARD KRAKOWCZYK

dr inż. ANDRZEJ TOR

dr inż. WOJCIECH ZASADNI

inż. LESZEK ŻYREK

Becker-Warkop Sp. z o.o

ul. Przemysłowa 11, 44-266 Świerklany

*{t.budniok, r.konsek, b.krakowczyk, a.tor, w.zasadni,
l.zyrek}@becker-mining.com.pl*

