


2 (550) 2022

Mining

**INFORMATICS AUTOMATION
AND ELECTRICAL ENGINEERING**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL



INFORMATICS
INFORMATYKA

ELECTRICAL ENGINEERING
ELEKTRONIKA

AUTOMATION
AUTOMATYKA

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering



Mining

**INFORMATICS AUTOMATION
AND ELECTRICAL ENGINEERING**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

NO. 2 (550) 2022

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, GÓRNICCTWO I ENERGETYKA
INŻYNIERIA MATERIAŁOWA
NAUKI O ZARZĄDZANIU I JAKOŚCI



WYDAWNICTWA AGH
KRAKÓW 2022

ISSN 2450-7326
e-ISSN 2449-6421

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 Cieplok, AGH University of Science and Technology, Krakow (Poland)

Secretary of the Scientific Board/ Sekretarz Rady Naukowej:
Krzysztof Kotwica, AGH University of Science and Technology, Krakow (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 Paraszczyk, 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 2022, 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: 45

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

Marek Wojtas, Damian Kazubiński, Klaudiusz Pilarz

| | |
|--|----|
| An innovative crossing powered support of the HENNLICH-20/43-CH type | 7 |
| Innowacyjna obudowa zmechanizowana skrzyżowania typu HENNLICH-20/43-CH | 12 |

Szymon Ręczkiewicz

| | |
|--|----|
| Mechatronic design of a two-wheeled mobile platform | 17 |
| Mechatroniczny projekt dwukołowej platformy mobilnej | 35 |

Waldemar Wójcicki, Michał Wójcicki

| | |
|---|----|
| The use of mine warehouse stocks for the correct completion of mining belt conveyors | 53 |
| Wykorzystanie zapasów magazynowych kopalń do poprawnej kompletacji górniczych przenośników taśmowych | 61 |

Jan Gil, Kazimierz Stoiński, Tomasz Karczewski, Grzegorz Putanowicz

| | |
|--|----|
| Technologies used in the manufacture and repair of machinery and equipment at ZRP "Bieruń" | 69 |
| Technologie wykorzystywane w produkcji oraz remontach maszyn i urządzeń w ZRP „Bieruń” | 77 |

ABSTRACTS

MAREK WOJTAS
DAMIAN KAZUBIŃSKI
KLAUDIUSZ PILARZ

AN INNOVATIVE CROSSING POWERED SUPPORT OF THE HENNLICH-20/43-CH TYPE

The underground mining of minerals with a longwall system requires the construction of two parallel galleries (bottom road, top road). As the longwall progresses, they are eliminated (mining from the boundaries). Reconstruction of this area, i.e., the wall-road crossing, is usually carried out manually. Other methods can be used to reduce the physical effort of handling the wall. One way is to use supports dedicated to these locations and an example of such a solution is the HENNLICH-20/43-CH support. The article discusses the advantages of using mechanized power support as an alternative to development with individual props. The technical parameters of the selected type of mechanized power support are presented.

SZYMON RĘCZKOWICZ

MECHATRONIC DESIGN OF A TWO-WHEELED MOBILE PLATFORM

The article presents the results of work on a project for a two-wheeled self-balancing mobile platform prepared as part of engineering work. The purpose of creating the structure was to enable the increased mobility of an adult over short distances in an urbanized environment.

The whole design work was divided into several parts. In the first stage, requirements were assumed for the design of the device, electrical elements chosen, and a diagram of their electrical connections is presented. In the second part, the created CAD model of the structure is presented and some of mechanical elements described. In order to check the strength of the structure, the FEM analysis of the device body was carried out. The penultimate part was to analyze the problem of the inverted pendulum, which allowed to separate the state space model into a base subsystem and a control stick subsystem necessary to develop the control for the platform. In the last part, a stabilizing algorithm based on the LQR regulator was prepared and the use of sensory fusion in the form of a Kalman filter was focused on in order to increase the accuracy of determining the angle of deflection of the structure.

Finally, simulations were prepared in the Simulink environment in order to check the correctness of the prepared algorithm. The whole was crowned with a summary of the work and setting directions for further research.

WALDEMAR WÓJCICKI
MICHAŁ WÓJCICKI

THE USE OF MINE WAREHOUSE STOCKS FOR THE CORRECT COMPLETION OF MINING BELT CONVEYORS

The article presents the principles of the rational use of conveyor subassemblies owned in underground coal mining plants for the purpose of listing complete devices appropriate for specific locations and required operating parameters. Since these are often units from different manufacturers, the user will be required to prepare a collective user manual and issue a declaration of conformity.

STRESZCZENIA

MAREK WOJTAS
DAMIAN KAZUBIŃSKI
KLAUDIUSZ PILARZ

INNOWACYJNA OBUDOWA ZMECHANIZOWANA SKRZYŻOWANIA TYPU HENNLICH-20/43-CH

Eksploatacja podziemna minerałów systemem ścianowym wymaga wykonania dwóch równoległych wyrobisk korytarzowych (chodnik podścianowy i nadścianowy). W miarę postępu ściany następuje ich likwidacja (eksploatacja od granic). Przebudowę tego miejsca, czyli skrzyżowania chodnik-ściana, dokonuje się najczęściej ręcznie. Możliwe jest zastosowanie innych sposobów pozwalających zmniejszyć wysiłek fizyczny załogi. Jednym z rozwiązań jest wykorzystanie obudów przeznaczonych do tych miejsc, czego przykładem jest obudowa HENNLICH-20/43-CH. W artykule omówiono zalety zastosowania zmechanizowanej obudowy skrzyżowań stanowiącej alternatywę dla zabudowy z użyciem stojaków indywidualnych. Przedstawiono parametry techniczne wybranego typu obudowy zmechanizowanej.

SZYMON RĘCZKOWICZ

MECHATRONICZNY PROJEKT DWUKOŁOWEJ PLATFORMY MOBILNEJ

W artykule przedstawiono wyniki prac nad projektem dwukołowej samobalansującej platformy mobilnej przygotowanym w ramach pracy inżynierskiej. Celem stworzenia konstrukcji było zwiększenie mobilności osoby dorosłej na niewielkich odległościach w zurbanizowanym środowisku.

Całość prac projektowych podzielono na kilka części. Na pierwszym etapie przedstawiono wymagania założone dla projektu urządzenia, dobrano elementy elektryczne oraz schemat ich połączeń elektrycznych. W drugiej części omówiono stworzony model CAD konstrukcji oraz jego elementy mechaniczne. W celu sprawdzenia wytrzymałości konstrukcji przeprowadzono analizę MES korpusu urządzenia. Przedostatnią częścią było przeanalizowanie zagadnienia odwróconego wahadła, co pozwoliło na wyrowadzenie modelu przestrzeni stanu z rozdzieleniem na podsystemy bazy i drążka sterowniczego niezbędnego do opracowania sterowania dla platformy. W ostatniej części przedstawiono algorytm stabilizujący na podstawie regulatora LQR oraz rozważano zastosowanie fuzji sensorycznej w postaci filtra Kalmana w celu zwiększenia dokładności określania kąta odchylenia konstrukcji.

Na koniec przygotowano symulacje w środowisku Simulink w celu sprawdzenia poprawności przygotowanego algorytmu. Całość została zwieńczona podsumowaniem prac oraz wytyczeniem kierunków dalszych badań.

WALDEMAR WÓJCICKI
MICHAŁ WÓJCICKI

WYKORZYSTANIE ZAPASÓW MAGAZYNOWYCH KOPALŃ DO POPRAWNEJ KOMPLETACJI GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH

W artykule przedstawiono zasady racjonalnego wykorzystania posiadanych w podziemnych zakładach górnictwa węglowego podzespołów przenośników w celu zestawienia kompletnych urządzeń właściwych dla konkretnych lokalizacji i wymaganych parametrów pracy. Ponieważ często są to zespoły od różnych producentów, to użytkownik będzie zobowiązany do przygotowania zbiorczej instrukcji obsługi oraz wystawienia deklaracji zgodności.

*JAN GIL
KAZIMIERZ STOIŃSKI
TOMASZ KARCZEWSKI
GRZEGORZ PUTANOWICZ*

TECHNOLOGIES
USED IN THE MANUFACTURE AND REPAIR OF
MACHINERY AND EQUIPMENT AT ZRP „BIERUŃ”

The following paper presents the use of various technologies in the manufacture and repair of mining machinery carried out by the ZRP „Bieruń” plant, all of which complement each other in order to provide the customer with a product of the highest quality. The systematic expansion of the machine park and the necessary technical facilities over many years has focused on numerically controlled machines, welding robots and, in product preparation, CAD/CAM computer programs. The issue is presented using the example of the production of the ZRP-15/35-POz powered roof support section.

*JAN GIL
KAZIMIERZ STOIŃSKI
TOMASZ KARCZEWSKI
GRZEGORZ PUTANOWICZ*

TECHNOLOGIE
WYKORZYSTYWANE W PRODUKCJI ORAZ REMONTACH
MASZYN I URZĄDZEŃ W ZRP „BIERUŃ”

Przedstawiono wykorzystanie różnych technologii w produkcji i remontach maszyn górniczych prowadzonych przez zakład ZRP „Bieruń”. Wieloletnia systematyczna rozbudowa parku maszynowego oraz niezbędnego zaplecza technicznego została ukie-runkowana na maszyny sterowane numerycznie, roboty spawalnicze, a w przygotowaniu produktu – na programy komputerowe typu CAD/CAM. Problematykę przedstawiono na przykładzie produkcji sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej ZRP-15/35-POz.

MAREK WOJTAS
DAMIAN KAZUBIŃSKI
KLAUDIUSZ PILARZ

AN INNOVATIVE CROSSING POWERED SUPPORT OF THE HENNLICH-20/43-CH TYPE

The underground mining of minerals with a longwall system requires the construction of two parallel galleries (bottom road, top road). As the longwall progresses, they are eliminated (mining from the boundaries). Reconstruction of this area, i.e., the wall-road crossing, is usually carried out manually. Other methods can be used to reduce the physical effort of handling the wall. One way is to use supports dedicated to these locations and an example of such a solution is the HENNLICH-20/43-CH support. The article discusses the advantages of using mechanized power support as an alternative to development with individual props. The technical parameters of the selected type of mechanized power support are presented.

Key words: crossing support, road section, securing the wall-bottom road excavation, niche development, wall conveyor fitting

1. INTRODUCTION

In deep coal mines in Poland, the most popular drilling method is the longwall system. It requires the successive rebuilding of road support elements in the area of the roadways as the longwall progresses.

With both cavity and non-cavity methods of longwall working, in order to allow the longwall miner to work at the end of the longwall, the roadside arches of the road support must be removed beforehand [1]. Incomplete arch road support does not perform its function of supporting the ceiling in such a condition, so it is necessary to secure the support of the double timber by using additional individual friction or hydraulic props, wooden punches and additional steel structures, rails and steel profiles [2]. Roadways can be removed behind the longwall face or maintained for further use in ventilation or work on more longwalls.

The traditional way of securing them is incredibly labor- and material-intensive. It also increases the possibility of accidents, as most of the work is performed manually with simple tools [1].

An alternative to the traditional securing of roadways by using individual props is to equip the crossing with a special powered support.

2. WALL-ROAD CROSSING SECTIONS

The use of a special road section significantly reduces the crew's involvement and physical effort in building up roadside arches, securing open doorways with individual props, and facilitates the transportation of various types of materials [3]. For this purpose, there are special transport lugs mounted to the roof-bars of the crossing support. Crossing powered support is also used to draw off the arch support behind the progress of the wall (Fig. 1).

The support section allows for mechanization of work related to:

- supporting the working roof in the roadway support with constant working support capacity,
- the reconstruction of the conveyor cross drive with the longwall progress,
- spontaneous “rebuilding (stepping)” of the set.



Fig. 1. Arch support door frame type ŁP with bend side wall arch

Special sections for the wall-road intersection are used in diverse geological and mining conditions, require proper wall progression, a high level of crew skill in handling, and do not need the support in front of the wall to be reinforced, while they do not reinforce the roadway in front of the crossing [3]. The road support is controlled from hydraulic manifolds located in the section in such a way that the operator is always under a stationary section segment or outside the section perimeter at a safe distance.

Several technical solutions of powered supports for use in a different range of excavation heights are known, e.g., HENNLICH 17/37 operated in the Wesola coal mine, HENNLICH 20/43 operated in the Staszic coal mine and the Marcel coal mine, FRS 18/38 operated in the Marcel and Jankowice coal mines [4].

In Poland, FAMUR and HENNLICH have been the main section suppliers in recent years. In the past, similar solutions were also supplied to the market by TAGOR and GLINIK.

3. CHARACTERISTICS OF THE HENNLICH-20/43-CH TYPE CROSSING POWERED SUPPORT

The HENNLICH-20/43-CH type crossing support is a result of technical and economic cooperation between companies: HENNLICH s.r.o., based in Litoměřice and Przedsiębiorstwo HYDROMEL Sp. z o.o., based in Siemianowice Śląskie [4–5]. In a joint partnership based on the design developed at HENNLICH

and production performed at HYDROMEL, the goals of creating a functional product with genuine applications in coal mining were achieved. This cooperation resulted in the creation of a device – a crossing support that meets user requirements, as evidenced by joint – consortium transactions conducted for the needs of Polish mines.

The HENNLICH-20/43-CH powered crossing support is designed to support the roof of a roadway excavation at the wall-road crossing. The support is designed to work in the roadway excavation in the support of ŁP9; ŁP10 in the first degree of elevation and ŁP12. It is envisaged that the support will cooperate with wall conveyor drives equipped with a special plate for pushing the drives and the route of the wall conveyor.

The support design allows it to work in beds endangered and not endangered by subsidence in the height range from 2.2 m (2.3 m for subsidence seams) to 4.2 m in roadways with slopes along the roadway up to ca. 15° and across the roadway up to ca. 5°.

The support allows for mechanization of the following works:

- spragging of the section between the floor and the roof with initial support capacity,
- supporting the roof with constant working support capacity,
- correcting the alignment of sections,
- moving the set,
- assisting in the process of conveyor drive fitting and the route of the wall conveyor,
- set drawing off.

The crossing powered support is made up of three sections. The outermost right and outermost left sections have sill pieces and roof-bars connected to each other to form sets of roof-bars and far-end sill pieces. The duty cycle for the outermost sections is a common cycle. The center section is a separate subassembly, connected to the outermost sections via a sliding system consisting of two hydraulic cylinders.

The outermost sections consist of the following components:

- swing roof-bars I (right and left),
- swing roof-bars II (right and left),
- a set of outermost sill pieces,
- a set of outermost roof-bars,
- lemniscate arms,
- front connectors,
- rear connectors,
- a set of rear sheet metal.

The middle section consists of the following components:

- a swing roof-bar I,
- a swing roof-bar II,
- a middle sill piece,
- a middle roof-bar,
- a lemniscate arm,
- front connectors,
- rear connectors,
- bumper (drive pushing system),
- sill piece lifting system.

The system also includes props, cylinders and a hydraulic system.

In the starting position, the support is spragged in the roadway and pressed against the drive of the longwall conveyor route. After mining a section of the longwall equal to the miner's take, the drive is repositioned (fitting) along with a section of the longwall miner's route and the subwall miner's route with the assistance of fitting cylinders, located in the middle section of the support. After its completion, the middle section of the support set is repositioned by the take size. After performing the subsequent machining with the miner, the next step should be performed with the middle section of the set.

After the middle section is spragged, completing its maximum fitting, the outermost sets are rearranged, pushing them closer to the middle section (by a stroke – 1600 mm).

The HENNLICH-20/43-CH three-section crossing powered support is equipped with two sets of 18-function (or optional 20-function) controls. One set of controls, which includes a distributor and cables, controls the activities of the middle section, and another identical set handles the functions of the outermost sections. Control in the three-section set is implemented in a contiguous system [4–5].

As an option, the support is equipped with an electro-hydraulic radio control system (Fig. 2). Support control operations are carried out by a distributor mounted on the outermost right or left section, depending on the position of the wall [5].

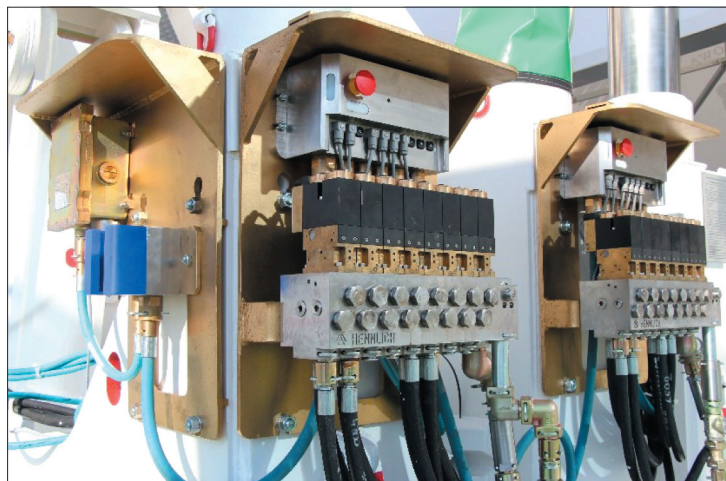


Fig. 2. Hydraulic distributors with solenoid valves and a radio control module

Support control operations are carried out by a distributor mounted on the outermost right or left section, depending on the position of the wall. The

main functionality of the system focuses on increasing the safety of machine and equipment operators by moving the control area away from local panels to

zones where the risk of human-machine-environment interaction is reduced, improving control precision by expanding the operator's observation horizon. The mControl** control system consists of a radio remote control, one or two actuators and auxiliary equipment such as batteries and intrinsically safe power supplies and a battery charger module. Intrinsically safe power supplies the power actuators equipped with a radio circuit, an optical, audible signaling device, an emergency shutdown button, and two-state outputs connected to the coils of hydraulic distributors through routed connectors. The radio remote control used to control the binary outputs of the actuators is equipped with 20 switches with a stable "0" position, an "Emergency Shutdown" button, optical indicators, an antenna terminal and a powered battery power circuit.

The operation of the outermost sections is controlled from a distributor mounted on the middle section. The crossing support can also be controlled from the wall. In this case, the control distributors should be mounted on the first section of the longwall support. It is unacceptable to draw off the middle section and the outermost section at the same time. When one is drawn off the other must be absolutely spragged. The parameters of this support are shown below (Fig. 3).

Height range:

- geometric 2.00–4.3 m
- working 2.20–4.2 m

The support operation in the inclination range:

- along the set ca. 15°
- across the set ca. 15°

Support capacity:

- initial (25 MPa) 0.37 MPa
- initial (32 MPa) 0.39 MPa
- working 0.43 MPa

Maximum floor pressure:

- outermost sections 1.2 MN/m²
- middle section 1.11 MN/m²

Number of props:

- outermost sections 4 pcs.
- middle section 2 pcs.

Prop initial support capacity (25 MPa):

- outermost sections 4 × 1.227 MN
- middle section 2 × 1.227 MN

Prop initial support capacity (32 MPa):

- outermost sections 4 × 1.57 MN
- middle section 2 × 1.57 MN

Prop working support capacity:

- outermost sections 4 × 1.71 MN
- middle section 2 × 1.71 MN

Stroke of the set shifter 1.6 m

Stroke of the drive shifter 0.8 m

Shifting force:

- outermost sections 2 × 0.19 MN
- middle section 2 × 0.43 MN

Drive shifting force:

2 × 0.602 MN
(middle section)

Additional drive

shifting force: 0.602 MN
(outermost sections)

Force at the end of the swing roof-bar I:

- outermost sections 2 × 0.174 MN
- middle section 0.277 MN

Force at the end of the swing roof-bar II:

- outermost sections 2 × 0.028 MN
- middle section 0.057 MN

Supply pressure: 25–32 MPa

Set weight: ~45000 kg

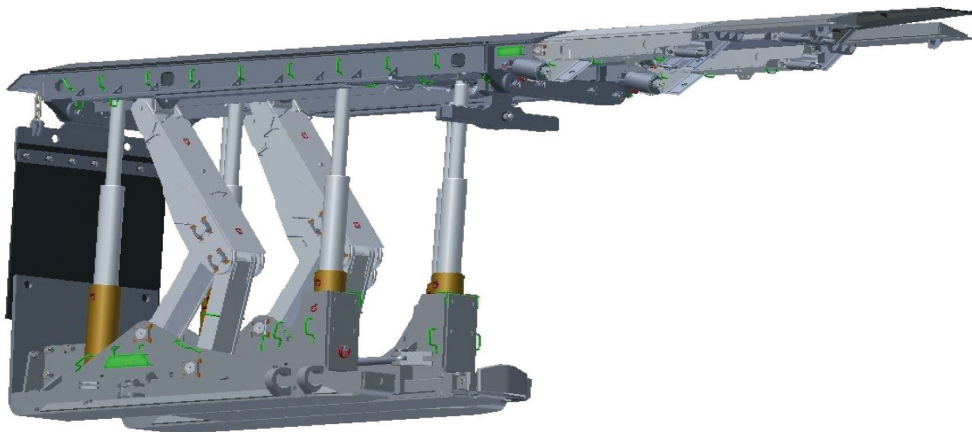


Fig. 3. Model of the HENNLICH-20/43-CH type crossing powered support

4. CONCLUSION

The company HYDROMEL Sp. z o.o., founded on 29.06.1994, focuses its activities on specific industries, so that it has specialists in their fields, and mutual cooperation with many companies broadens its horizons and capabilities and ensures competitiveness in the market. As a Capital Group PUMAR has the following departments: mining, power hydraulics, energy, welded structures, and transportation [5].

Within the various departments, the company designs, manufactures, repairs and upgrades:

- longwall powered supports and their individual components such as structural parts, power hydraulics, cylinders, control hydraulics and hoses;
- construction of mining equipment, pressure vessels and pipelines;
- machine and equipment construction in the construction, transportation and energy, railroad industries.

In addition, we offer the following services: agency, financial and accounting, coal trading, transportation and shipping services within the country and the EU.

Tremendous value is derived from cooperation with many companies in the mining industry, resulting in the implementation of numerous projects for the mining industry, as well as the opportunity to innovate, conduct research and create prototypes [5].

One of these projects is to equip the road-wall crossing with a modern solution – a special powered roadway section (Fig. 3). It is convenient for the crew, reduces the risk of accidents occurring, and is eco-

nomically viable due to the reduced involvement of the crew in the manual cyclic reconstruction of the crossing.

Listening to the opinions of road section users, it is clear that these users can no longer imagine going back to the traditional solutions since they started using the new HENNLICH-20/43-CH type crossing powered support [4–5].

References

- [1] Matuszewski J., Ratajczak A., Głuch P.: *Doświadczenia z utrzymania skrzyżowania ściana-chodnik w Warunkach KKW "Knurów-Szczygłowice" Ruch "Knurów"*, Górnictwo i Geologia 2011, 6, 1: 159–177.
- [2] Chudek M., Pach A.: *Obudowa wyrobisk eksploatacyjnych w kopalniach węgla kamiennego. Część 1. Obudowy współpracujące z górotworem w warunkach obciążeń statycznych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [3] Kostyk T., Mika M., Trembaczewski H.: *Podporowa obudowa skrzyżowań ściana-chodnik POS-V9*. Przegląd Górniczy 1999, 10: 159–163.
- [4] Firma HENNLICH s.r.o. – proprietary resources.
- [5] Przedsiębiorstwo HYDROMEL Sp. z o.o. – proprietary resources.

MAREK WOJTAS, M.Sc., Eng.
HENNLICH s.r.o.
Českolipská 9,
412 01 Litoměřice, Czech Republic

DAMIAN KAZUBIŃSKI, M.Sc., Eng.
KLAUDIUSZ PILARZ, M.Sc., Eng.
Przedsiębiorstwo HYDROMEL Sp. z o.o.
ul. Wyzwolenia 14,
41-103 Siemianowice Śląskie, Poland
hydromel@ppupumar.pl

MAREK WOJTAS
DAMIAN KAZUBIŃSKI
KLAUDIUSZ PILARZ

Innowacyjna obudowa zmechanizowana skrzyżowania typu HENNLICH-20/43-CH

Eksploatacja podziemna minerałów systemem ścianowym wymaga wykonania dwóch równoległych wyrobisk korytarzowych (chodnik podścianowy i nadścianowy). W miarę postępu ściany następuje ich likwidacja (eksploatacja od granic). Przebudowę tego miejsca, czyli skrzyżowania chodnik-ściana, dokonuje się najczęściej ręcznie. Możliwe jest zastosowanie innych sposobów pozwalających zmniejszyć wysiłek fizyczny obsługi ściany. Jednym z rozwiązań jest wykorzystanie obudów przeznaczonych do tych miejsc. Przykładem takiego rozwiązania jest obudowa HENNLICH-20/43-CH. W artykule omówiono zalety zastosowania zmechanizowanej obudowy skrzyżowań stanowiącej alternatywę zabudowy z użyciem stojaków indywidualnych. Przedstawiono parametry techniczne wybranego typu obudowy zmechanizowanej.

Słowa kluczowe: obudowa skrzyżowań, sekcja chodnikowa, zabezpieczenie wyrobiska ściana – chodnik podścianowy, zabudowa wnęki, przekładka przenośnika podścianowego

1. WPROWADZENIE

W głębinowych kopalniach węgla kamiennego w Polsce najbardziej popularnym systemem wybierania jest system ścianowy. System ten wymaga sukcesywnego przebudowywania elementów obudowy chodnika w rejonie chodników przyścianowych wraz z postępowaniem ściany.

Zarówno przy wnękowym, jak i bezwnękowym sposobie wybierania pokładu w celu umożliwienia pracy kombajnu ścianowego na końcu ściany należy wcześniej usunąć łuki przyciosowe obudowy chodnika [1]. Niekompletna obudowa chodnikowa łukowa nie spełnia w takim stanie swojej funkcji podpierania stropu, dlatego należy zabezpieczyć podporność odrzwi obudowy za pomocą dodatkowych stojaków indywidualnych ciernych lub hydraulicznych, stempli drewnianych oraz dodatkowych konstrukcji stalowych, szyn i profili stalowych [2]. Chodniki przyścianowe mogą być likwidowane za frontem ściany lub utrzymywane w celu dalszego wykorzystania do przewietrzania lub wybierania kolejnych ścian.

Tradycyjny sposób zabezpieczania jest niesamowicie pracochłonny i materiałochłonny. Zwiększa również możliwość wystąpienia wypadków, ponieważ większość prac wykonuje się ręcznie przy użyciu prostych narzędzi [1].

Alternatywą dla tradycyjnego zabezpieczania chodników przyścianowych za pomocą stojaków indywidualnych jest wyposażenie skrzyżowania w specjalną zmechanizowaną obudowę chodnikową.

2. SEKCJE DO SKRZYŻOWANIA ŚCIANA-CHODNIK

Zastosowanie specjalnej sekcji chodnikowej znacznie zmniejsza zaangażowanie i wysiłek fizyczny załogi przy zabudowywaniu łuków ociosowych, zabezpieczaniu otwartych odrzwi stojakami indywidualnymi oraz ułatwia transport różnego rodzaju materiałów [3]. Do tego celu służą specjalne ucha transportowe zamontowane do stropnic obudowy skrzyżowania. Sekcja zmechanizowana skrzyżowania służy również do demontażu obudowy łukowej za postępowaniem ściany (rys. 1).

Sekcja obudowy umożliwia mechanizację prac związanych z:

- podtrzymywaniem stropu wyrobiska w obudowie chodnikowej ze stałą podpornością roboczą,
- przebudową napędu krzyżowego przenośników wraz z postępowaniem ściany,
- samoczynnym „przebudowywaniem (kroczeniem)” zestawu.



Rys. 1. Odrzwia obudowy łukowej typu ŁP z wypiętym łukiem ociosowym

Sekcje specjalne do skrzyżowania ściana-chodnik są stosowane w zróżnicowanych warunkach geologiczno-górnictwowych, wymagają właściwego postępu ściany, dużej umiejętności załogi w zakresie obsługi, nie potrzebują wzmocnienia obudowy przed ścianą, przy czym nie umacniają chodnika przed skrzyżowaniem [3]. Sterowanie obudową chodnikową odbywa się za pośrednictwem rozdzielaczy hydraulicznych umiejscowionych w sekcji w taki sposób, aby operator zawsze znajdował się pod nieruchomym segmentem sekcji lub poza obrębem sekcji w bezpiecznej odległości.

Znanych jest kilka rozwiązań technicznych obudów zmechanizowanych do stosowania w różnym zakresie wysokości wyrobisk np. HENNLICH 17/37 eksploatowana w KWK Wesoła, HENNLICH 20/43 eksploatowane w KWK Staszic oraz KWK Marcel, FRS 18/38 eksploatowane w KWK Marcel oraz Jankowice [4].

W Polsce w ostatnich latach głównymi dostawcami sekcji są firmy FAMUR oraz HENNLICH. W przeszłości podobne rozwiązania dostarczane były na rynek również przez firmy TAGOR oraz GLINIK.

3. CHARAKTERTYSKA OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ SKRZYŻOWAŃ HENNLICH-20/43-CH

Obudowa skrzyżowań typu HENNLICH-20/43-CH jest efektem współpracy techniczno-ekonomicznej firmy HENNLICH s.r.o. z siedzibą w Litomierzycach (Czechy) oraz Przedsiębiorstwa HYDROMEL Sp. z o.o. z siedzibą w Siemianowicach Śląskich [4–5]. W wyni-

ku wspólnego partnerskiego przedsięwzięcia opartego na projekcie wykonanym w firmie HENNLICH oraz produkcji zrealizowanej w firmie HYDROMEL udało się stworzyć funkcjonalny produkt, mający realne zastosowania w górnictwie węgla kamiennego. Efektem niniejszej współpracy jest powstanie obudowy skrzyżowań, która spełnia wymagania użytkownika, czego dowodem są wspólne, konsorcjalne transakcje zrealizowane na potrzeby polskich kopalń.

Obudowa zmechanizowana skrzyżowań HENNLICH-20/43-CH przeznaczona jest do podparcia stropu wyrobiska chodnikowego w miejscu skrzyżowania ściany z chodnikiem. Sekcja przeznaczona jest do pracy w wyrobisku chodnikowym w obudowie ŁP9; ŁP10 w pierwszym stopniu podwyższenia oraz ŁP12. Przewiduje się współpracę obudowy z napędami przenośnika ścianowego wyposażonymi w specjalną płytę służącą do przepychania napędów i trasy przenośnika podścianowego.

Konstrukcja obudowy umożliwia jej pracę w pokładach zagrożonych i niezagrażonych tąpnięciami w zakresie wysokości od 2,2 m (2,3 m dla pokładów tąpniętych) do 4,2 m w chodnikach o nachyleniu wzdłuż chodnika do ok. 15° i w poprzek chodnika do ok. 15°.

Obudowa umożliwia mechanizację następujących prac:

- rozparcie sekcji między spągami a stropem z podpornością wstępną,
- podtrzymanie stropu ze stałą podpornością roboczą,
- korygowanie ustawienia sekcji,
- przesuwanie zestawu,
- wspomaganie procesu przekładki napędu przenośnika oraz trasy przenośnika podścianowego,
- rabowanie zestawu.

Obudowa zmechanizowana skrzyżowań jest złożona z trzech sekcji. Sekcje skrajne – prawa i lewa – mają spągnice i stropnice połączone ze sobą w zespoły stropnic i spągnic skrajnych. Czas pracy dla sekcji skrajnych jest wspólny. Sekcja środkowa jest podzespółem osobnym, połączonym z sekcjami skrajnymi przez układ przesuwny składający się z dwóch siłowników hydraulicznych.

Sekcje skrajne składają się z następujących podzespółów:

- stropnice wychylne I (prawa i lewa),
- stropnice wychylne II (prawa i lewa),
- zespół spągnic skrajnych,
- zespół stropnic skrajnych,
- ramiona lemniskaty,
- łączniki przednie,
- łączniki tylne,
- zespół blach tylnych.

Sekcja środkowa składa się z następujących podzespółów:

- stropnicy wychylnej I,
- stropnicy wychylnej II,
- spągnicy środkowej,
- stropnicy środkowej,
- ramiona lemniskaty,
- łączników przednich,
- łączników tylnych,
- zderzaka (układ przepychu napędu),
- układu podnoszenia spągnic.

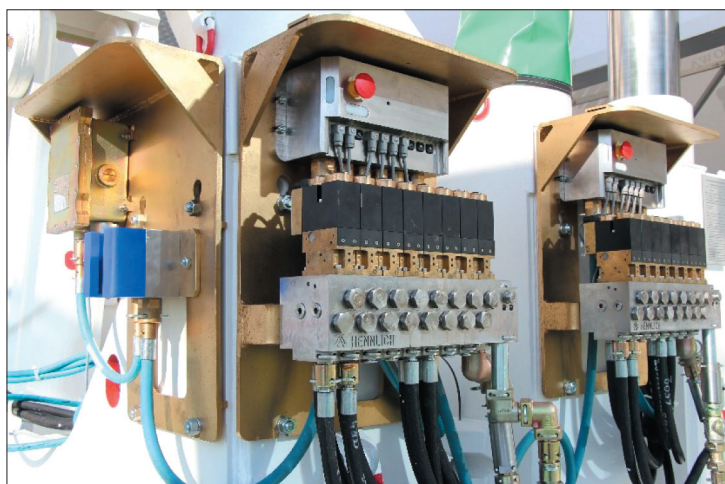
W skład obudowy wchodzi również stojaki, siłowniki oraz układ hydrauliczny.

W pozycji wyjściowej obudowa jest rozparta w chodniku i dosunięta do napędu trasy przenośnika ścianowego. Po urobieniu odcinka ściany równego zabiorowi kombajnu następuje przestawienie (przekładka) napędu wraz z odcinkiem trasy przenośnika ścianowego oraz trasy przenośnika podścianowego przy wspomaganie siłownikami przekładki, znajdującymi się w sekcji środkowej obudowy. Po jego ukończeniu przestawiana jest sekcja środkowa zestawu obudowy o wielkość zabioru. Po wykonaniu kolejnego skrawu kombajnem należy przejść do następnego kroku z użyciem sekcji środkowej zestawu.

Po rozparciu sekcji środkowej kończącej jej maksymalne przestawienie przestawia się zestawy skrajne, dosuwając je do sekcji środkowej (o skok – 1600 mm).

Trójsekcyjna obudowa zmechanizowana skrzyżowań HENNLICH-20/43-CH wyposażona jest w dwa komplety sterowania 18-funkcyjnego (lub opcjonalnie 20-funkcyjnego). Jeden komplet sterowania, w którego skład wchodzi rozdzielacz oraz przewody, kieruje czynnościami sekcji środkowej, a drugi identyczny komplet odpowiada za pracę sekcji skrajnych. Sterowanie w zestawie trójsekcyjnym realizowane jest w systemie przyległym [4–5].

Opcjonalnie obudowa wyposażona jest w układ sterowania radiowy elektrohydrauliczny (rys. 2). Sterowanie obudową odbywa się za pomocą rozdzielacza zamontowanego na sekcji skrajnej prawej lub lewej w zależności od położenia ściany [5].



Rys. 2. Rozdzielacze hydrauliczne z elektrozaworami i modulem do sterowania radiowego

Czynności sterowania obudową realizowane są przez rozdzielacz zamontowany na sekcji skrajnej prawej lub lewej w zależności od położenia ściany. Główna funkcjonalność systemu koncentruje się na podnie-

sieniu bezpieczeństwa operatorów maszyn i urządzeń przez oddalenie miejsca sterowania z pulpitu lokalnych do stref, w których ograniczono ryzyko interakcji człowiek – maszyna – otoczenie, oraz poprawę precy-

zji sterowania przez rozszerzenie horyzontu obserwacji operatora. System sterowania mControl** składa się z pilota radiowego, jednego lub dwóch członów wykonawczych oraz urządzeń pomocniczych, takich jak baterie i zasilacze iskrobezpieczne oraz moduł ładowarki baterii. Zasilacze iskrobezpieczne podają napięcie na moduły wykonawcze wyposażone w układ radiowy, sygnalizator optyczny i dźwiękowy, przycisk wyłączenia awaryjnego oraz wyjścia dwustanowe połączone do cewek rozdzielaczy hydraulicznych przez wyprowadzone złącza. Pilot radiowy służący do sterowania wyjściami dwustanowymi modułów wykonawczych wyposażono w 20 przełączników ze stabilną pozycją „0”, przycisk „Wyłączenie awaryjne”, wskaźniki optyczne, złącze antenowe i zasilany układ baterijny.

Sterowanie pracą sekcji skrajnych odbywa się za pośrednictwem rozdzielacza zamontowanego na sekcji środkowej. Dopuszcza się również możliwość sterowania obudową skrzyżowania ze ściany. W tym wypadku rozdzielacze sterujące należy zamontować na pierwszej sekcji obudowy ścianowej. Niedopuszczalne jest równoczesne rabowanie sekcji środkowej i sekcji skrajnej. Gdy jedna z nich jest rabowana, druga musi być bezwzględnie rozparta. Parametry niniejszej obudowy przedstawiono poniżej (rys. 3).

Zakres wysokości:

- geometryczny 2,00–4,3 m
- roboczy 2,20–4,2 m

Praca obudowy w zakresie nachyleń:

- wzdłuż zestawu ok. 15°
- w poprzek zestawu ok. 15°

Podporność obudowy:

- wstępna (25 MPa) 0,37 MPa
- wstępna (32 MPa) 0,39 MPa
- robocza 0,43 MPa

Maksymalny nacisk na spąg:

- sekcji skrajnych 1,2 MN/m²
- sekcji środkowej 1,11 MN/m²

Liczba stojaków:

- sekcje skrajne 4 szt.
- sekcja środkowa 2 szt.

Podporność wstępna stojaków (25 MPa):

- sekcji skrajnych 4 × 1,227 MN
- sekcji środkowej 2 × 1,227 MN

Podporność wstępna stojaków (32 MPa):

- sekcji skrajnych 4 × 1,57 MN
- sekcji środkowej 2 × 1,57 MN

Podporność robocza stojaków:

- sekcji skrajnych 4 × 1,71 MN
- sekcji środkowej 2 × 1,71 MN

Skok przesuwника zestawu: 1,6 m

Skok przesuwника przesuwania napędu: 0,8 m

Siła przesuwania:

- sekcji skrajnych 2 × 0,19 MN
- sekcji środkowej 2 × 0,43 MN

Siła przesuwania napędu: 2 × 0,602 MN (sekcja środkowa)

Dodatkowa siła przesuwania napędu: 0,602 MN (sekcje skrajne)

Siła na końcu stropnicy wychylnej I:

- sekcji skrajnych 2 × 0,174 MN
- sekcji środkowej 0,277 MN

Siła na końcu stropnicy wychylnej II:

- sekcji skrajnych 2 × 0,028 MN
- sekcji środkowej 0,057 MN

Ciśnienie zasilania: 25–32 MPa

Masa zestawu: ~45 000 kg



Rys. 3. Model obudowy zmechanizowanej skrzyżowania typu HENNLICH-20/43-CH

4. ZAKOŃCZENIE

Przedsiębiorstwo HYDROMEL Sp. z o.o. założone 29.06.1994 roku swoją działalność skupia na określonych gałęziach przemysłu, dzięki czemu dysponuje specjalistami w swoich dziedzinach, a współpraca z wieloma firmami poszerza jego horyzonty i możliwości oraz zapewnia konkurencyjność na rynku. Jako część Grupy Kapitałowej PUMAR ma następujące wydziały: górniczy, hydrauliki siłowej, energetyki i konstrukcji spawanych oraz transportu [5].

W ramach poszczególnych wydziałów firma projektuje, produkuje, naprawia oraz przeprowadza modernizację:

- ścianowych obudów zmechanizowanych oraz ich poszczególnych elementów, takich jak części konstrukcyjne, elementy hydrauliki siłowej, siłowniki, hydraulika sterownicza oraz owężowanie,
- konstrukcji urządzeń górniczych oraz zbiorników i rurociągów ciśnieniowych,
- konstrukcji maszyn i urządzeń z branży budownictwa, transportu i energetyki, kolejnictwa.

Dodatkowo ma w swojej ofercie usługi pośrednictwa, finansowo-księgowo, handlu węglem oraz usługi transportowo-spedycyjne na terenie kraju i UE.

Ogromną wartość stanowi współpraca z licznymi firmami z branży górniczej, czego wynikiem jest realizacja projektów dla górnictwa, a także możliwość wprowadzania innowacji, przeprowadzania badań oraz tworzenia prototypów [5].

Jednym z tych projektów jest wyposażenie skrzyżowania chodnik-ściana w nowoczesne rozwiązanie, ja-

kim jest specjalna zmechanizowana sekcja chodnikowa (rys. 3). Jest ono wygodne dla załogi, zmniejsza ryzyko zaistnienia wypadków, jest opłacalne ekonomicznie ze względu na mniejsze zaangażowanie załogi w manualne cykliczne przebudowy skrzyżowania.

Wsluchując się w opinie użytkowników sekcji chodnikowych, można odnieść wrażenie, że odkąd zaczęli ich stosowanie, nie wyobrażają już sobie powrotu do tradycyjnych rozwiązań [4–5].

Literatura

- [1] Matuszewski J., Ratajczak A., Głuch P.: *Doświadczenia z utrzymania skrzyżowania ściana-chodnik w Warunkach KKW „Knurów-Szczygłowice” Ruch „Knurów”*, Górnictwo i Geologia 2011, 6, 1: 159–177.
- [2] Chudek M., Pach A.: *Obudowa wyrobisk eksploatacyjnych w kopalniach węgla kamiennego. Część 1. Obudowy współpracujące z górotworem w warunkach obciążeń statycznych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [3] Kostyk T., Mika M., Trembaczewski H.: *Podporowa obudowa skrzyżowań ściana-chodnik POS-V9*. Przegląd Górniczy 1999, 10: 159–163.
- [4] Firma HENNLICH s.r.o. – materiały własne.
- [5] Przedsiębiorstwo HYDROMEL Sp. z o.o. – materiały własne.

mgr inż. MAREK WOJTAS
HENNLICH s.r.o.
Českolipská 9,
412 01 Litoměřice, Czechy

mgr inż. DAMIAN KAZUBIŃSKI
mgr inż. KLAUDIUSZ PILARZ
Przedsiębiorstwo HYDROMEL Sp. z o.o.
ul. Wyzwolenia 14,
41-103 Siemianowice Śląskie
hydromel@ppupumar.pl

SZYMON RĘCZKOWICZ

Mechatronic design of a two-wheeled mobile platform

The article presents the results of work on a project for a two-wheeled self-balancing mobile platform prepared as part of engineering work. The purpose of creating the structure was to enable the increased mobility of an adult over short distances in an urbanized environment.

The whole design work was divided into several parts. In the first stage, requirements were assumed for the design of the device, electrical elements chosen, and a diagram of their electrical connections is presented. In the second part, the created CAD model of the structure is presented and some of mechanical elements described. In order to check the strength of the structure, the FEM analysis of the device body was carried out. The penultimate part was to analyze the problem of the inverted pendulum, which allowed to separate the state space model into a base subsystem and a control stick subsystem necessary to develop the control for the platform. In the last part, a stabilizing algorithm based on the LQR regulator was prepared and the use of sensory fusion in the form of a Kalman filter was focused on in order to increase the accuracy of determining the angle of deflection of the structure.

Finally, simulations were prepared in the Simulink environment in order to check the correctness of the prepared algorithm. The whole was crowned with a summary of the work and setting directions for further research.

Key words: *self-balancing vehicles, Kalman filter, two-wheeled structures*

1. INTRODUCTION

Nowadays, issues related to micromobility, i.e. short-distance travel with the help of small, light and emission-free means of communication, play an increasingly important role [1]. This is due to the fact that currently people mainly care about getting to their destination quickly, and due to the common occurrence of traffic jams, the use of cars is unprofitable over short distances.

The most popular and oldest devices related to the issue of micromobility are bicycles, however, due to the fact that, like scooters or rollerblades, they require physical effort from the driver in order to set the vehicle in motion, they do not satisfy the need for effortless movement present in part of society. The group of vehicles that allows to meet all these conditions are “personal transport devices” (so-called PT), which are defined as “an electrically powered vehicle,

excluding an electric scooter, without a seat and pedals, structurally designed to move only with the driver on this vehicle”. Self-balancing vehicles have gained great popularity in this group [2].

Self-balancing vehicles are single-axle devices equipped with motorized wheels (or wheel) connected to a movable base on which the driver stands. The self-balancing function, which most distinguishes these vehicles from others designed for independent driving, is the result of a complex algorithm uploaded to the control unit, which allows you to react to changes in the vehicle’s yaw detected by sensors located in the vehicle.

A person can “disrupt” this system by leaning, causing the system to perform a procedure to re-stabilize the device, resulting in vehicle movement.

To sum up, it was decided to work on the structure due to the observable demand for electrically powered vehicles designed to move over short distances in urban areas.

2. DESIGN ASSUMPTIONS

At the beginning, the author conducted the state of the art and the research into the applicable norms and laws [2], as well as research into the average weight [3] and posture of a person [4]. As a result of this analysis, the following requirements were established:

- The structure is to be a single platform with a mounted steering rod where the tilt of the structure and the deviation of the rod are detected.
- The maximum speed at which the vehicle can move on a flat surface is $v_{\max} = 20$ km/h (in accordance with the maximum permitted speed for PT vehicles) [2].
- Permissible weight of the transported person $m_{\max} = 100$ kg – determined as the sum of the weight of an average adult male equal to 90 kg (according to research carried in the USA [3]) and clothes carried together with hand luggage as 10 kg.
- Maximum speed when driving with a maximum load under 5° surface inclination – $v_{\text{inc}} = 10$ km/h.

During the selection of elements for this project, the above-mentioned assumptions were followed.

3. ELECTRICAL PART

3.1. Engine

The process of selecting elements for the project began with the selection of engines due to the fact that they are responsible for setting the entire structure in motion. Their poor selection could result in failure to meet the previously presented requirements or prevent the correct implementation of the stabilizing algorithm due to overly slow or inaccurate position change.

In order to initially determine the minimum parameters to be met by the engine, the example of a body on a level was used (Fig. 1).

Using the knowledge of patterns for the body being on an incline, the following were determined:

$$F_g = m \cdot g \quad (1)$$

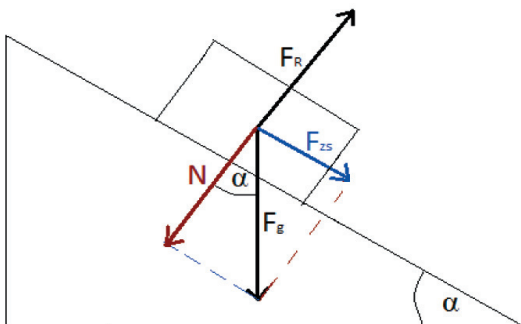


Fig. 1. Body on a slippery slope

The approximate weight is the maximum weight of the transported individual:

$$F_{g_{\max}} = m_{\max} \cdot g = 100 \cdot 9.81 = 981 \text{ N} \quad (2)$$

The angle of inclination of an incline α was taken as 5° to ensure that the condition for the vehicle to move at a speed of 10 km/h at that angle of inclination of the surface would be met.

$$F_z = F_{g_{\max}} \cdot \sin(\alpha) = 981 \cdot 0.087 = 85.49 \text{ N} \quad (3)$$

Bearing in mind the fact that in the design, each wheel has a separate drive (in order to enable turning), the necessary torque should be divided into two engines:

$$M_{\max} = \frac{F_z \cdot r_k}{2} = \frac{85.49 \cdot 0.2}{2} = 8.55 \text{ Nm} \quad (4)$$

In order to determine the necessary power, the linear velocity should be converted into angular:

$$\omega_{\text{inc}} = \frac{v_{\text{inc}}}{r_k} = \frac{2.78}{0.2} = 13.88 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (5)$$

As a result, assuming no slippage, the necessary power was obtained:

$$P_{\text{inc}} = M_{\max} \cdot \omega_{\text{inc}} = 118.74 \text{ W} \quad (6)$$

Considering the above, it was decided to use a pair of NPC-T74 (Fig. 2) engines with the following parameters [5]:

- supply voltage 24 V,
- rotational speed after the gearbox 240 RPM,
- gear design 20 : 1,
- engine ace 6.53 kg,
- maximal output power 1200 W.

Particularly noteworthy is the presence of a built-in gearbox, which allowed the omission of additional elements in order to achieve the necessary torque.

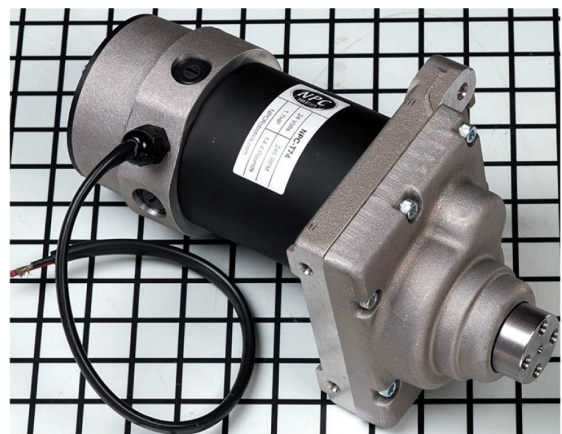


Fig. 2. Engine NPC-T74 [5]

3.2. Controllers

In order to properly control the speed and direction of rotation of the above-mentioned engines, it was necessary to choose the right controller. For the needs of the design, the Sabertooth Dual 60A Speed Controller was chosen, the greatest advantage of which is the simultaneous operation of two drive units using one module.

Nevertheless, a central unit is still required, the main task of which is to read and process signals from sensors, and then use them and a stabilization program uploaded to the unit to determine the control signals that are sent to the motor controller. In the implementation of similar tasks, devices from the Arduino or Raspberry family are most often used. Due to personal experience, it was decided to use Arduino Uno Rev 3.

3.3. Other electrical components

For projects in the field of self-balancing vehicles, it is necessary to detect the angle of inclination and the base, and the speed of its change.

This information is very important in these systems because it is used as input for the stabilizing algorithm. The most popular method of obtaining them accurately is to use the fusion of data from an accelerometer and a gyroscope.

With this in mind, it was decided to select the MPU-6050 unit, in which both of these components are integrated in the form of a single MEMS module.

To read the tilt of the steering set by the driver using the joystick, a mechanical system (described later

in the article) was used, which contained an incremental encoder.

An important topic when selecting electrical components for mobile devices is the selection of the correct power supply unit. This is due to the fact that the operating time of the device depends on the capacity of its batteries. The dimensions of energy sources should also be taken into account, because usually in mobile vehicles, due to the limited space, the dimensions of the components play an important role. The last important aspect is the voltage value, which through improper selection may negatively affect the performance of the device or lead to damage to the element.

In self-balancing constructions, the practice is to use two batteries connected in series (usually 12 V) [6]. Despite the increased space, the weight is distributed evenly, which allows you to increase the controllability of the device.

Considering the above, the decision was made to choose a pair of Vision batteries. That specific battery was chosen because it is one of the smallest (151 mm × 98 mm × 95 mm) available 12 V lead batteries that the author managed to find at the time of selecting the elements.

3.4. Electrical diagram

The elements presented in this section alone would not be able to ensure the proper operation of the device. For this purpose, these elements were combined into one system, the connection diagram of which is presented in Figure 3.

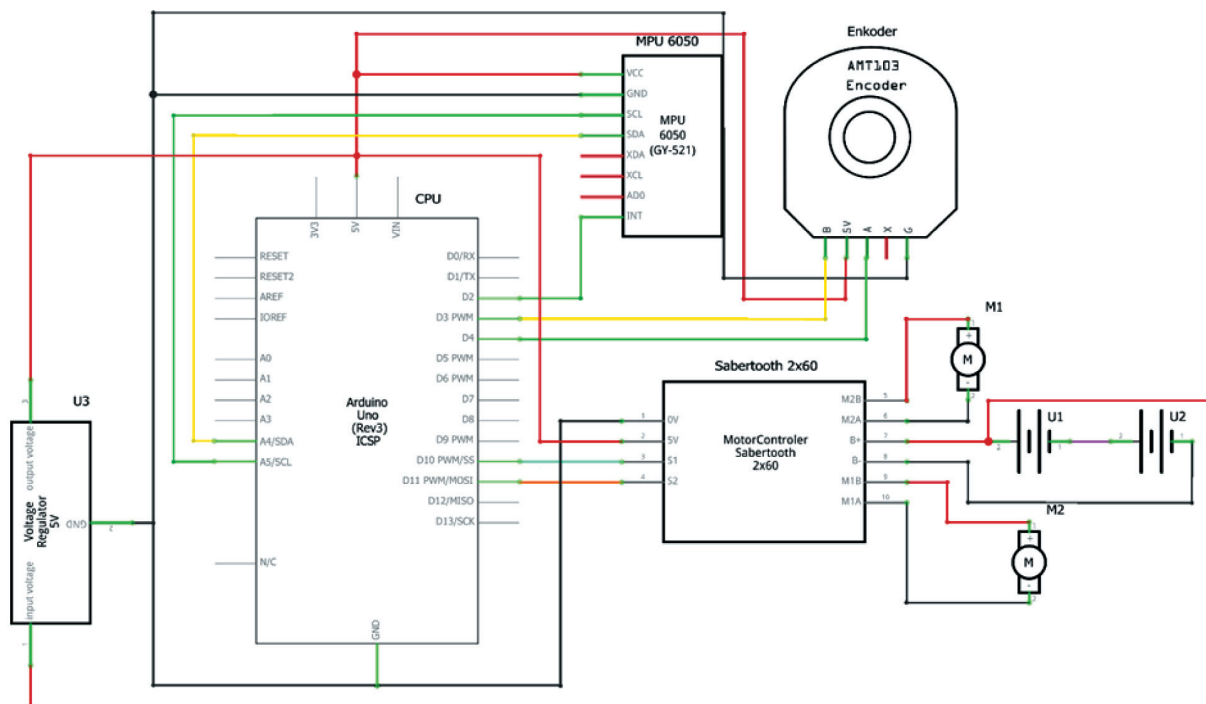


Fig. 3. Electrical diagram of the platform

4. MECHANICAL PART

4.1. Overall dimensions

The process of designing the device model began by determining the overall dimensions that the final construction could not exceed (Fig. 4).

The first parameter that is the width of the device, that is, the distance between the outer edges of the wheels. Taking into account the width of the pavement in accordance with the regulation of the Minister of Transport [4] of up to 2 m, the possibility of two drivers to pass one another while maintaining a safe distance of 0.2 m, plus knowledge of the dimensions of similar devices, the final width of the platform was set at 730 mm.

The length of the device took two factors into account:

- 1) the average adult's foot length of 250 mm (with research done at the Jan Kochanowski University in Kielce [7]),
- 2) enabling the storage of all necessary elements inside the structure with their even distribution (facilitation of the stabilization algorithm).

Taking into consideration these factors, the length was determined as 480 mm.

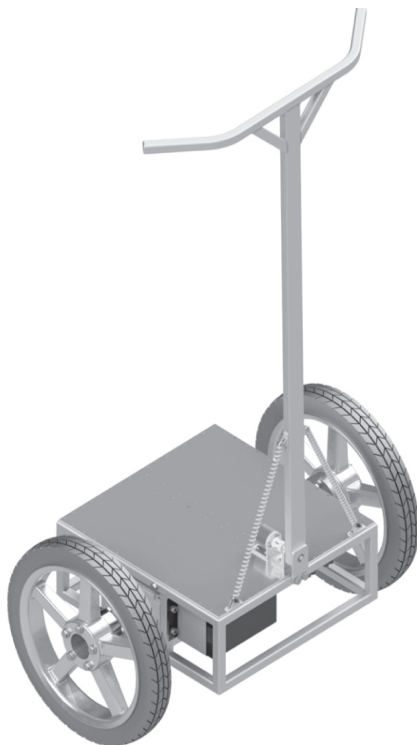


Fig. 4. CAD model of the device

The last dimensional parameter that had to be determined was the height of the structure. In order

to determine this, three dimensions had to be added together:

- 1) The distance of the lower part of the frame from the ground. It was assumed that 100 mm above ground level is a sufficient distance to prevent unwanted interaction with the environment, as a result of which damage could occur to the vehicle.
- 2) The height of the platform frame. As it must accommodate all electronic parts, its height, especially the height of the engine, which is the basic element of the project, must be taken into account at 200 mm.
- 3) The distance between the top base housing and the tip of the steer. On the basis of own research, it was determined that the control stick should be approximately 1100 mm long in order to ensure free control of the vehicle.

Summing up all three dimensions, it was assumed that the overall height of the platform should be 1400 mm.

4.2. Elements of the platform base

The whole structure is connected by a frame that allows the manufacturer to mount all the necessary elements in a compact housing while maintaining a passenger weighing up to 100 kg (Fig. 5).

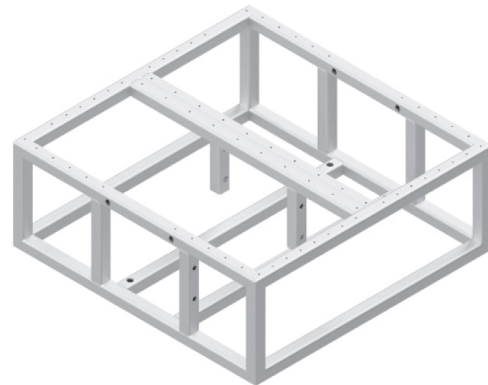


Fig. 5. Designed platform frame

This element was created as a combination of cut closed aluminum profiles with a square cross-section of 20 mm with walls with a thickness of 1.5 mm. The estimated weight of the frame is equal to 2.5 kg.

During the process of selecting the right wheels for the project, three types were considered:

- 1) wheels from a Segway i2 SE;
- 2) wheels from an electric wheelchair;
- 3) 20-inch wheels from Skyway from BMX.

The analysis of the types of wheels presented above was made based on the most important parameters for the project, i.e., price, availability, and method of assembly. The first option was rejected because of the greater difficulties and costs it would entail. Skyway tires, on the other hand, were considered an inferior option, due to the smaller contact area with the ground and the difficult method of installation.

Ultimately, it was decided to use a wheel from an electric wheelchair, but it was necessary to design an element that would allow it to be combined with a selected motor (Fig. 6). Due to the transmission built into the engine, the combination of elements did not require the use of a complicated design. This feature can be considered an advantage due to the low use of material and quick and easy execution. Four holes drilled in the middle are used to mount the hub to the motor, while the outer holes allow you to attach the wheel (Fig. 7).



Fig. 6. Render of CAD model wheels

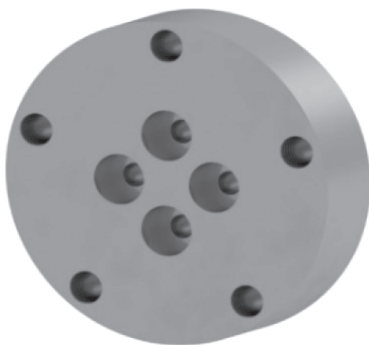


Fig. 7. Render of CAD model of the hub

4.3. Platform steering

In the design process, the most difficult was the design of the steering system (Fig. 8). Since forward and backward movement is achieved by tilting the entire

platform in the desired direction, the only purpose of the steering rod is to allow the vehicle to turn. As a result, the proposed solution had to serve this purpose in a clear and intuitive way.



Fig. 8. CAD steering model

Over the past several years, the issue of turning with self-balancing vehicles has been approached in many different ways, but each of them has its drawbacks. Among those worth mentioning are:

- Fixed control stick, at the sides of which two buttons were mounted, each of which was responsible for turning in the right direction [8]. The main disadvantage of this solution is that the driver can only give the command to turn in the selected direction, but he cannot decide on the value of the steering angle.
- Self-centering swivel handle, the turning of which towards the user or in the opposite direction allowed the device to be turned [9]. It was considered that this solution is not very intuitive for the vehicle user.
- Rod mounted on a rotary potentiometer with return springs [10]. In order to make a turn, the entire control stick must be tilted by the desired steering angle in the selected direction.

Due to the fact that the rod rotates on the shaft of the potentiometer, the value of its resistance is proportional to the tilt of the steering system. As a result, the value of the signal delivered to the controller input changes. Despite the fact that this solution allows for precise and smooth control over the steering angle

of the vehicle, it is not ideal due to the low strength of the potentiometer shaft on which the entire structure rests. As described by the creator of this solution, during one of the tests the device was damaged as a result of using too much force.

Due to the occurrence of defects in the above solutions, it was decided to use its own steering rod solution. The design was inspired by the above-mentioned detection of the rod twist using a rotary potentiometer. However, unlike this design, the rotation is performed on a linear shaft with a diameter of 8 mm. This made it possible to use bearings to eliminate resistance on the shaft. The shaft is connected to the clutch, which allows the rotation to be transmitted to the incremental encoder. This solution allows for accurate reading of the deviation set by the user while reducing the risk of damage to the element. The return to the starting position occurs thanks to the springs mounted in one plane with the rod.

4.4. FEM analysis

Due to the bearing arrangement of the control rod, the stresses occurring in it will be small. With this in mind, only the elements of the device body were subjected to static stress analysis using the Finite Element Method. The analysis itself was carried out according to the Hubert criterion.

The following are defined as simulation parameters:

- TETRA type elements with a diameter of 0.1 mm and a gradation coefficient of 1.5. In the end, this allowed to obtain the number of grid elements 946 799, while the number of nodes was 1 600 326.
- The loads were assumed as two forces of 500 N directed perpendicular to the top cover of the platform that act on it. In addition, the force of gravity on the structure was simulated.
- The boundary conditions were set as a fixed bond at the place of mounting the drive unit to the main frame of the structure (visible on the presentation of the analysis results).
- Aluminum 6061 was primarily used as a material. On the other hand, the elements of screw connections were prepared using stainless steel A4 giving the screw class 8.8. Another material used was PCB plastic, to represent the body of the battery, and the rubber used to cover the tire.

As an effect of carrying out the analysis, the results were obtained from which three parameters were se-

lected as the most important in terms of checking the strength of the structure.

For stresses calculated according to the Huber–Mises stress hypothesis, small values not exceeding 10 MPa were obtained in the place where the sheet metal and the motor housing are in direct contact (Fig. 9).

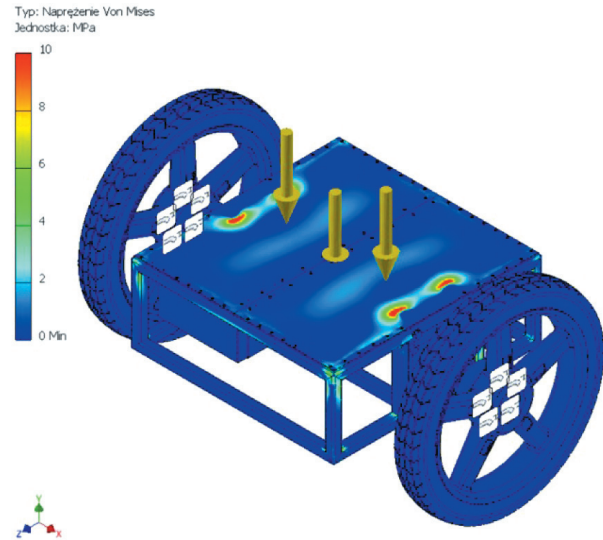


Fig. 9. FEM analysis of the CAD model – stresses

Other results worth to focus on are static displacements and deflections (Figs. 10 and 11). The largest displacement values occur in the center of the platform connection and are equal to approximately 0.16 mm. This value is so small that this change would not be noticed by the user when using the platform.

The last result of the research is the analysis of the safety factor of the structure, which allowed us to assess the strength of the platform.

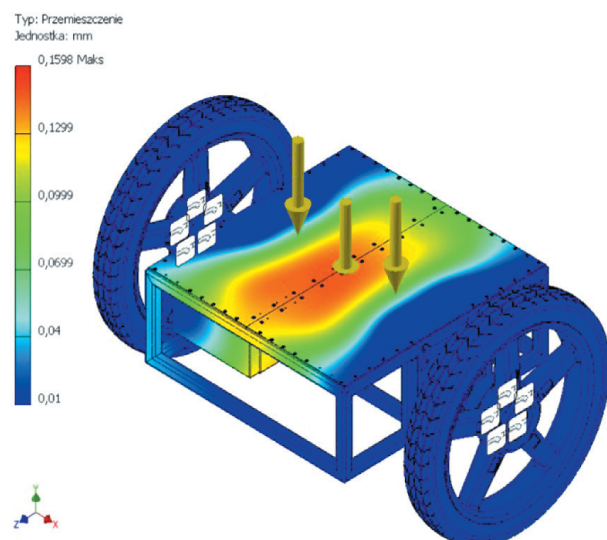


Fig. 10. FEM analysis of the CAD – displacement model

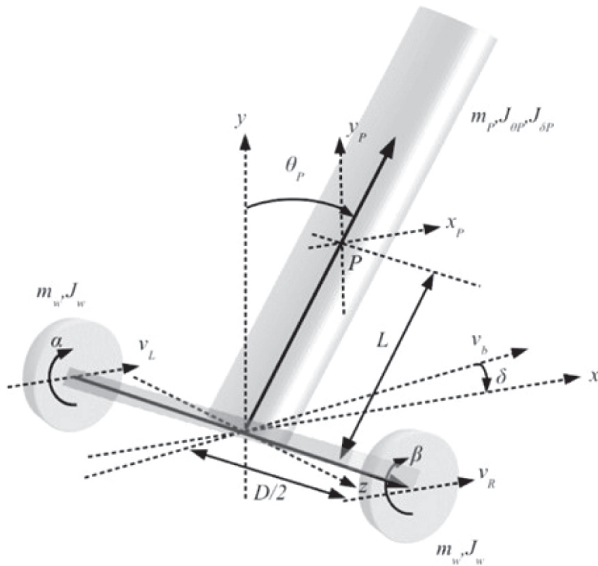


Fig. 11. Simplified human model on a self-balancing vehicle [14]

The safety factor n of a given structural element is determined according to the following formula:

$$k = K/n \Rightarrow n = K/k \quad (7)$$

where:

- K – critical stresses,
- k – actual stresses on the element.

This should be understood as the ratio of critical stress values to the actual stress values occurring in this element. Therefore, in order for a given structural element not to be plastically deformed under the influence of a given load, the value of this coefficient must be greater than unity [11].

The lowest visible value of the coefficient is 2.63. It follows that no element of the platform will undergo plastic deformation during use.

Summing up the above analysis, it can be concluded that the created structure is able to withstand the load associated with its own weight and that of the passenger on it.

5. INVERTED MATHEMATICAL PENDULUM MODEL

In order to design the control algorithm for the platform, the first step was to consider the model of the inverted mathematical pendulum. This is a common practice when designing self-balancing devices, as a result of which many pins of the discussed model are available, including those Present in the project *Control and balancing of a small vehicle with two wheels for autonomous driving* [12] or in the arti-

cle *Simulation and control of a two-wheeled self-balancing robot* [13]. In this chapter, the author uses the nonlinear model presented in the article *Mathematical Modelling of Hover Board* [14], which was then linearized and divided into two simpler to control subsystems.

The following assumptions were adopted:

- The friction that occurs in the system is linear friction, which is proportional to the engine speed.
- Friction arising during the reaction of elements with air, due to the significant difficulty of calculations, was not taken into account.
- The efficiency of the gearshift is 1.
- The driver's model was simplified to a rigid body (cylinder) with a height of "2L".
- The starting point of the system relative to the vertical was taken as the top of the base of the structure.

Table 1

Markings – Inverted pendulum

| Symbol | Description | Unit |
|---------------------|---|----------------------|
| m_k | driver weight | [kg] |
| m_w | wheel weight (identical for both wheels) | [kg] |
| $J_{\theta p}$ | driver inertia in relation to inclination | [kg·m ²] |
| $J_{\delta p}$ | driver inertia, in relation to roll | [kg·m ²] |
| J_w | wheel inertia | [kg·m ²] |
| α_m, β_m | rotation angle (left, right) of the wheel (with respect to the platform) | [rad] |
| α, β | rotation angle (left, right) of the wheel (relative to the ground) | [rad] |
| L | distance between base and center of mass of the driver | [m] |
| θ_p | driver yaw angle (relative to the ground, where 0 is the vertical position) | [rad] |
| v_L, v_R | speed of the center (left, right) wheel | [m/s] |
| x_b, v_b | horizontal coordinate and platform center acceleration (origin) | [m, m/s] |
| X_p, Y_p, Z_p | coordinates of the driver's mass center | [m] |
| D | wheel distance from each other (track width) | [m] |
| r | circle radius | [m] |
| ψ | coefficient of viscous friction | [-] |
| M_L, M_R | torque given to the wheels, by the engine (after transmission) | [Nm] |
| τ_L, τ_R | torque on the (left, right) engine | [Nm] |
| ρ | reduction ratio between engine speed and wheel rotation | [-] |

For the model presented above, the relationship between the engine, wheels, platform, and driver was determined, which allowed results to be obtained.

Next, a dynamic model was determined, on the basis of which the Lagrange equations of the second kind were written.

The resulting model was non-linear, but it can be linearized to simplify the controller's operation. In order to obtain a stable position of the user on the platform, the target deflection angle of the structure was set at approximately 0 ($\theta_p \approx 0$) and low horizontal rotations were assumed ($\delta \approx 0$).

Thanks to this, the final representation in the state space

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$x = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \theta_p \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\theta}_p \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\rho} \\ -\frac{1}{\rho} & -\frac{1}{\rho} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{bmatrix}$$

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = u \Rightarrow \ddot{q} = M^{-1}(-Kq - C\dot{q} + u)$$

$$x = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ M^{-1}(-Kq - C\dot{q} + u) \end{bmatrix}$$

$$\dot{x} = Ax + Bu = \begin{bmatrix} 0_3 & I_3 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_3 \\ M^{-1} \end{bmatrix} u$$

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 \\ m_2 & m_1 & m_3 \\ m_3 & m_3 & m_4 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} c & 0 & -c \\ 0 & c & -c \\ -c & -c & 2c \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k \end{bmatrix} \quad (8)$$

where:

$$m_1 = \left[\frac{m_p r^2}{4} + \frac{r^2 J_{\delta P}}{D^2} + m_w r^2 + J_w + \frac{J_m}{\rho^2} \right]$$

$$m_2 = \left[\frac{m_p r^2}{4} - \frac{r^2 J_{\delta P}}{D^2} + m_w r^2 + J_w \right]$$

$$m_3 = \left[m_p L r / 2 - J_m / \rho^2 \right]$$

$$m_4 = \left[m_p L^2 + 2J_m / \rho^2 + J_{\theta_p} \right]$$

$$c = \psi / \rho^2, \quad k = -m_p g L \quad (9)$$

The above system has a coupling between the steering rod and the platform itself. Thanks to the method presented in the work of Dino Spiller [15], it is possible to divide the discussed case into two separate systems.

The first stage is the transition from the angles of α and β to the parameters of the position of the platform x_b and the angle of deviation δ using the relationship between the wheels and the platform:

$$q_o = \begin{bmatrix} x_b \\ \delta \\ \theta_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r/2 & r/2 & 0 \\ r/D & -r/D & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \theta_p \end{bmatrix} = [S]q \quad (10)$$

The second stage is the introduction of new moments: balancing and rotary. They result from the fact that the joint movement of two motors affects the rectilinear displacement of the platform, while the opposite is responsible for its rotation, which can be written as:

$$q_o = \begin{bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{bmatrix} = [D] \begin{bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{bmatrix} = [D]^{-1} \begin{bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5 & 0.5 \\ 0.5 & -0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{bmatrix} \quad (11)$$

Thanks to this solution, after substituting into the system from equation (8), we get the desired division into two systems. Moreover, to make it easier to separate the state space system, the order of the state variables has been changed.

$$\dot{x}_N = A_N x_N + B_N u_N =$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_p \\ \ddot{x}_b \\ \ddot{\theta}_b \\ \dot{\delta} \\ \ddot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & an_{32} & an_{33} & an_{34} & 0 & 0 \\ 0 & an_{42} & an_{43} & an_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & an_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_b \\ \theta_p \\ \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_b \\ \delta \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ bn_{31} & 0 \\ bn_{41} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & bn_{62} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{bmatrix} \quad (12)$$

Eventually, two platform subsystems were obtained:

1) base subsystem:

$$\dot{x}_\theta = A_\theta x_\theta + B_\theta \tau_\theta =$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_p \\ \ddot{x}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & an_{32} & an_{33} & an_{34} \\ 0 & an_{42} & an_{43} & an_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ \theta_b \\ \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ bn_{31} \\ bn_{41} \end{bmatrix} \tau_\theta,$$

2) control rod subsystem:

$$\dot{x}_\delta = A_\delta x_\delta + B_\delta \tau_\delta$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{\delta} \\ \ddot{\delta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & an_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ bn_{62} \end{bmatrix} \tau_\delta \quad (13)$$

6. STABILIZATION ALGORITHM

6.1. Platform deviation detection

For the proper operation of the stabilization algorithm, it is necessary to read the platform deflection angle from the equilibrium point as quickly and accurately as possible.

To determine it, elements that do not directly indicate the value sought are most often used and are susceptible to various disturbances.

The first of them, i.e. the accelerometer, reads the value of gravitational acceleration. The indicated value changes from the default 9.81 m/s^2 in the case of deviation according to the following formula:

$$V_a = \sin(\theta) + r_a \quad (14)$$

where:

- V_a – voltage from accelerometer [V],
- θ – angle of deviation [°],
- r_a – measurement noise [V].

As can be seen, this equation is not linear, however, for the value of θ ca. 20° , one can assume the linear relation $\sin(\theta) = \theta$ according to [16], resulting in which we get:

$$\theta \approx V_a - r_a \quad (15)$$

The disturbances r_a included in the above formula are the result of other accelerations (longitudinal and lateral) and vibrations that arise when the vehicle is moving. Therefore, the data received from the accelerometer contains a significant amount of noise, so that when designing self-balancing devices, you cannot rely only on their readings.

The second type of sensor from which one can get the necessary data is the gyroscope. This device allows the measurement of the rate of change of the angle ω , which by integrating after time allows you to determine the desired value of the angle of deviation. Thanks to this, the parasitic accelerations acting in the system do not affect the result obtained as much as in the case of the accelerometer [16].

Unfortunately, one cannot rely on gyro readings due to zero errors (so-called bias). As a consequence, with the increasing duration of operation, there is an increase in the so-called drift, i.e. the error of the tilt angle [16].

As presented in the paragraphs above, both sensors are better suited for certain types of measurements. For long measurement periods, the accelerometer works better due to the lack of drift, but with short measurements a gyroscope will obtain more accurate results due to the reduced susceptibility to interference. As can be seen, the sensors complement each other's imperfections, therefore it is a common practice to merge data obtained from the above-mentioned devices.

6.2. Fusion of measurement signals

One of two filters can be used to synthesize signals from sensors: a complementary one, which is a simpler but worse method, and a Kalman filter that allows more accurate results to be obtained, but with a higher demand for computing power.

The operation of the complementary filter is based on complementing each other's data from sensors, none of which fully reflects the actual result. Determining the tilt angle on the basis of the two sensors in question involves the use of appropriate filters: low-pass for the accelerometer to remove fast-shift errors, high-pass is used for the gyroscope to remove slow-changing errors (drift) to then sum up the obtained values as shown in the following equation [17]:

$$\theta_f = K_1 (\theta_{f-1} + \dot{\theta}_g \cdot T_s) + K_2 \cdot \theta_a \quad (16)$$

where:

- θ_f – angle estimated value [°],
- θ_{f-1} – angle estimated value [°],
- θ_a – angle value based on accelerometer [°],
- $\dot{\theta}_g$ – angle estimated value [°],
- K_1, K_2 – complementary filter factor (for gyroscope and accelerometer respectively).

As can be seen, this filter is easy to implement, because it can be implemented with a single line of code, which saves resources of the computing unit. However, the problem in the case of its use is the determination of appropriate values of coefficients, which have a decisive impact on the accuracy of the results obtained.

The Kalman filter is a commonly used algorithm that allows the determination of the value of a variable that is not available using measurable values and a mathematical model that determines the relationships between both quantities. In the case of linear systems, we use its basic version, while for nonlinear models it is necessary to use an extended Kalman filter. In the previous section, it was shown that with small deviations, the determination of the angle can be treated as a linear model.

In order to analyse the principle of filter operation, it is necessary to consider the mathematical model of the discrete system on which the noise acts.

$$\begin{aligned}x_k &= A \cdot x_{k-1} + B \cdot u_{k-1} + w_{k-1} \\z_k &= H \cdot x_k + v_k\end{aligned}\quad (17)$$

where:

- A – transition matrix,
- B – input matrix,
- w_{k-1} – system (process) noise,
- H – matrix of state association with measurement,
- v_k – measurement noise.

Both of these noises are assumed to be like white Gaussian noises, independent of each other with a distribution:

$$p(w) \sim N(0, Q), \quad p(v) \sim N(0, R) \quad (18)$$

where Q, R – matrix of covariance of the process and measurements respectively.

The operation of this algorithm consists in the cyclical estimation of the searched state vector along with its covariance.

This process can be divided into two stages:

- 1) Prediction phase, in which values are predicted (a priori) based on data from the previous step:
 - state vector:

$$\hat{x}_k^- = A \cdot \hat{x}_{k-1} + B \cdot u_{k-1} \quad (19)$$

- covariance matrix of filtration errors:

$$P_k^- = A \cdot P_{k-1} \cdot A^T + Q \quad (20)$$

- 2) Correction phase, in which the data received from the previous part is corrected (updated), thanks to the information received from the sensors [17].

At this stage, we specify:

- determination of Kalman filter gain:

$$P_k^- = A \cdot P_{k-1} \cdot A^T + Q \quad (21)$$

where S_k – innovation of covariance is calculated as

$$S_k = (H \cdot P_k^- \cdot H^T + R)^{-1} \quad (22)$$

- updating the state vector \hat{x} using the measurement vector y_k , the so-called innovation referred to as:

$$y_k = (z_k - H \cdot \hat{x}_k^-) \quad (23)$$

where z_k – measurement from the sensor

$$\hat{x} = \hat{x}_k^- + K_k \cdot y_k \quad (24)$$

- the last step is to update the covariance matrix for the next algorithm loop:

$$P_k = (I - K_k \cdot H) P_k^- \quad (25)$$

where I – unit matrix.

As can be seen from equation (25), the Kalman gain allows one to determine how much the results of measurements from the correction phase will affect the estimated state. In the case of small gain, we rely more on prediction than on measurements (we consider sensor data uncertain), while with large K values, the data measured at the time of determination plays a more important role.

In order to check the operation of both filters, a simulation of the operation of reading tilt angle data along with the interference present on both types of sensors was prepared. The obtained results are presented in Figure 12.

As can be seen, the impact of interference present on the sensors is definitely more noticeable in the case of a complementary filter. The Kalman filter, on the other hand, estimates the actual value of the deflection angle very well.

It follows that in the case of the discussed project it was required to use the Kalman filter, due to the importance of precise determination of the platform deflection angle with a self-balancing algorithm.

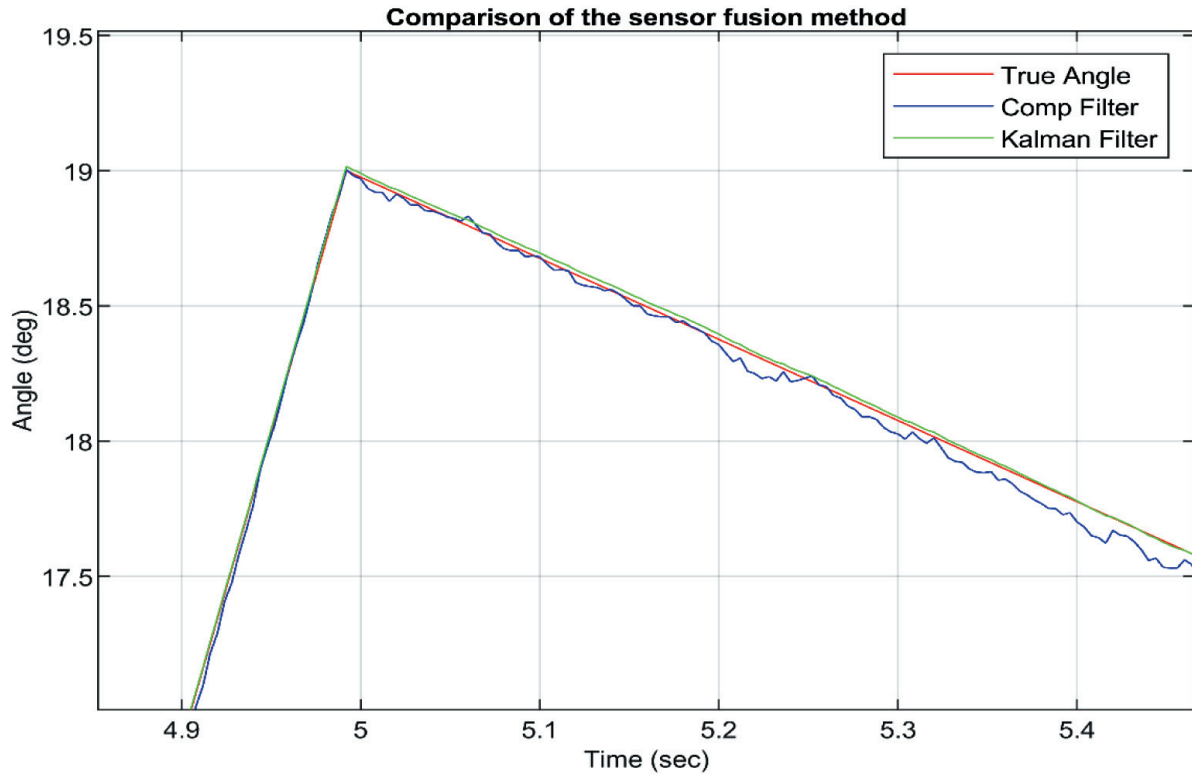


Fig. 12. Chart comparing the operation of selected filters when determining the angle of deviation of the platform

6.3. LQR controller

While working on the stabilizing algorithm, the selection of various control methods was considered, however, due to the important aspect of energy control signal cost in mobile projects, it was decided to choose the LQR controller, whose task is to minimize the square quality index J determined by the following formula:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (26)$$

where:

- Q – input (control signal) weight array,
- R – matrix of state weights.

Minimizing the above-mentioned indicator allows one to obtain the value of the K gain vector, which is used in the control law:

$$u = -Kx \quad (27)$$

The vector K is described by the formula:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (28)$$

In order to determine the P matrix in the above equation, it is necessary to solve the Riccati equation:

$$A^T P + PA + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (29)$$

However, in order to use this equation to obtain a finite number of solutions, it is necessary that the system for which the LQR regulator is selected is a controllable system [18]. A system can be considered controllable when the rank of the controllability matrix is equal to the order of the system.

The matrices Q and R should be diagonal matrices with non-negative values. The first matrix informs us how important it is for the system to obtain the exact value of the state variable. The second matrix indicates how much energy expenditure can be spent on controlling parameters.

6.4. Stabilizing algorithm – matlab environment

In its first part, models of the state space of the steering rod and base subsystems were created. Then, for each of them, the following scheme of operation was used for control.

As can be observed, the regulator fulfilled the task of moving the poles from the positive part of the graph to the desired negative part.

Then, for each of them, the following scheme of operation was used for control:

- Check the controllability and observability of the system to verify the applicability of the LQR controller.
- After verifying the above-mentioned properties of the system, the parameters of the controller in question were selected. Therefore, the next step is to perform discretization of the system. To do this, the `c2d()` command was used, with selected “ZOH” as the discretization method (maintaining the state until the next sample).

- Having a discretized system, it was necessary to set the values in the matrices Q and R , which with the command `dlqr()` allowed to determine the gain vector K .
- In order to implement the LQR controller, a new system was created based on the obtained vector K .
- In order to determine the efficiency of the controller, the positions of the poles of the original subsystem were compared with the poles of the newly obtained system, as illustrated in the graphs below (for comparison, in a continuous version with the same values of Q and R).

As can be observed in Figure 13, the regulator fulfilled the task of moving the poles from the positive part of the graph to the desired negative part.

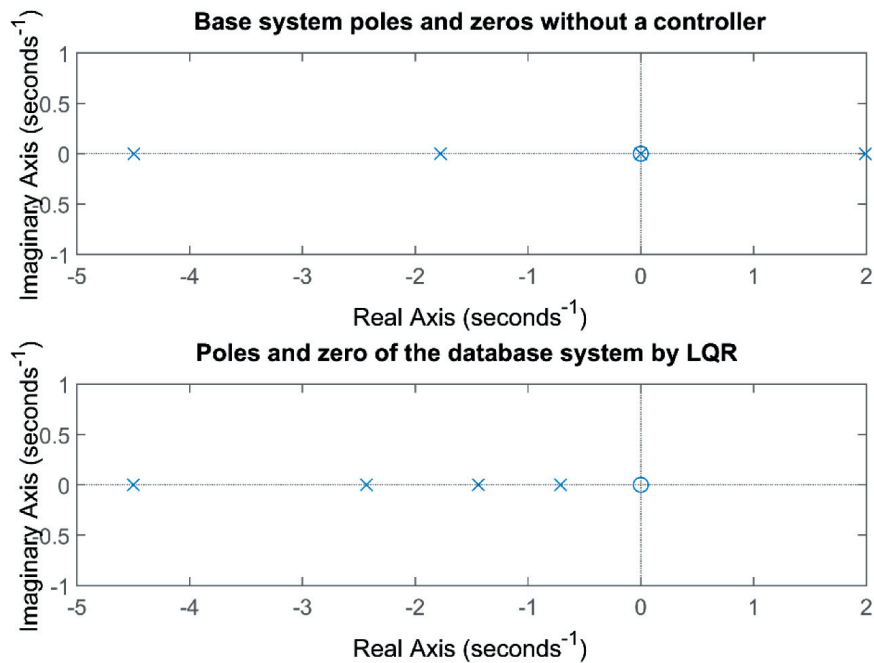


Fig. 13. Pole and zero graph (continuous) system without and with LQR regulator

6.5. Stabilizing algorithm – Simulink simulation

Bearing in mind that the verification of pole positions alone does not give accurate information about the behavior of the system, the simulation of model was carried out in Simulink module (Fig. 14).

This simulation was carried out in the main model, which included a subsystem mapping the behavior of the designed self-balancing structure and LQR regulators of the steering rod and base (Figs. 15–17).

The operation of the system was checked using a reference signal in which the linear velocity and angular velocity of the steering rod were set (the position of the platform and the angle were obtained as a time derivative of velocity integration).

The tilt angle of the platform was not used, which might seem the most intuitive in connection with its actual control, but it would cause a violation of the equilibrium condition of the inverted pendulum in the simulation, which is the base subsystem. As a result, the correct results would not be obtained.

In the subsystem mapping the behavior of the designed self-balancing structure, a block containing a nonlinear model derived from the analysis of the inverted pendulum problem was created. On its basis, the reading of the tilt angle of the platform using an accelerometer and gyroscope was simulated.

Thanks to this, it was possible to verify the sensory fusion discussed earlier.

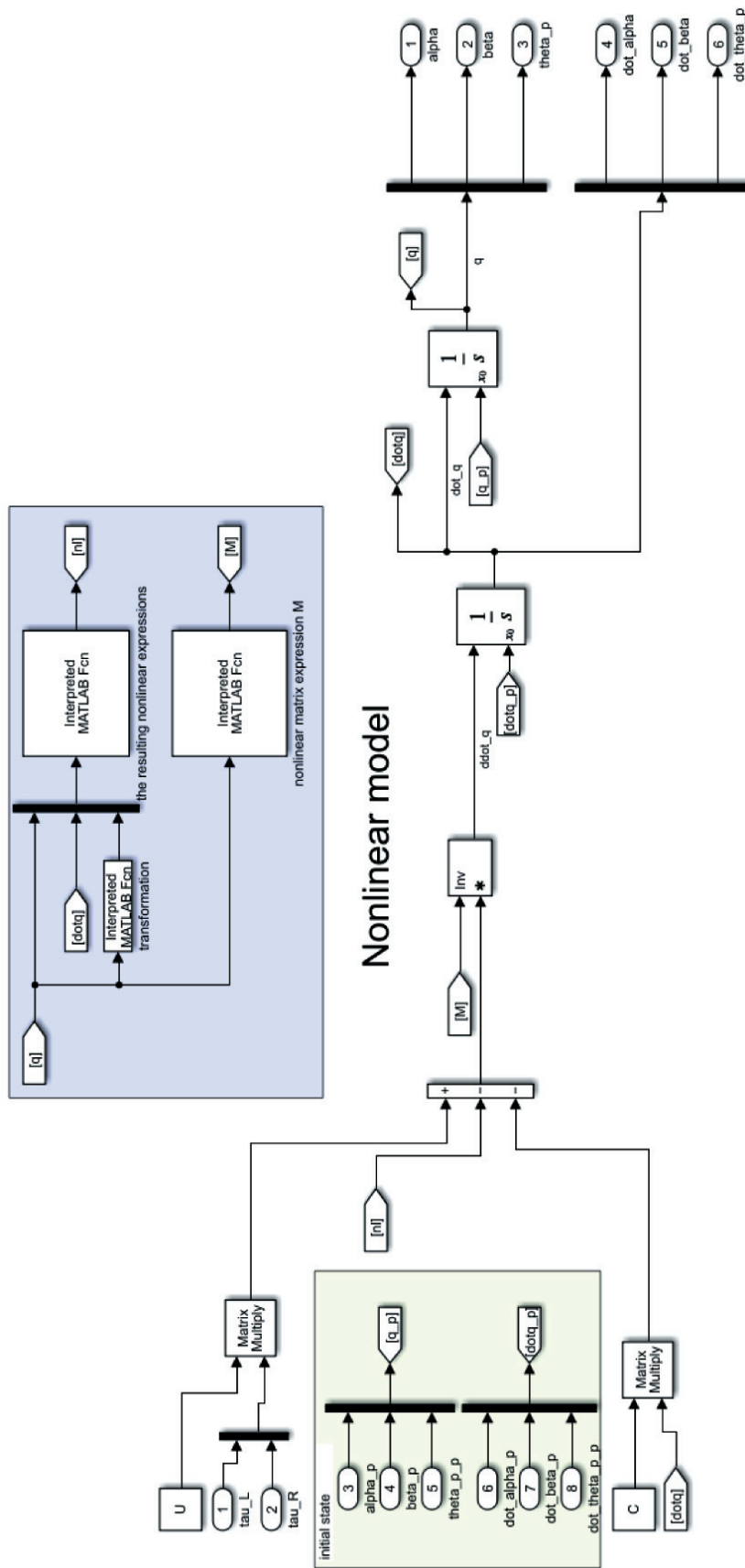


Fig. 14. Nonlinear platform model

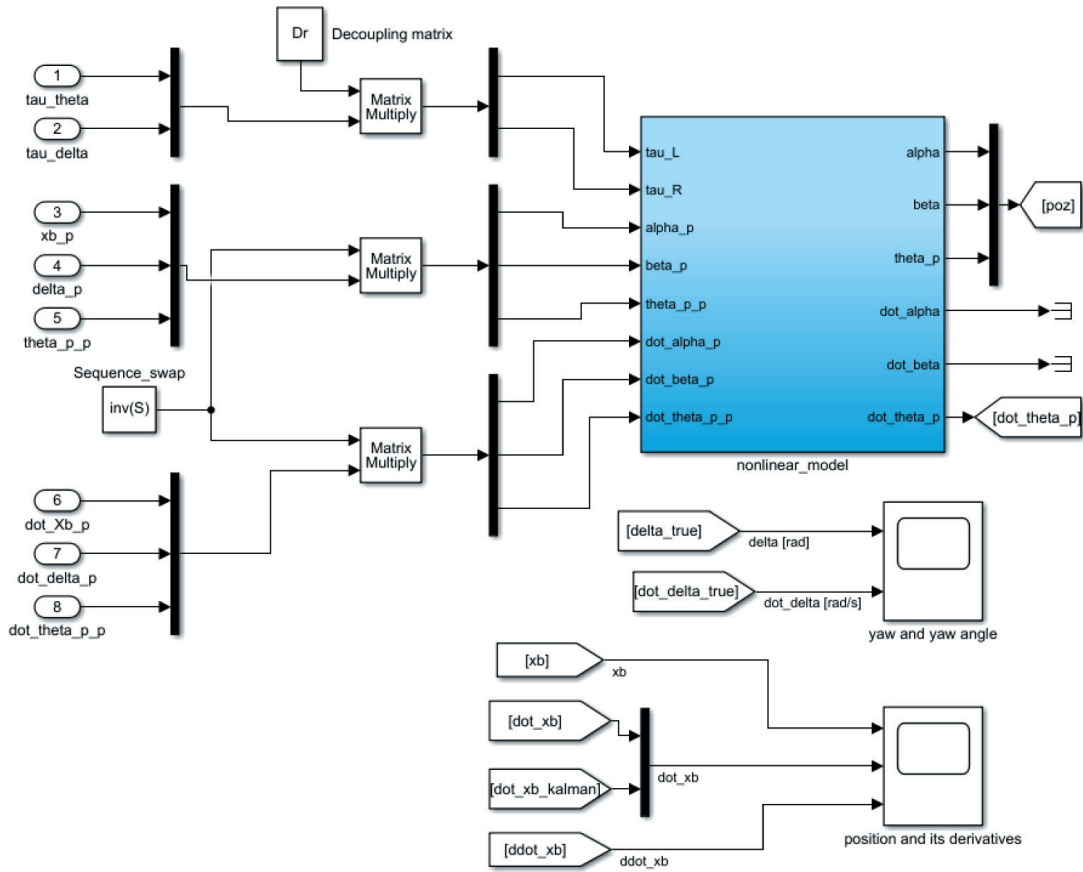


Fig. 15. Simulink model of the controlled object (part 1 of 2)

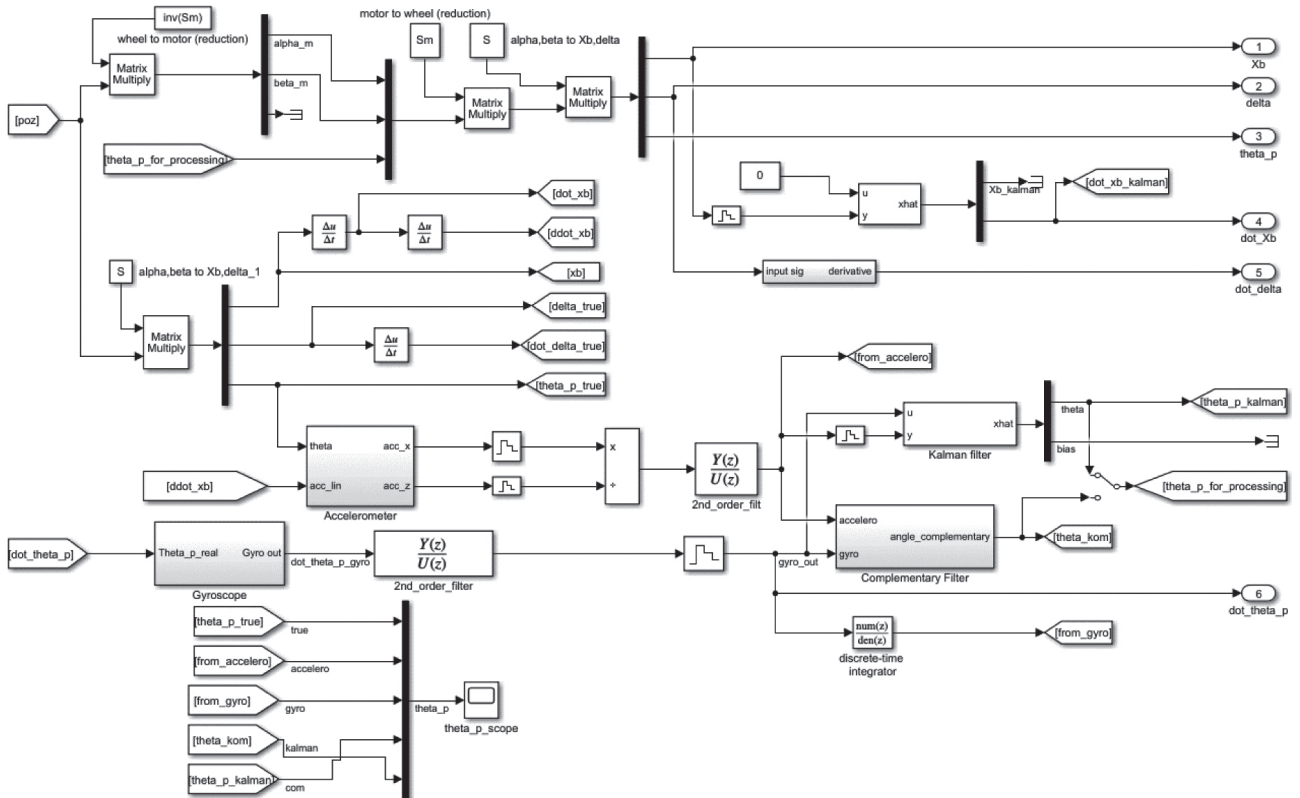


Fig. 16. Simulink model of the controlled object (part 2 of 2)

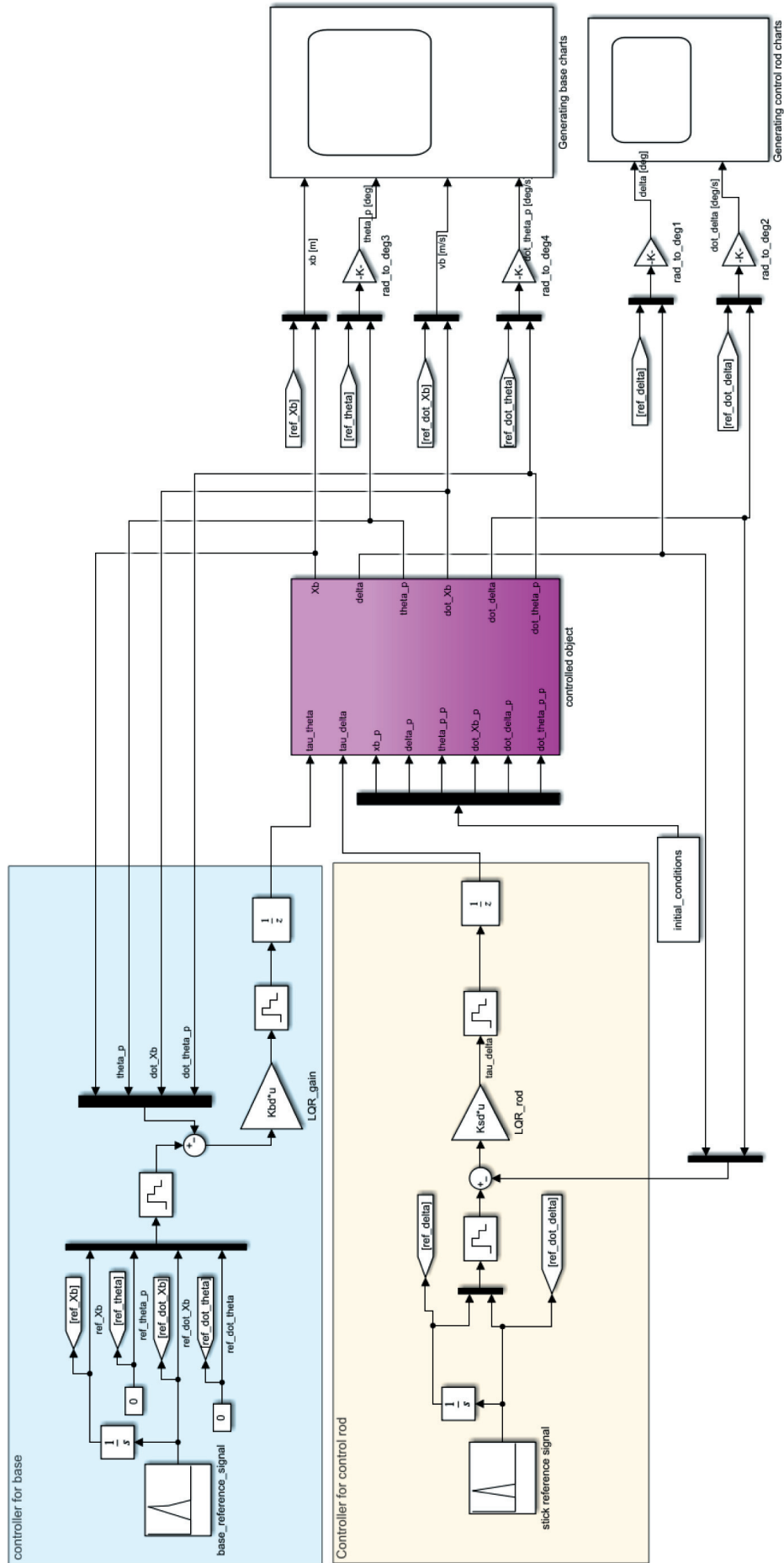


Fig. 17. Main simulink model of the stabilization algorithm

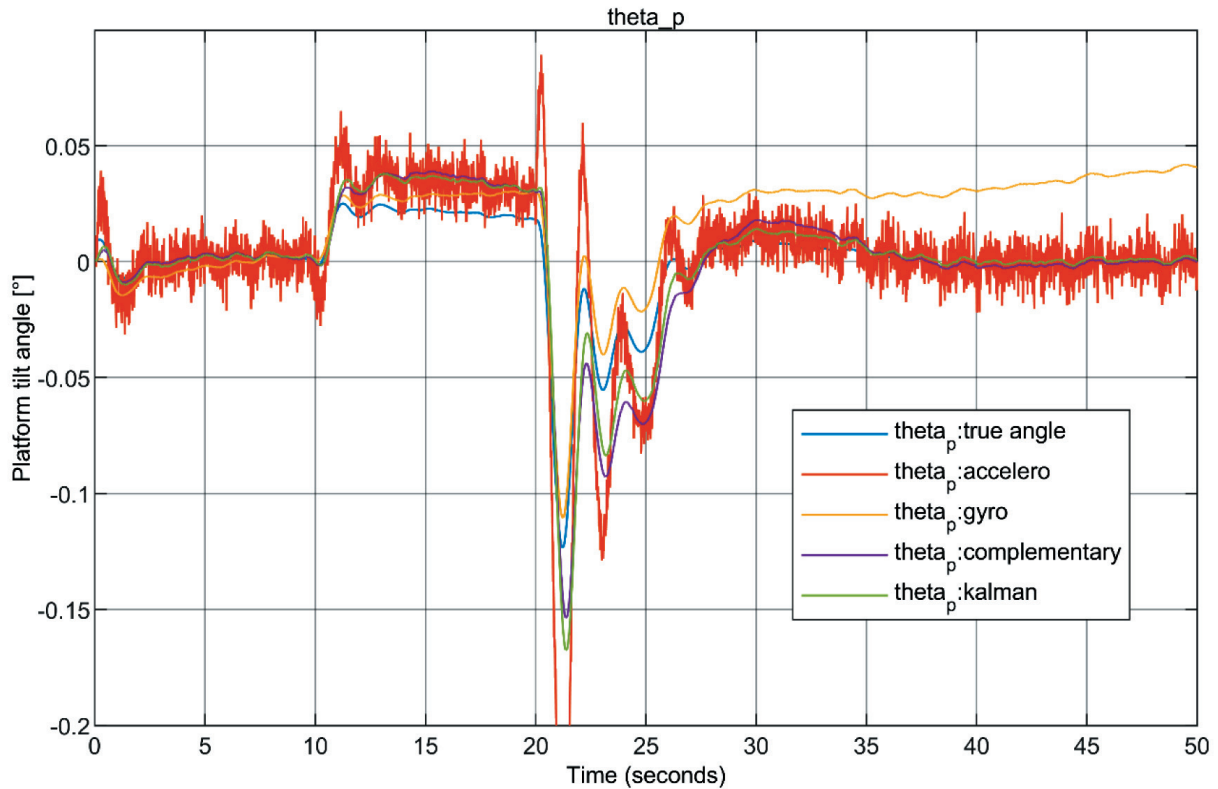


Fig. 18. Chart comparing methods for reading the angle of deviation of the platform

The graph presented in Figure 18 allowed us to show the difference between the data derived from the sensors and the data obtained with the help of the filters used.

As one can see, the data obtained from the model allows us to draw the same conclusions as in the subsection on sensory fusion. The influence of changes in platform velocity on the accuracy of the deviation indication obtained from the accelerometer is clearly visible. Another case that has been confirmed is the increasing drift of the gyroscope over time. The last result that has been re-verified is the greater accuracy of the Kalman filter over the complementary filter.

As mentioned at the beginning of the subsection, the created model was subjected to the influence of a reference signal in order to try to select appropriate values for the Q and R matrix for both regulators.

Table 2
LQR regulator settings
for individual subsystems

| Matrix | Base layout | Stick layout |
|--------|--------------------|--------------|
| Q | diag (20,70,4,0.2) | diag (4,5) |
| R | 0.1 | 0.005 |

For each subsystem, the following results were obtained:

1) Base subsystem.

Under the influence of the speed task, the tilt of the platform underwent changes adequate to the changes in the state of the system (Fig. 19). Despite many attempts, it was not possible to choose the ideal parameters for the Q and R matrix of the base system. In this case, there are two potential options to consider: further attempts to obtain fully satisfactory results using the parameter space search method, or the use of e.g., machine learning to determine the settings, as presented in the “Mendel” journal article [19].

2) Steering rod subsystem.

In Figure 20 it can be seen that the coefficients in the matrices have been selected correctly. The simulation model reacts with the required speed and accuracy to the set parameters. Due to the fact that the steering rod system is the SISO type, the desired results have been achieved.

In conclusion, the created stabilizing algorithm works as intended. Nevertheless, in order to achieve a fully satisfactory result, further work on the selection of coefficients is required.

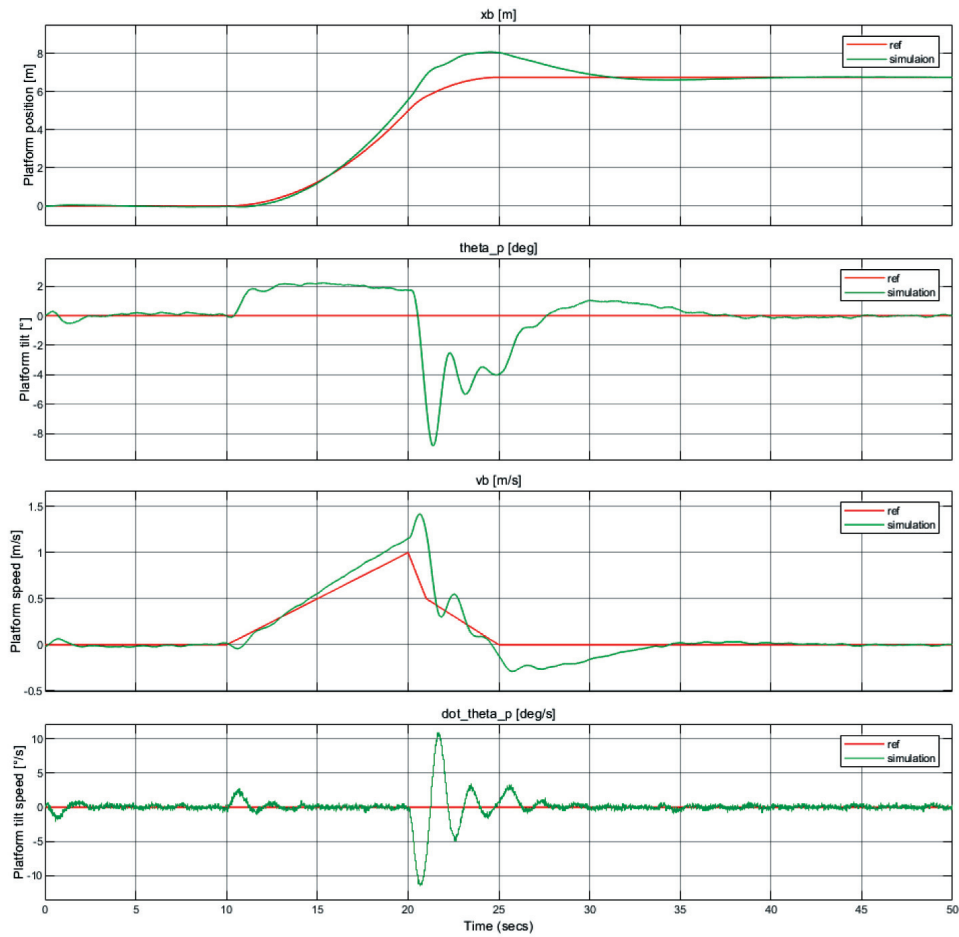


Fig. 19. Place comparison of the reference signal with the system response in the case of the construction base

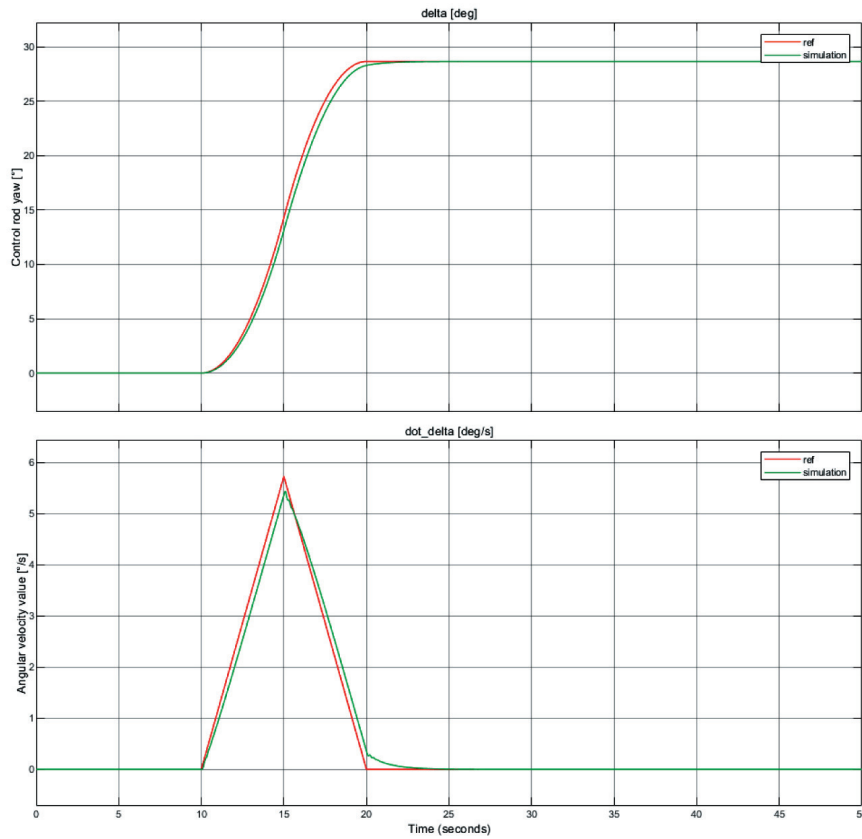


Fig. 20. Comparison of the reference signal with the system response in the case of the control rod

7. SUMMARY

All of the stages related to the design of the structure have been completed. Further work related to the development of the project should be directed in order to create an actual structure. This is due to the fact that even the best prepared mathematical model or designed structure can behave differently in the case of physical implementation. In addition, operating on a real model would allow the acceleration of the selection of the parameter settings of the controllers of individual systems. Another direction of development may be to design shields for the platform, which would reduce the risk of damage to elements.

To sum up, the model presented in the work is considered completed in terms of the theoretical aspects, however its further development requires experiments with a real prototype. Due to the high building costs associated with this model, this task exceeded the scope of this paper.

Reference

- [1] Janczewska D.: *Zrównoważony rozwój z perspektywy mikromobilności*. Zarządzanie Innowacyjne w Gospodarce i Biznesie 2020, 29, 2: 165–187.
- [2] *Ustawa z dnia 30 marca 2021 r. o zmianie ustawy – Prawo o ruchu drogowym oraz niektórych innych ustaw*. Dz.U. z 2021 r., poz. 720.
- [3] Fryar C.D., Kruzson-Moran D., Gu Q., Ogden C.L., *Mean body weight, weight, waist circumference, and body mass index among adults: United States, 1999–2000 through 2015–2016*. National Center for Health Statistics (U.S.), USA, December 20, 2018.
- [4] *Rozporządzenie Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 2 marca 1999 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać drogi publiczne i ich usytuowanie*. Dz.U. z 2016 r., poz. 124.
- [5] The Robot MarketPlace. <http://www.robotcombat.com/products/NPC-T74.html> [10.05.2021].
- [6] L. Shenzhen Center Power Technology Co., CP12120 [product catalog].
- [7] Adamczyk M., Gawrońska K., Szczepanowska-Wołowiec B., Lorkowski J., Kotela A., Hładki W., Kotela I.: *Ocena budowy anatomicznej stóp u studentów Uniwersytetu Jana Kochanowskiego w Kielcach*. Ostry Dyżur 2016, 9, 3: 73–76.
- [8] Stoppi. *Homemade Physics Experiments: Segway*. <https://stoppi-homemade-physics.de/segway> [5.11.2021].
- [9] Baker N., Brown C., Dowling D., Modra J., Tootell D., Cazolato B.: *State-Space Control of Electro-Drive Gravity-Aware Ride Final Report*. 2006.
- [10] Johnston I.: *Project 012 – Home Built Segway*. <https://www.ianjohnston.com/index.php/projects/48-project-012-home-built-segway> [10.11.2021].
- [11] Machniewicz T.: *Podstawy wytrzymałości materiałów. IMiR – MiBM – Wykład nr 2. Osiowe rozciąganie i ściskanie*. http://zwmik.imir.agh.edu.pl/dydaktyka/dla_studentow/imir/IMiR_PWM_Wyklad_02%20-%20Rozciąganie%20i%20ściskanie.pdf [15.01.2022].
- [12] Batmanian S., Naga P.: *Control and balancing of a small vehicle with two wheels for autonomous driving*. KTH Royal Institute of Technology 2019 [master thesis].
- [13] An W., Li Y.: *Simulation and control of a two-wheeled self-balancing robot*. IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO), Shenzhen, China, 2013, pp. 456–461.
- [14] Sangotra D.I., Mendhe M., Kshirsagar S.D., Tamboli R.: *Mathematical Modelling of Hover Board*. Journal of Physics: Conference Series, May 2021, 1913, 1.
- [15] Spiller D.: *Model-based development of a self-balancing, two-wheel transporter*. University of Padua, Department of Technology and Management of Industrial Installations 2017 [master thesis].
- [16] Pasaye J.R., Valencia J.A.B., Pérez F.J.: *Tilt measurement based on an Accelerometer, a Gyro and a Kalman Filter to control a self-balancing vehicle*. 2013. <https://ieeexplore-ieee-1org-100004799007c.wbg2.bg.agh.edu.pl/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6702711> [15.11.2021].
- [17] Chudzik S.: *Zastosowanie tanich czujników inercyjnych w układzie regulacji kąta pochylenia pojazdu balansującego*. Przegląd Elektrotechniczny 2015, 91, 6: 177–180.
- [18] Tryma J.: *JT – Automatyka i programowanie*. Jtjt.pl, <http://jtjt.pl/odwrocone-wahadlo> [10.11.2021].
- [19] Marada T., Matousek R., Zuth D.: *Design of Linear Quadratic Regulator (LQR) Based on Genetic Algorithm for Inverted Pendulum*. Mendel 2017, 23, 1: 149–156.

SZYMON RĘCZKOWICZ, Eng.

AGH University of Science and Technology
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
szymon.reczkowicz@gmail.com

SZYMON RĘCZKOWICZ

Mechatroniczny projekt dwukołowej platformy mobilnej

W artykule przedstawiono wyniki prac nad projektem dwukołowej samobalansującej platformy mobilnej przygotowanym w ramach pracy inżynierskiej. Celem stworzenia konstrukcji było umożliwienie zwiększania mobilności osoby dorosłej na niewielkich odległościach w zurbanizowanym środowisku.

Całość prac projektowych podzielono na kilka części. W pierwszym etapie przedstawiono wymagania założone dla projektu urządzenia, dobrano elementy elektryczne oraz schemat ich połączeń elektrycznych. W drugiej części omówiono stworzony model CAD konstrukcji oraz jego elementy mechaniczne. W celu sprawdzenia wytrzymałości konstrukcji dokonano analizy MES korpusu urządzenia. Przedostatnią częścią było przeanalizowanie zagadnienia odwróconego wahadła, które pozwoliło na wyprowadzenie modelu przestrzeni stanu z rozdzieleniem na podsystemy bazy i drążka sterowniczego niezbędnego do opracowania sterowania dla platformy. W ostatniej części przygotowano algorytm stabilizujący na podstawie regulatora LQR oraz rozważano zastosowanie fuzji sensorycznej w postaci filtra Kalmana w celu zwiększenia dokładności określania kąta odchylenia konstrukcji.

Na koniec przygotowano symulacje w środowisku Simulink w celu sprawdzenia poprawności przygotowanego algorytmu. Całość została zwieńczona podsumowaniem prac oraz wytyczeniem kierunków dalszych badań.

Słowa kluczowe: pojazdy samobalansujące, filtr Kalmana, konstrukcje dwukołowe

1. WPROWADZENIE

W dzisiejszych czasach zagadnienia związane z mikromobilnością, czyli podróżami na krótkie dystanse za pomocą niewielkich, lekkich i bezemisyjnych środków komunikacyjnych odgrywają coraz istotniejszą rolę [1]. Wynika to z faktu, że obecnie ludziom zależy głównie na szybkim dotarciu do celu, a powszechnie występujące zakorkowanie ulic sprawia, że używanie samochodów jest nieopłacalne na niewielkich dystansach.

Najpopularniejszymi i najstarszymi urządzeniami związanymi z zagadnieniem mikromobilności są rowery, jednakże z uwagi na to, że podobnie jak hulajnogi czy rolki wymagają od prowadzącego wysiłku fizycznego w celu wprawienia pojazdu w ruch, nie zaspokajają obecnej u części społeczeństwa potrzeby bezwysiłkowego poruszania się. Grupą pojazdów pozwalającą na spełnienie wszystkich wymienionych warunków są urządzenia transportu osobistego (tzw. UTO), których każdy z przedstawicieli definiowany jest jako „pojazd napędzany elektrycznie, z wyłączeniem hulajnogi elektrycznej, bez siedzenia i pedałów, kon-

strukcyjnie przeznaczony do poruszania się wyłącznie przez kierującego znajdującego się na tym pojeździe”. W tej grupie dużą popularność zyskały pojazdy samobalansujące [2].

Pojazdy samobalansujące są to urządzenia jednoosiowe wyposażone w zmotoryzowane koła (bądź koło) połączone z ruchomą podstawą, na której stoi kierowca. Funkcja samobalansowania, która najbardziej odróżnia te pojazdy od innych przeznaczonych do samodzielnego poruszania się, jest wynikiem działania złożonego algorytmu wgranego do jednostki sterującej, który pozwala zareagować na zmiany w odchyleniu pojazdu wykryte dzięki czujnikom znajdującym się w pojeździe.

Osoba może „zakłócić” ten system, pochylając się, co powoduje wykonanie przez układ procedury mającej ponownie ustabilizować urządzenie, w wyniku czego nastąpi ruch pojazdu.

Reasumując, zdecydowano się na prace nad konstrukcją z uwagi na wyraźnie widoczne zapotrzebowanie na pojazdy napędzane elektrycznie przeznaczone do poruszania się na niewielkie odległości w terenie miejskim.

2. ZAŁOŻENIA PROJEKTOWE

Na początku zapoznano się z dostępnymi na rynku urządzeniami z grupy pojazdów samobalansujących, przepisami obowiązującymi dla pojazdów transportu osobistego [2], raportami medycznymi dotyczącymi masy i postury przeciętnego człowieka [3] oraz zdefiniowanym dla miast nachyleniem chodników [4]. W wyniku tej analizy ustalono niniejsze wymagania:

- Konstrukcja ma być pojedynczą platformą z zamontowanym drążkiem sterowniczym, gdzie wykrywane jest zarówno odchylenie elementu sterującego, jak i przechył całej konstrukcji.
- Maksymalna prędkość, z jaką pojazd może się poruszać po płaskiej powierzchni, wynosi $v_{\max} = 20$ km/h (zgodnie z maksymalną dozwoloną prędkością dla pojazdów UTO [2]).
- Dopuszczalna masa transportowanej osoby $m_{\max} = 100$ kg – ustalona jako suma masy przeciętnego dorosłego mężczyzny równej 90 kg (zgodnie z badaniami przeprowadzonymi w USA) [3] oraz noszonych ubrań wraz z bagażem podręcznym równej 10 kg.
- Maksymalna prędkość przy jeździe z maksymalnym obciążeniem pod 5-stopniowym nachyleniem powierzchni – $v_{\text{inc}} = 10$ km/h.

Podczas doboru elementów do niniejszego projektu kierowano się ww. założeniami.

3. CZĘŚĆ ELEKTRYCZNA

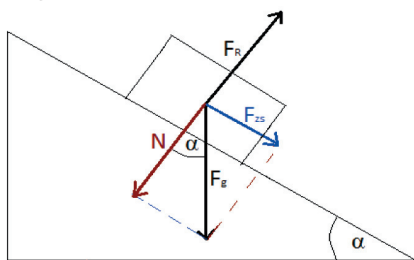
3.1. Silnik

Proces dobierania elementów do projektu rozpoczęto od wyboru silników z uwagi na to, że są odpowiedzialne za wprawienie w ruch całej konstrukcji. Ich zły dobór mógłby skutkować niespełnieniem przedstawionych wcześniej wymagań czy uniemożliwić prawidłową realizację algorytmu stabilizującego z powodu zbyt powolnej bądź niedokładnej zmiany pozycji.

W celu wstępnego wyznaczenia minimalnych parametrów silnika posłużono się przykładem ciała znajdującego się na równi (rys. 1).

Korzystając ze znajomości wzorów na ciało będące na równi, wyznaczono:

$$F_g = m \cdot g \quad (1)$$



Rys. 1. Ciało znajdujące się na równi pochyłej

Jako orientacyjną masę przyjęto maksymalną wagę transportowanej osoby:

$$F_{g_{\max}} = m_{\max} \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (2)$$

Kąt nachylenia równi α przyjęto jako 5° w celu zapewnienia, że zostanie spełniony warunek dotyczący poruszania się pojazdu z prędkością 10 km/h pod takim kątem nachylenia powierzchni.

$$F_z = F_{g_{\max}} \cdot \sin(\alpha) = 981 \cdot 0,087 = 85,49 \text{ N} \quad (3)$$

Uwzględniając to, że każde z kół ma osobny napęd (w celu umożliwienia wykonania skrętu), niezbędny moment należy równo rozłożyć pomiędzy elementy napędzające:

$$M_{\max} = \frac{F_z \cdot r_k}{2} = \frac{85,49 \cdot 0,2}{2} = 8,55 \text{ Nm} \quad (4)$$

W celu wyznaczenia niezbędnej mocy należy prędkość liniową zamienić na kątową:

$$\omega_{\text{inc}} = \frac{v_{\text{inc}}}{r_k} = \frac{2,78}{0,2} = 13,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (5)$$

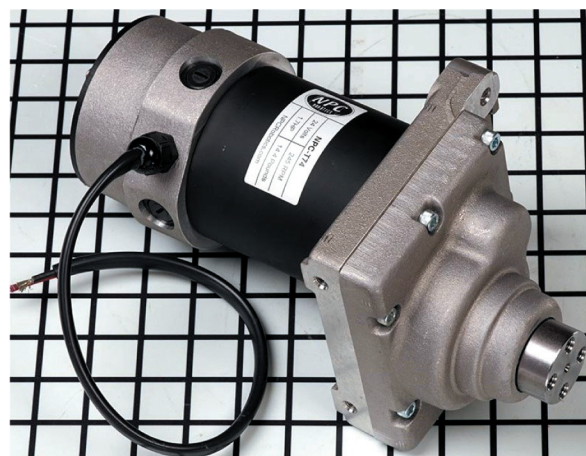
W wyniku czego przy założeniu braku poślizgu otrzymano niezbędną moc:

$$P_{\text{inc}} = M_{\max} \cdot \omega_{\text{inc}} = 118,74 \text{ W} \quad (6)$$

Biorąc powyższe pod uwagę, zdecydowano się na parę silników NPC-T74 (rys. 2) o parametrach [5]:

- napięcie zasilania 24 V,
- prędkość obrotowa za przekładnią 240 RPM,
- przełożenie przekładni 20 : 1,
- masa silnika 6,53 kg,
- maksymalna moc wyjściowa 1200 W.

Szczególnie warta odnotowania jest obecność wbudowanej przekładni, która pozwoliła na pominięcie stosowania dodatkowych elementów w celu osiągnięcia niezbędnego momentu obrotowego.



Rys. 2. Silnik NPC-T74 [5]

3.2. Kontrolery

W celu poprawnego sterowania zarówno prędkością, jak i kierunkiem obrotów ww. silników niezbędne było dobranie odpowiedniego kontrolera. Na potrzeby konstrukcji zdecydowano się na Sabertooth Dual 60A Speed Controller, którego największą zaletą jest jednoczesna obsługa dwóch jednostek napędowych z pomocą jednego modułu.

Niemniej jednak potrzebna jest jeszcze jednostka centralna, której głównym zadaniem jest odczytywanie i przetwarzanie sygnałów z czujników, aby następnie za ich pomocą oraz z użyciem wgranego do jednostki programu stabilizującego wyznaczyć sygnały sterujące, które są przesyłane do kontrolera silników. Do wykonania podobnych zadań najczęściej wykorzystywane są urządzenia z rodziny Arduino bądź Raspberry. Ze względu na osobiste doświadczenia zdecydowano się na Arduino Uno Rev 3.

3.3. Pozostałe elementy elektryczne

W przypadku projektów pojazdów samobalansujących niezbędne jest wykrywanie kąta nachylenia podstawy oraz prędkości jego zmiany. Informacje te są bardzo istotne we wspomnianych układach z uwagi na to, że są wykorzystywane jako dane wejściowe dla algorytmu stabilizującego. Najpopularniejszą metodą ich dokładnego otrzymania jest skorzystanie z fuzji danych z akcelerometru oraz żyroskopu.

Mając powyższe na uwadze, zdecydowano się na wybór jednostki MPU-6050, w której obydwa wspomniane komponenty są zintegrowane w postaci pojedynczego modułu MEMS.

Do odczytywania skreću zadanego przez kierowcę za pomocą drążka sterowniczego został wykorzystany opracowany do tego układ mechaniczny (opisany w dalszej części artykułu), który zawierał enkoder inkrementalny.

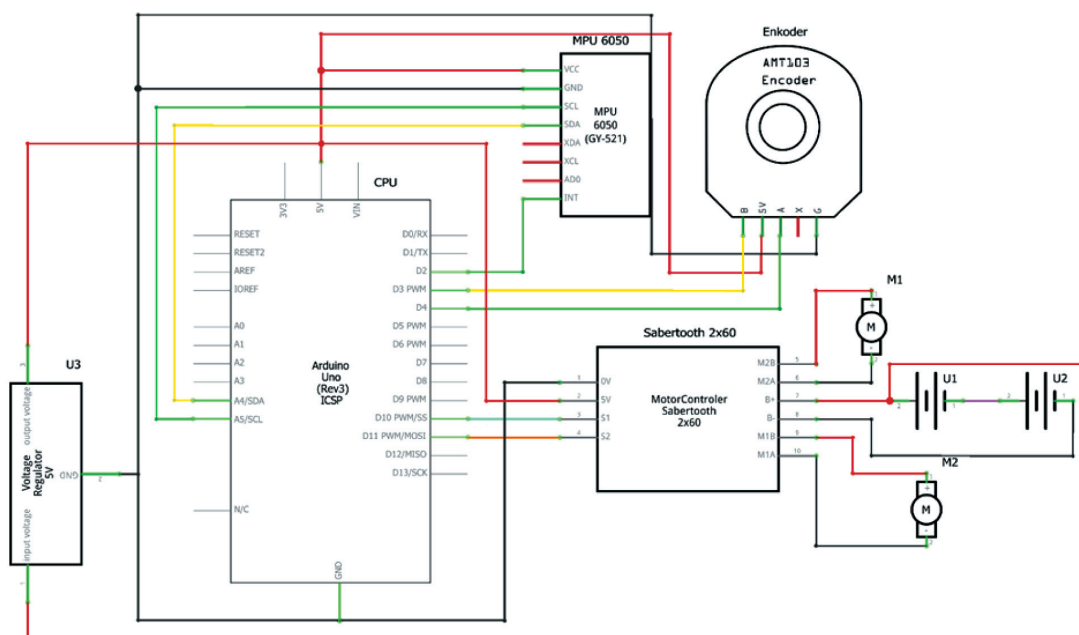
Przy projektowaniu elementów elektrycznych do urządzeń mobilnych ważny jest dobór odpowiedniej jednostki zasilającej. Wynika to z tego, że czas działania urządzenia jest zależny od pojemności jego akumulatorów. Należy również mieć na uwadze wymiary źródeł energii, gdyż zwykle w pojazdach mobilnych z uwagi na ograniczone miejsce wymiary elementów odgrywają istotną rolę. Ostatnim ważnym aspektem jest wartość napięcia, które niewłaściwie dobrane może wpływać negatywnie na osiągi urządzenia bądź doprowadzić do uszkodzenia elementu.

W konstrukcjach samobalansujących najczęściej stosuje się dwa połączone ze sobą szeregowo akumulatory (zwykle 12 V) [6]. Pomimo zwiększonej przestrzeni ciężar jest rozkładany równomiernie, co pozwala na polepszenie sterowalności urządzenia.

Mając powyższe na uwadze, zdecydowano się na parę akumulatorów firmy Vision, ponieważ są one jednymi z najmniejszych (151 mm × 98 mm × 95 mm) dostępnych 12-voltowych akumulatorów ołowiowych, jakie udało się znaleźć autorowi w momencie dobierania elementów.

3.4. Schemat elektryczny

Elementy zaprezentowane w tej sekcji samodzielnie nie byłyby w stanie zapewnić prawidłowej pracy urządzenia, dlatego połączono je w jeden układ, którego schemat pokazano na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat elektryczny platformy

4. CZĘŚĆ MECHANICZNA

4.1. Wymiary gabarytowe

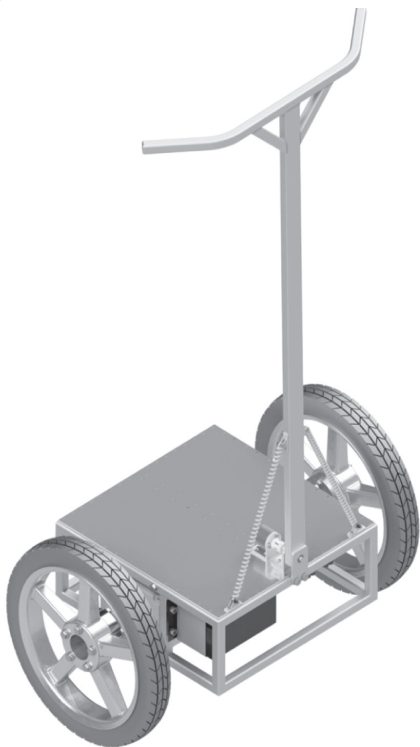
Proces projektowania modelu urządzenia rozpoczęto od ustalenia wymiarów gabarytowych, których nie mogła przekroczyć finalna konstrukcja (rys. 4).

Pierwszym parametrem, na który zwrócono uwagę, jest szerokość urządzenia, czyli odległość między zewnętrznymi krawędziami kół. Biorąc pod uwagę szerokość chodnika zgodną z rozporządzeniem ministra transportu [4] równą 2 m, możliwości wyminięcia się dwóch kierowców z zachowaniem bezpiecznego dystansu 0,2 m oraz po zapoznaniu się z wymiarami podobnych urządzeń, ustalono ostateczną szerokość platformy równą 730 mm.

Długość urządzenia została przyjęta po uwzględnieniu dwóch czynników:

- 1) długości stopy przeciętnego dorosłego człowieka równej 250 mm (zgodnie z badaniami wykonanymi na Uniwersytecie Jana Kochanowskiego w Kielcach [7]),
- 2) konieczności pomieszczenia wszystkich niezbędnych elementów wewnątrz konstrukcji przy ich równomiernym rozmieszczeniu (ułatwienie dla algorytmu stabilizacyjnego).

Przy uwzględnieniu powyższych czynników długość wyniosła 480 mm.



Rys. 4. Model CAD urządzenia

Ostatnim parametrem gabarytowym, który należało ustalić, była wysokość konstrukcji.

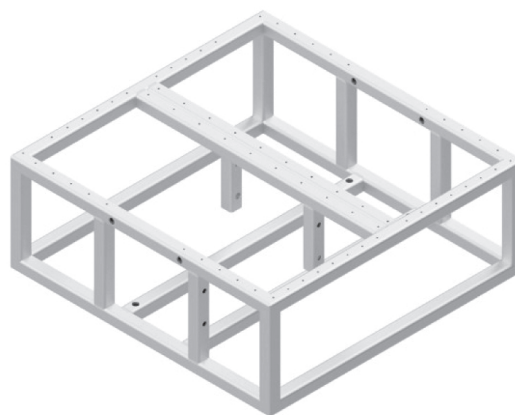
W celu jej wyznaczenia trzeba było zsumować trzy wymiary:

- 1) Odległość dolnej części ramy od podłoża. Założono, że 100 mm nad poziomem ziemi jest wystarczającą odległością do zapobiegania niepożądanym interakcjom z elementami otoczenia, w wyniku czego mogłoby dojść do uszkodzenia pojazdu.
- 2) Wysokość ramy platformy. Z uwagi na to, że musi ona pomieścić wszystkie części elektroniczne, należy uwzględnić jej wysokość, szczególnie wysokość silnika będącego podstawowym elementem projektu, na poziomie 200 mm.
- 3) Odległość między górną obudową podstawy a zakończeniem drążka sterowniczego. Na podstawie przeprowadzonych własnych badań ustalono, że drążek sterowniczy powinien mieć długość około 1100 mm w celu zapewnienia swobodnej kontroli nad pojazdem.

Sumując wszystkie trzy wymiary, założono, że gabarytowa wysokość platformy powinna wynosić 1400 mm.

4.2. Elementy bazy platformy

Całość konstrukcji łączy rama, która umożliwia zamontowanie wszystkich niezbędnych elementów w zwartej obudowie przy jednoczesnym utrzymaniu pasażera o masie do 100 kg (rys. 5).



Rys. 5. Zaprojektowana rama platformy

Element ten (rys. 5) powstał jako połączenie odpowiednio przyciętych profili aluminiowych zamkniętych o przekroju kwadratowym o wymiarze 20 mm ze ściankami o grubości 1,5 mm. Estymowana waga ramy jest równa 2,5 kg.

W trakcie procesu dobierania odpowiednich kół do projektu rozważano trzy typy:

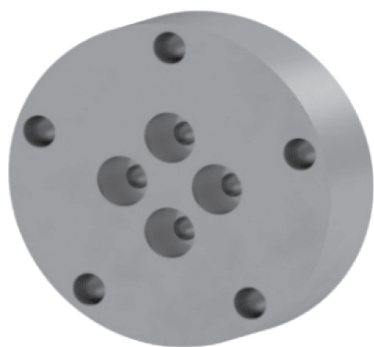
- 1) koła od Segway i2 SE,
- 2) koło od wózka elektrycznego,
- 3) 20-calowe koło firmy Skyway od BMX.

Analizy prezentowanych wyżej rodzajów kół dokonano na podstawie najbardziej istotnych dla projektu parametrów, tj. ceny, dostępności oraz sposobu montażu. Pierwsza z wymienionych opcji została odrzucona z uwagi na większe trudności oraz koszty, jakie spowodowałoby jej wykorzystanie. Natomiast opony firmy Skyway uznano za gorszą opcję z powodu mniejszej powierzchni kontaktu z podłożem i utrudnionego sposobu montażu.

Ostatecznie zdecydowano się na koło od wózka elektrycznego, jednakże niezbędne było zaprojektowanie elementu pozwalającego na połączenie go z dobranym silnikiem (rys. 6). Zespolecie elementów nie wymagało zastosowania skomplikowanej konstrukcji, ponieważ silnik ma wbudowaną przekładnię. Cecha ta może zostać uznana za zaletę ze względu na niewielkie wykorzystanie materiału oraz szybkie i łatwe wykonanie. Cztery otwory wywiercone w środku służą do zamontowania piasty do silnika, natomiast zewnętrzne otwory pozwalają na przymocowanie koła (rys. 7).



Rys. 6. Render modelu CAD koła



Rys. 7. Render modelu CAD piasty

4.3. Układ kierowniczy platformy

W procesie projektowania największe trudności sprawiło zaprojektowanie układu kierowniczego (rys. 8). Z uwagi na to, że nadanie ruchu do przodu i tyłu jest realizowane poprzez odchylenie całej platformy w po-

żądanym kierunku, jedynym zadaniem drążka kierowniczego jest umożliwienie skręcania pojazdem. Sposób używania zaproponowanego rozwiązania musiał więc być jasny i intuicyjny.



Rys. 8. Model CAD układu kierowniczego

W ciągu kilkunastu ostatnich lat do zagadnienia skręcania pojazdami samobalansującymi podchodzono na wiele różnych sposobów, niemniej jednak każdy z nich ma swoje wady. Warte wspomnienia są m.in.:

- Nieruchomy drążek sterowniczy, przy którego bokach zamontowano dwa przyciski – każdy z nich odpowiadał za skręcanie w odpowiednim kierunku [8]. Główną wadą tego rozwiązania jest to, że kierowca może jedynie wydać polecenie skrętu w wybranym kierunku, jednakże nie może on decydować o wartości kąta skrętu.
- Samocentrujący uchwyt obrotowy, którego odchylenie w stronę użytkownika bądź w przeciwną pozwalało na skręcanie urządzeniem [9]. Uznano, że rozwiązanie to jest mało intuicyjne dla użytkownika pojazdu.
- Drążek osadzony na potencjometrze obrotowym wraz ze sprężynami powrotnymi [10]. W celu wykonania obrotu należy odchylić cały drążek sterowniczy o pożądaną wartość w wybranym kierunku.

Z uwagi na to, że drążek obraca się na wale potencjometru, wartość jego rezystancji jest proporcjonalna do przechylenia układu kierowniczego. W wyniku tego zmienia się wartość sygnału dostarczanego na wejście sterownika. Pomimo że rozwiązanie to pozwala na precyzyjną i płynną kontrolę nad kątem skrętu pojazdu, nie jest ono idealne przez małą

wytrzymałość wału potencjometru, na którym opiera się cała konstrukcja. Jak zostało opisane przez twórcę, podczas jednego z testów urządzenie zostało uszkodzone w wyniku użycia zbyt dużej siły.

Z powodu wad powyższych rozwiązań zdecydowano się na własny projekt drążka sterowniczego. Konstrukcja została zainspirowana omówionym wyżej wykrywaniem skrętu drążka za pomocą potencjometru obrotowego. Jednakże w odróżnieniu od omawianego wcześniej rozwiązania obrót jest wykonywany na wałku liniowym o średnicy 8 mm. Dzięki temu można było zastosować łożyska w celu zlikwidowania oporów na wałku. Wałek jest połączony ze sprzęgłem, które pozwala na przekazanie obrotów na enkoder inkrementalny. Rozwiązanie to pozwala na dokładne odczytanie odchylenia zadanego przez użytkownika przy jednoczesnym zmniejszeniu ryzyka uszkodzenia elementu. Powrót do pozycji wyjściowej występuje dzięki sprężynom zamontowanym w jednej płaszczyźnie z drążkiem.

4.4. Analiza MES

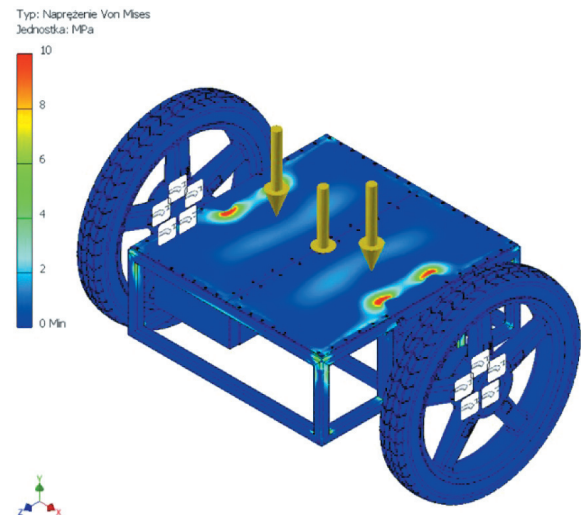
W związku z łożyskowaniem drążka sterowniczego występujące w nim naprężenia będą niewielkie, dlatego analizie statycznej naprężeń metodą elementów skończonych poddano jedynie elementy korpusu urządzenia. Sama analiza została przeprowadzona zgodnie z kryterium Huberta.

Jako parametry symulacji zdefiniowano:

- Elementy typu TETRA o średnicy 0,1 mm i współczynnika gradacji 1,5. Ostatecznie pozwoliło to na otrzymanie liczby elementów siatki 946 799, natomiast liczba węzłów wyniosła 1 600 326.
- Obciążenia zostały przyjęte jako dwie siły o wartości 500 N działające na górną pokrywę platformy i skierowane do niej prostopadłe. Dodatkowo zasymulowano siłę działania grawitacji na konstrukcję.
- Warunki brzegowe zostały ustawione jako wiązanie nieruchome w miejscu montowania zespołu napędowego do głównej ramy konstrukcji (widoczne na prezentacji wyników analizy).
- Jako materiały wykorzystano głównie aluminium 6061, natomiast elementy połączeń śrubowych przygotowano z wykorzystaniem stali nierdzewnej A4 nadającej śrubie klasę 88. Innym wykorzystanym materiałem było tworzywo sztuczne PCB użyte do skonstruowania bryły akumulatora oraz kauczuk, którym pokryta była opona.

W rezultacie przeprowadzonej analizy otrzymano wyniki, z których wybrano trzy parametry najistotniejsze pod kątem sprawdzenia wytrzymałości konstrukcji.

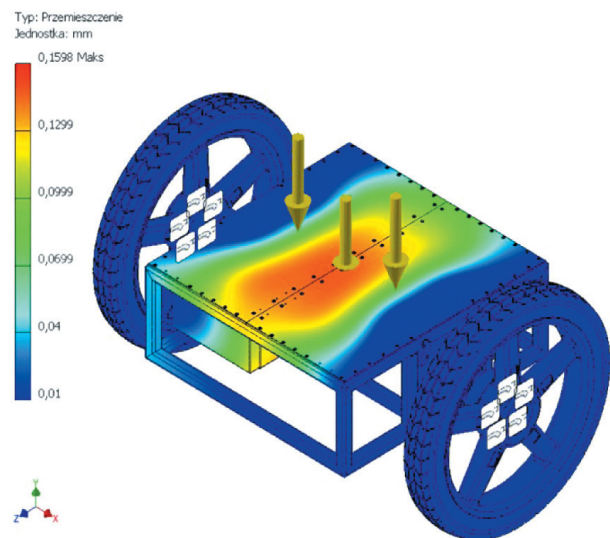
Dla naprężeń liczonych według hipotezy wytrzymałościowej Hubera–Misesa otrzymano niewielkie wartości nieprzekraczające 10 MPa w miejscu, gdzie blacha oraz obudowa silnika znajdują się w bezpośrednim kontakcie (rys. 9).



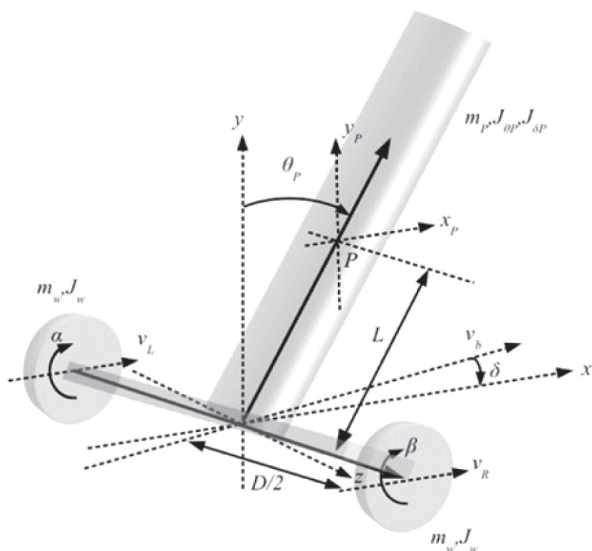
Rys. 9. Analiza MES modelu CAD – naprężenia

Kolejnymi wynikami wartymi przeanalizowania są przemieszczenia i ugięcia statyczne (rys. 10 i 11). Największe wartości przemieszczenia występują w centrum łączenia platformy i są równe w przybliżeniu 0,16 mm. Wartość ta jest na tyle niewielka, że podczas korzystania z platformy zmiana ta nie zostałaby zauważona przez użytkownika.

Ostatnim wynikiem przeprowadzonych badań jest analiza współczynnika bezpieczeństwa konstrukcji, która pozwoliła na ocenę wytrzymałości platformy.



Rys. 10. Analiza MES modelu CAD – przemieszczenia



Rys. 11. Uproszczony model człowieka na pojeździe samobalansującym [14]

Współczynnik bezpieczeństwa n danego elementu konstrukcji określamy zgodnie ze wzorem:

$$k = K / n \Rightarrow n = K / k \tag{7}$$

gdzie:

- K – naprężenia krytyczne,
- k – rzeczywiste naprężenia na elemencie.

Należy przez to rozumieć stosunek krytycznych wartości naprężenia do rzeczywistych wartości naprężenia występującego w tym elemencie. W związku z tym, aby pod wpływem zadanego obciążenia dany element konstrukcji nie uległ odkształceniu plastycznemu, wartość wspomnianego współczynnika musi być większa od jedności [11].

Najniższa widoczna wartość współczynnika wynosi 2,63. Wynika z tego, że żaden element platformy nie ulegnie odkształceniu plastycznemu w trakcie użytkowania.

Podsumowując powyższą analizę, można stwierdzić, że stworzona konstrukcja jest w stanie wytrzymać obciążenie związane z ciężarem własnym oraz znajdującego się na niej pasażera.

5. MODEL ODWRÓCONEGO WAHADŁA MATEMATYCZNEGO

W procesie projektowania algorytmu sterującego platformą pierwszym krokiem było rozpatrzenie modelu odwróconego wahadła matematycznego. Jest to powszechne rozwiązanie stosowane podczas projektowania urządzeń samobalansujących, dlatego dostępnych jest wiele wyprowadzeń omawianego modelu, m.in. obecne w projekcie *Control and balancing of a small vehicle with two wheels for autonomous driving* [12] czy w arty-

kule *Simulation and control of a two-wheeled self-balancing robot* [13]. W niniejszym rozdziale autor posłużył się modelem nieliniowym przedstawionym w artykule *Mathematical Modelling of Hover Board* [14], który został w dalszej kolejności zlinearyzowany oraz rozdzielony na dwa prostsze do sterowania podsystemy.

Przyjęto następujące założenia:

- Tarcie występujące w układzie jest tarcie liniowym, które jest proporcjonalne do prędkości silnika.
- Tarcie powstające podczas reakcji elementów z powietrzem, z uwagi na znaczne utrudnienie obliczeń, nie zostało uwzględnione.
- Sprawność przekładni wynosi 1.
- Model kierowcy uproszczono do sztywnego korpusu (cylindra) o wysokości „2L”.
- Punkt początkowy układu względem pionu przyjęto jako górę podstawy konstrukcji.

Tabela 1

Oznaczenia – odwrócone wahadło

| Symbol | Opis | Jednostka |
|---------------------|--|----------------------|
| m_k | masa kierowcy | [kg] |
| m_w | masa koła (identyczna dla obu kół) | [kg] |
| J_{θ_p} | bezwładność kierowcy w odniesieniu do pochylenia | [kg·m ²] |
| J_{δ_p} | bezwładność kierowcy w odniesieniu do przechylenia | [kg·m ²] |
| J_w | bezwładność koła | [kg·m ²] |
| α_m, β_m | kąt obrotu (lewego, prawego) koła (w odniesieniu do platformy) | [rad] |
| α, β | kąt obrotu (lewego, prawego) koła (w odniesieniu do ziemi) | [rad] |
| L | odległość między podstawą a środkiem masy kierowcy | [m] |
| θ_p | kąt odchylenia kierowcy (w odniesieniu do ziemi, gdzie 0 jest pozycja pionowa) | [rad] |
| v_L, v_R | prędkość środka (lewego, prawego) koła | [m/s] |
| x_b, v_b | współrzędna horyzontalna i przyspieszenie centrum platformy (origin) | [m, m/s] |
| x_p, y_p, z_p | współrzędne położenia centrum masy kierowcy | [m] |
| D | odległość kół od siebie (rozstaw kół) | [m] |
| r | promień koła | [m] |
| ψ | współczynnika tarcia wiskotycznego | [-] |
| M_L, M_R | moment podany na koła, przez silnik (po przekładni) | [Nm] |
| τ_L, τ_R | moment na (lewym, prawym) silniku | [Nm] |
| ρ | stosunek redukcji między obrotem silnika a obrotem koła | [-] |

Dla przedstawionego powyżej modelu wykonano obliczenia zależności pomiędzy silnikiem, kołami, platformą oraz kierowcą, co pozwoliło na otrzymanie wyników.

Następnie wyznaczono model dynamiczny, na podstawie którego wypisano równania Lagrange'a drugiego rodzaju.

Otrzymany dzięki temu model był nieliniowy, jednakże można go zlinearyzować, aby uprościć działanie kontrolera. W celu uzyskania stabilnej pozycji użytkownika na platformie wyznaczono docelowy kąt odchylenia konstrukcji równy w przybliżeniu 0 ($\theta_p \approx 0$) oraz założono niewielkie obroty poziome ($\delta \approx 0$). Dzięki temu finalna reprezentacja w przestrzeni stanu:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$x = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \theta_p \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\theta}_p \end{Bmatrix}, \quad u = \begin{Bmatrix} \frac{1}{\rho} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\rho} \\ -\frac{1}{\rho} & -\frac{1}{\rho} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{Bmatrix}$$

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = u \Rightarrow \ddot{q} = M^{-1}(-Kq - C\dot{q} + u)$$

$$x = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ M^{-1}(-Kq - C\dot{q} + u) \end{Bmatrix}$$

$$\dot{x} = Ax + Bu = \begin{bmatrix} 0_3 & I_3 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_3 \\ M^{-1} \end{bmatrix} u$$

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 \\ m_2 & m_1 & m_3 \\ m_3 & m_3 & m_4 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} c & 0 & -c \\ 0 & c & -c \\ -c & -c & 2c \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k \end{bmatrix} \quad (8)$$

gdzie:

$$m_1 = \left[\frac{m_p r^2}{4} + \frac{r^2 J_{\delta P}}{D^2} + m_w r^2 + J_w + \frac{J_m}{\rho^2} \right]$$

$$m_2 = \left[\frac{m_p r^2}{4} - \frac{r^2 J_{\delta P}}{D^2} + m_w r^2 + J_w \right]$$

$$m_3 = \left[m_p L r / 2 - J_m / \rho^2 \right]$$

$$m_4 = \left[m_p L^2 + 2J_m / \rho^2 + J_{\theta_p} \right]$$

$$c = \psi / \rho^2, \quad k = -m_p g L \quad (9)$$

Powyższy układ ma sprzężenie między drążkiem sterowniczym a samą platformą. Dzięki metodzie zaprezentowanej w pracy Dino Spillera [15] możliwe jest rozdzielenie omawianego przypadku na dwa oddzielne systemy.

Pierwszym etapem jest przejście z kątów α oraz β na parametry pozycji platformy x_b oraz kąta odchylenia δ przy wykorzystaniu zależności między kołami a platformą:

$$q_o = \begin{Bmatrix} x_b \\ \delta \\ \theta_p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} r/2 & r/2 & 0 \\ r/D & -r/D & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \theta_p \end{Bmatrix} = [S]q \quad (10)$$

Drugim etapem jest wprowadzenie nowych momentów: równoważącego oraz obrotowego. Wynikają one z tego, że wspólny ruch dwóch silników ma wpływ na prostoliniowe przemieszczenie platformy, natomiast przeciwstawny odpowiada za jej obrót, co możemy zapisać jako:

$$q_o = \begin{Bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{Bmatrix} = [D] \begin{Bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \tau_L \\ \tau_R \end{Bmatrix} = [D]^{-1} \begin{Bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5 & 0.5 \\ 0.5 & -0.5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Dzięki temu rozwiązaniu po podstawieniu do systemu z równania (8) otrzymujemy pożądany podział na dwa układy.

Co więcej, aby ułatwić rozdzielenie systemu przestrzeni stanu, zmieniono kolejność zmiennych stanu.

$$\dot{x}_N = A_N x_N + B_N u_N =$$

$$= \begin{Bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_p \\ \ddot{x}_b \\ \ddot{\theta}_b \\ \dot{\delta} \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & an_{32} & an_{33} & an_{34} & 0 & 0 \\ 0 & an_{42} & an_{43} & an_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & an_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ \theta_p \\ \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_b \\ \delta \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ bn_{31} & 0 \\ bn_{41} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & bn_{62} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tau_\theta \\ \tau_\delta \end{Bmatrix}$$

Ostatecznie otrzymano dwa podsystemy platformy:

1) podsystem bazy:

$$\dot{x}_\theta = A_\theta x_\theta + B_\theta \tau_\theta =$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_p \\ \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & an_{32} & an_{33} & an_{34} \\ 0 & an_{42} & an_{43} & an_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ \theta_b \\ \dot{x}_b \\ \dot{\theta}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ bn_{31} \\ bn_{41} \end{bmatrix} \tau_\theta,$$

2) podsystem drążka sterowniczego:

$$\dot{x}_\delta = A_\delta x_\delta + B_\delta \tau_\delta$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{\delta} \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & an_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ bn_{62} \end{bmatrix} \tau_\delta \quad (13)$$

6. ALGORYTM STABILIZACYJNY

6.1. Detekcja odchylenia platformy

Dla prawidłowego działania algorytmu stabilizacyjnego niezbędne jest jak najszybsze i najdokładniejsze odczytywanie kąta odchylenia platformy od punktu równowagi.

Do jego wyznaczenia wykorzystuje się najczęściej elementy, które nie podają bezpośrednio poszukiwanej wartości oraz są podatne na różne zakłócenia.

Pierwszy z nich, czyli akcelerometr, odczytuje wartość przyspieszenia grawitacyjnego. Wartość wskazywana zmienia się z domyślnych $9,81 \text{ m/s}^2$ w przypadku wystąpienia odchylenia zgodnie z poniższym wzorem:

$$V_a = \sin(\theta) + r_a \quad (14)$$

gdzie:

V_a – napięcie z akcelerometru [V],

θ – kąt odchylenia [°],

r_a – szumy pomiarowe [V].

Jak można zauważyć, wspomniane równanie nie jest liniowe, jednakże dla wartości θ wynoszącej około 20° można przyjąć zależność liniową $\sin(\theta) = \theta$ zgodnie z [16], w wyniku czego otrzymujemy:

$$\theta \approx V_a - r_a \quad (15)$$

Uwzględnione w powyższym wzorze zakłócenia r_a są wynikiem działania innych przyspieszeń (wzdłużnych i bocznych) oraz wibracji, które powstają podczas poruszania się pojazdu. W związku z tym dane otrzymywane z akcelerometru zawierają znaczącą ilość szumów, przez co przy projektowaniu urządzeń samobalansujących nie można jedynie polegać na ich odczytach.

Drugim typem czujnika, z którego można otrzymać potrzebne dane, jest żyroskop. Przyrząd ten po-

zwala na pomiar szybkości zmiany kąta ω , która przez scałkowanie po czasie pozwala na wyznaczenie poszukiwanej wartości kąta odchylenia. Dzięki temu działające w układzie przyspieszenia pasożytnicze nie wpływają w tak znacznym stopniu na otrzymany wynik jak w przypadku akcelerometru [16].

Niestety nie można polegać na odczytach z żyroskopu z uwagi na występujące błędy zera (tzw. bias). Powodują one, że wraz z narastającym czasem działania następuje wzrost tzw. dryfu, czyli błędu kąta pochyleń [16].

Jak zaprezentowano w powyższych akapitach, obydwa czujniki lepiej sprawdzą się w określonych typach pomiarów. Przy długim okresie pomiarów jest efektywniej wykorzystać akcelerometr z uwagi na brak dryfu, jednakże przy krótkich pomiarach dokładniejsze wyniki pozwoli uzyskać żyroskop ze względu na mniejszą podatność na zakłócenia. Jak można zauważyć, sensory wzajemnie uzupełniają swoje niedoskonałości, w związku z tym powszechną praktyką jest fuzja danych otrzymanych z ww. urządzeń.

6.2. Fuzja sygnałów pomiarowych

Do dokonania fuzji sygnałów z czujników można zastosować jeden z dwóch filtrów: komplementarny (będący prostszą, ale dającą gorsze wyniki metodą) lub filtr Kalmana pozwalający na uzyskanie dokładniejszych wyników, jednakże przy większym zapotrzebowaniu na moc obliczeniową.

Działanie filtra komplementarnego opiera się na wzajemnym uzupełnianiu danych z czujników, z których żaden nie odzwierciedla w pełni wyniku rzeczywistego. Wyznaczenie kąta przechyłu na podstawie dwóch omawianych czujników wiąże się z zastosowaniem odpowiednich filtrów: dolnoprzepustowego dla akcelerometru w celu usunięcia błędów szybkozmiennych i górnoprzepustowego dla żyroskopu w celu usunięcia błędów wolnozmiennych (dryfu), aby następnie zsumować otrzymane wartości, co przedstawia poniższe równanie [17]:

$$\theta_f = K_1 (\theta_{f-1} + \dot{\theta}_g \cdot T_s) + K_2 \cdot \theta_a \quad (16)$$

gdzie:

θ_f – wartość estymowana kąta [°],

θ_{f-1} – wartość estymowana kąta z poprzedniego kroku [°],

θ_a – wartość kąta na podstawie akcelerometru [°],

$\dot{\theta}_g$ – wartość estymowana prędkości kątowej [°],

K_1, K_2 – współczynnik filtra komplementarnego (odpowiednio dla żyroskopu oraz akcelerometru).

Jak można zauważyć, filtr ten łatwo zastosować, gdyż można go zaimplementować pojedynczą linią kodu, co pozwala na oszczędzenie zasobów jednostki obliczeniowej. Jednakże problemem w przypadku jego użytkowania jest wyznaczanie odpowiednich wartości współczynników, które mają decydujący wpływ na dokładność otrzymywanych wyników.

Filtr Kalmana jest powszechnie używanym algorytmem pozwalającym na wyznaczenie wartości zmiennej, która jest niedostępna przy użyciu mierzalnych wartości, oraz przygotowanie modelu matematycznego określającego relacje pomiędzy obydwoma wielkościami. W przypadku układów liniowych stosujemy jego podstawową wersję, natomiast w przypadku modeli nieliniowych wymagane jest skorzystanie z rozszerzonego filtra Kalmana. We wcześniejszej części pokazano, że przy niewielkich odchyleniach wyznaczenie kąta można traktować jako model liniowy.

W celu przeanalizowania zasady działania filtra należy rozpatrzyć model matematyczny systemu dyskretnego, na który działają szumy:

$$\begin{aligned}x_k &= A \cdot x_{k-1} + B \cdot u_{k-1} + w_{k-1} \\z_k &= H \cdot x_k + v_k\end{aligned}\quad (17)$$

gdzie:

- A – macierz przejścia,
- B – macierz wejścia,
- w_{k-1} – szum systemu (procesu),
- H – macierz powiązania stanu z pomiarem,
- v_k – szum pomiarowy.

Oba wymienione szumy traktowane są jak niezależne od siebie białe szumy gaussowskie o rozkładzie

$$p(w) \sim N(0, Q), \quad p(v) \sim N(0, R) \quad (18)$$

gdzie Q, R – macierz kowariancji odpowiednio procesu oraz pomiarów.

Działanie omawianego algorytmu polega na cyklicznym estymowaniu poszukiwanego wektora stanu wraz z jego kowariancją. Proces ten można podzielić na dwa etapy:

- 1) Faza predykcji, w której na podstawie danych z poprzedniego kroku prognozowane są wartości (*a priori*):
 - wektora stanu:

$$\hat{x}_k^- = A \cdot \hat{x}_{k-1} + B \cdot u_{k-1} \quad (19)$$

- macierzy kowariancji błędów filtracji:

$$P_k^- = A \cdot P_{k-1} \cdot A^T + Q \quad (20)$$

- 2) Faza korekcji, w której dane otrzymane z poprzedniej części są korygowane (uaktualniane) dzięki informacjom otrzymanym z czujników [17].

W tym etapie wyszczególniamy:

- wyznaczenie wzmocnienia filtra Kalmana:

$$P_k^- = A \cdot P_{k-1} \cdot A^T + Q \quad (21)$$

gdzie S_k – innowacja kowariancji obliczana jako

$$S_k = (H \cdot P_k^- \cdot H^T + R)^{-1} \quad (22)$$

- uaktualnienie wektora stanu \hat{x} z wykorzystaniem wektora pomiarów y_k , czyli tzw. innowacji określonej jako:

$$y_k = (z_k - H \cdot \hat{x}_k^-) \quad (23)$$

gdzie z_k – pomiar z czujnika

$$\hat{x} = \hat{x}_k^- + K_k \cdot y_k \quad (24)$$

- ostatnim krokiem jest uaktualnienie macierzy kowariancji dla następnej pętli algorytmu:

$$P_k = (I - K_k \cdot H) P_k^- \quad (25)$$

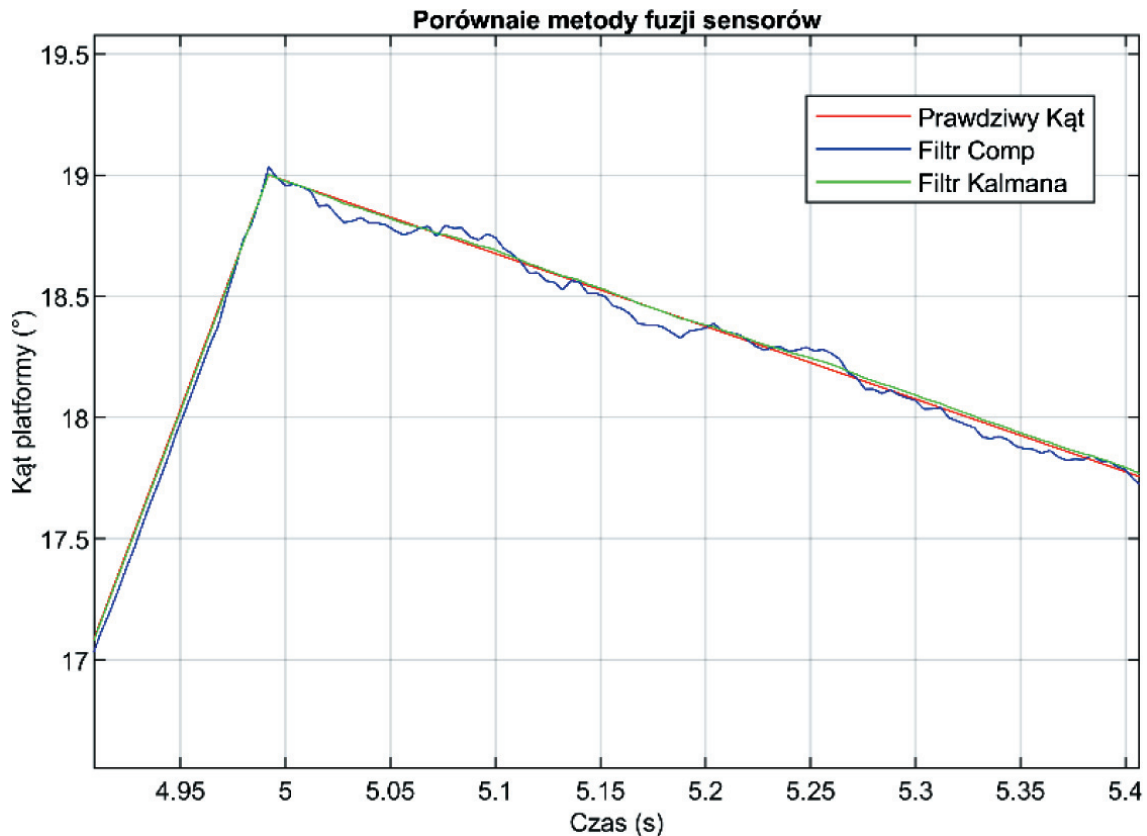
gdzie I – macierz jednostkowa.

Jak można zauważyć, analizując równanie (25), wzmocnienie Kalmana pozwala określić, jak bardzo wyniki pomiarów z fazy korekcji wpłyną na estymowany stan. W przypadku niewielkiego wzmocnienia bardziej polegamy na predykcji niż na pomiarach (uznajemy dane z czujnika za niepewne), natomiast przy dużych wartościach K dane zmierzone w chwili wyznaczania odgrywają istotniejszą rolę.

W celu sprawdzenia działania obu filtrów przygotowano symulację odczytywania danych o kącie przechyłu wraz z zakłóceniami obecnymi na obu typach czujników. Otrzymane wyniki zostały przedstawione na rysunku 12.

Jak można zauważyć, wpływ zakłóceń na czujniki zdecydowanie bardziej zauważalny jest w przypadku filtra komplementarnego, natomiast filtr Kalmana bardzo dobrze estymuje rzeczywistą wartość kąta odchylenia.

Wynika z tego, że w przypadku omawianego projektu wymagane było zastosowanie filtra Kalmana z uwagi na istotność precyzyjnego wyznaczenia kąta odchylenia platformy za pomocą algorytmu samobalansującego.



Rys. 12. Wykres porównujący działanie wybranych filtrów przy wyznaczaniu kąta odchylenia platformy

6.3. Regulator LQR

Podczas pracy nad algorytmem stabilizującym rozważono dobór różnych metod sterowania, jednakże ze względu na istotny w projektach mobilnych aspekt wydatków energetycznych sygnału sterowania zdecydowano się na wybór regulatora LQR, którego zadaniem jest zminimalizowanie kwadratowego wskaźnika jakości J określanego poniższym wzorem:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (26)$$

gdzie:

- Q – macierz wag wejścia (sygnału sterującego),
- R – macierz wag stanów.

Zminimalizowanie ww. wskaźnika pozwala na uzyskanie wartości wektora wzmocnień K , który jest wykorzystywany w prawie sterowania:

$$u = -Kx \quad (27)$$

Wektor K jest opisywany wzorem:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (28)$$

W celu wyznaczenia macierzy P znajdującej się w powyższym równaniu konieczne jest rozwiązanie równania Riccatiego:

$$A^T P + PA + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (29)$$

Jednak, aby skorzystanie z przedmiotowego równania pozwoliło otrzymać skończoną liczbę rozwiązań, jest niezbędne, by układ, dla którego dobierany jest regulator LQR, był układem sterowalnym [18]. Układ można uznać za sterowalny w przypadku, gdy rząd macierzy sterowalności jest równy rzędowi układu.

Macierze Q i R winny być macierzami diagonalnymi o nieujemnych wartościach. Pierwsza z macierzy informuje, jak ważne jest dla układu otrzymanie dokładnej wartości zmiennej stanu. Druga z macierzy wskazuje, jak duży wydatek energetyczny może być poświęcony na kontrolowanie parametrów.

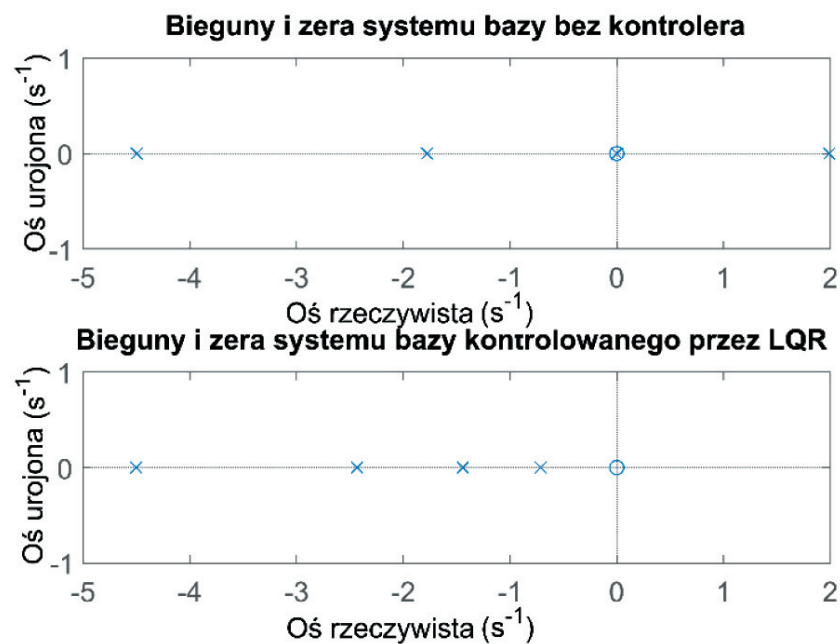
6.4. Algorytm stabilizujący – środowisko Matlab

Algorytm stabilizujący został przygotowany z wykorzystaniem środowiska Matlab. W pierwszej jego

części zostały stworzone modele przestrzeni stanów podsystemów drążka oraz bazy. Następnie dla każdego z nich w celu sterowania zastosowano poniższy schemat działania:

- 1) Sprawdzenie sterowalności i obserwowalności układu celem zweryfikowania możliwości zastosowania regulatora LQR.
- 2) Po zweryfikowaniu omawianych wyżej właściwości układu przystąpiono do doboru parametrów przedmiotowego regulatora. W związku z tym kolejnym krokiem jest wykonanie dyskretyzacji układu. Aby tego dokonać, skorzystano z komendy `c2d()`, w której jako metodę dyskretyzacji wybrano „ZOH” (utrzymanie stanu aż do wartości następnej próbki).
- 3) Mając zdyskretyzowany układ, należało ustawić wartości w macierzach Q i R , które za pomocą komendy `dlqr()` pozwoliły na wyznaczenie wektora wzmocnień K .
- 4) Aby zaimplementować regulator LQR, stworzono nowy układ na podstawie otrzymanego wektora K .
- 5) W celu określenia skuteczności działania regulatora porównano położenia biegunów pierwotnego podsystemu z biegunami nowo otrzymanego układu, co obrazują poniższe wykresy (w celu porównania w wersji ciągłej z tymi samymi wartościami Q i R).

Jak można zaobserwować na rysunku 13, regulator wykonał zadanie polegające na przeniesieniu biegunów z dodatniej części wykresu na pożądaną ujemną część.



Rys. 13. Wykres biegunów i zer układu (ciągłego) bez oraz z regulatorem LQR

6.5. Algorytm stabilizujący – symulacja Simulink

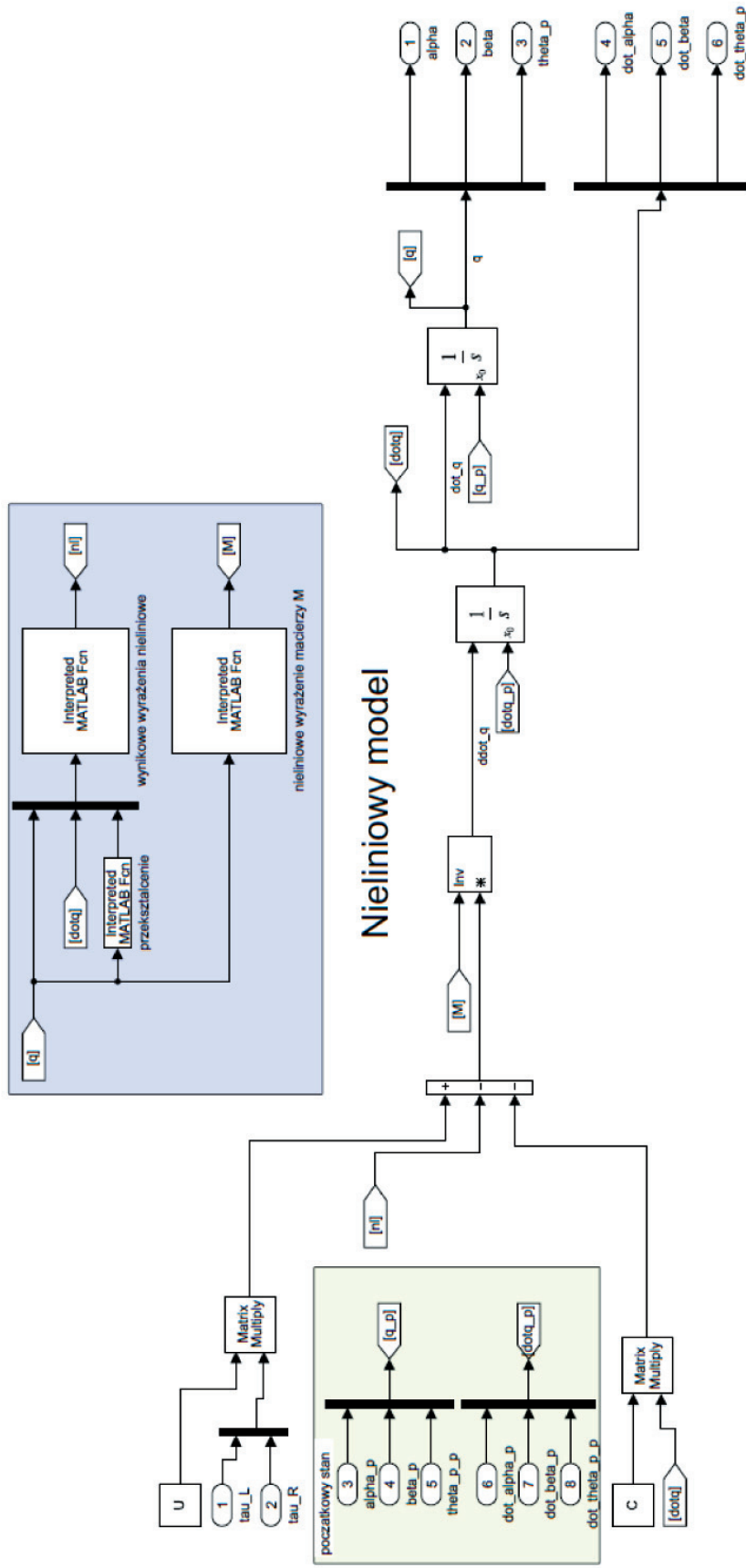
Mając na uwadze, że sama weryfikacja położenia biegunów nie daje dokładnych informacji na temat zachowania układu, przeprowadzono symulację w module Simulink (rys. 14).

Omawianą symulację wykonano w głównym modelu, który zawierał podsystem odwzorowujący zachowanie projektowanej konstrukcji samobalansującej oraz regulatory LQR drążka i bazy (rys. 15–17).

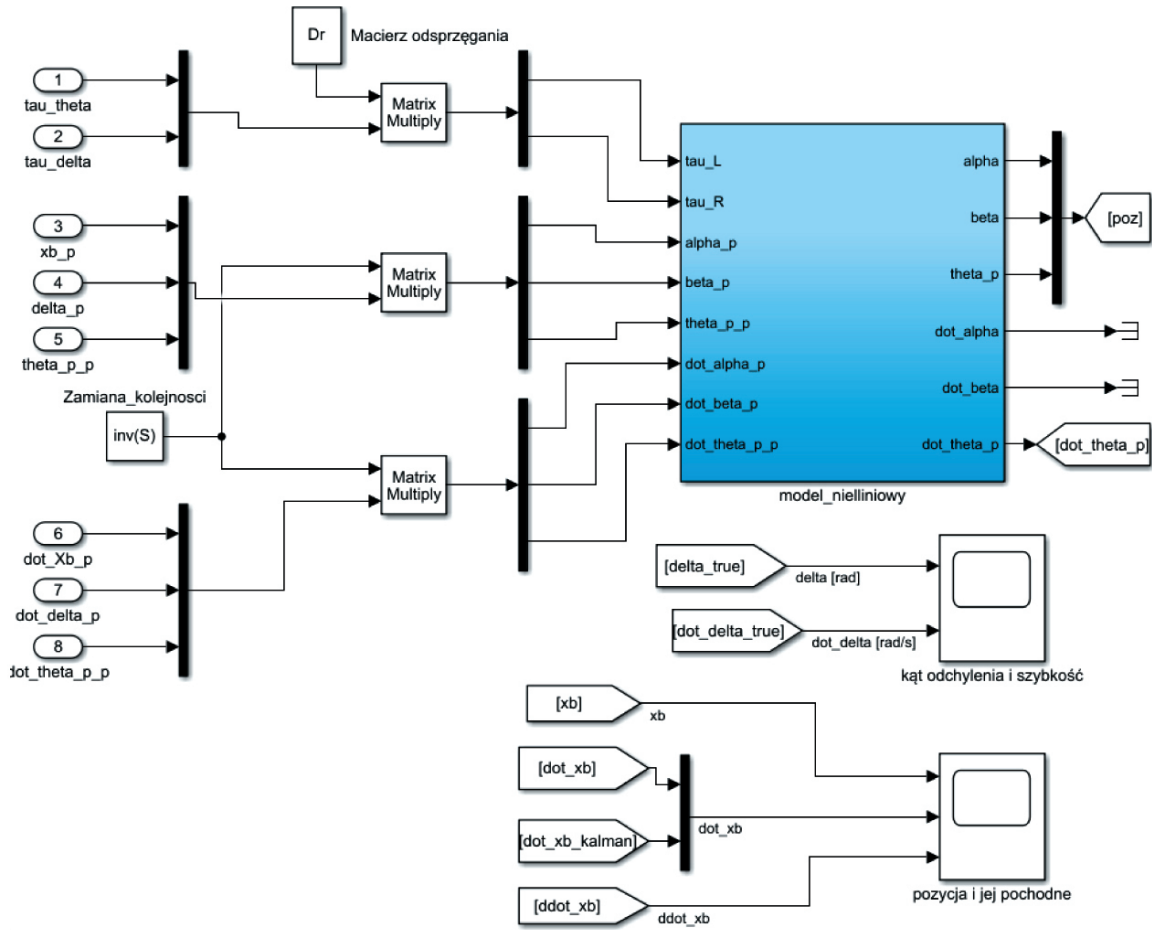
Działanie układu zostało sprawdzone za pomocą sygnału referencyjnego, w którym zadano prędkość liniową oraz prędkość kątową drążka (położenie platformy oraz kąt otrzymywano jako pochodną czasową całkowania prędkości).

Nie skorzystano z kąta pochylenia platformy, co mogłoby wydawać się najbardziej intuicyjne w związku z rzeczywistym jej sterowaniem, jednakże w symulacji spowodowałoby to naruszenie warunku równowagi odwróconego wahadła, którym jest podsystem bazy. W rezultacie tego nie uzyskano by prawidłowych wyników.

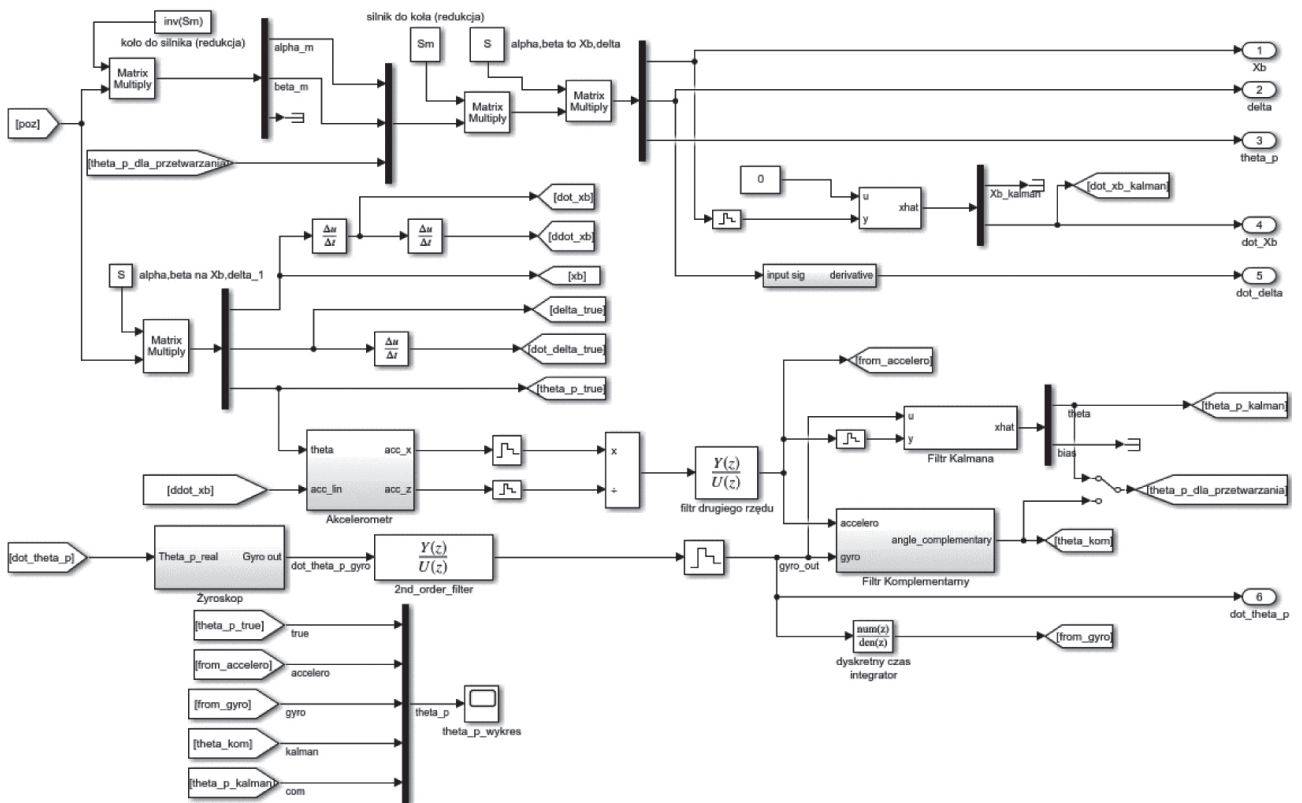
W podsystemie odwzorowującym zachowanie projektowanej konstrukcji samobalansującej został stworzony blok zawierający model nieliniowy wprowadzony przy analizie zagadnienia odwróconego wahadła. Na jego podstawie dokonano symulacji odczytywania kąta pochylenia platformy za pomocą akcelerometru oraz żyroskopu. Dzięki temu możliwe było zweryfikowanie omawianej wcześniej fuzji sensorycznej.



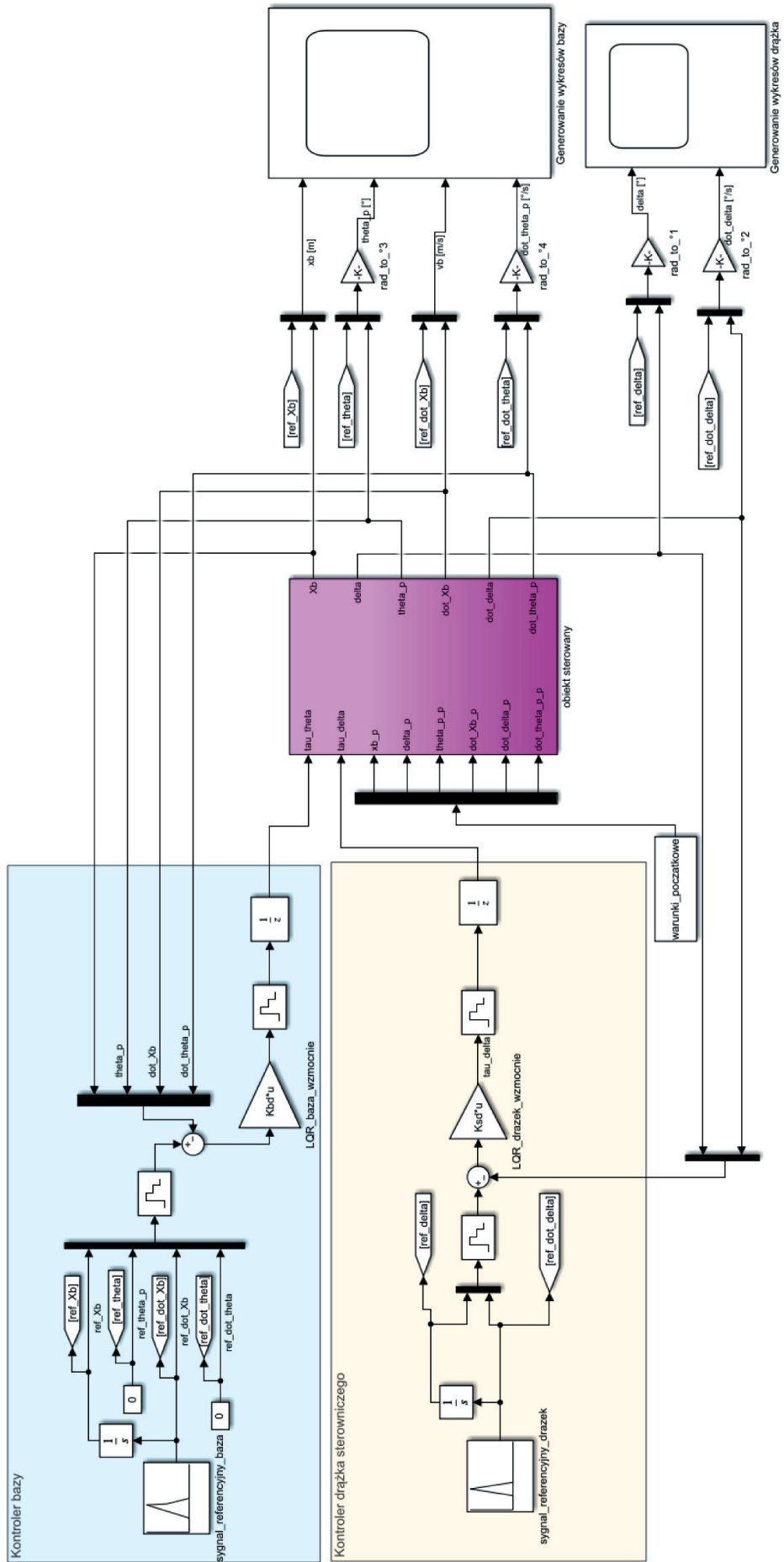
Rys. 14. Nielineiowy model platformy



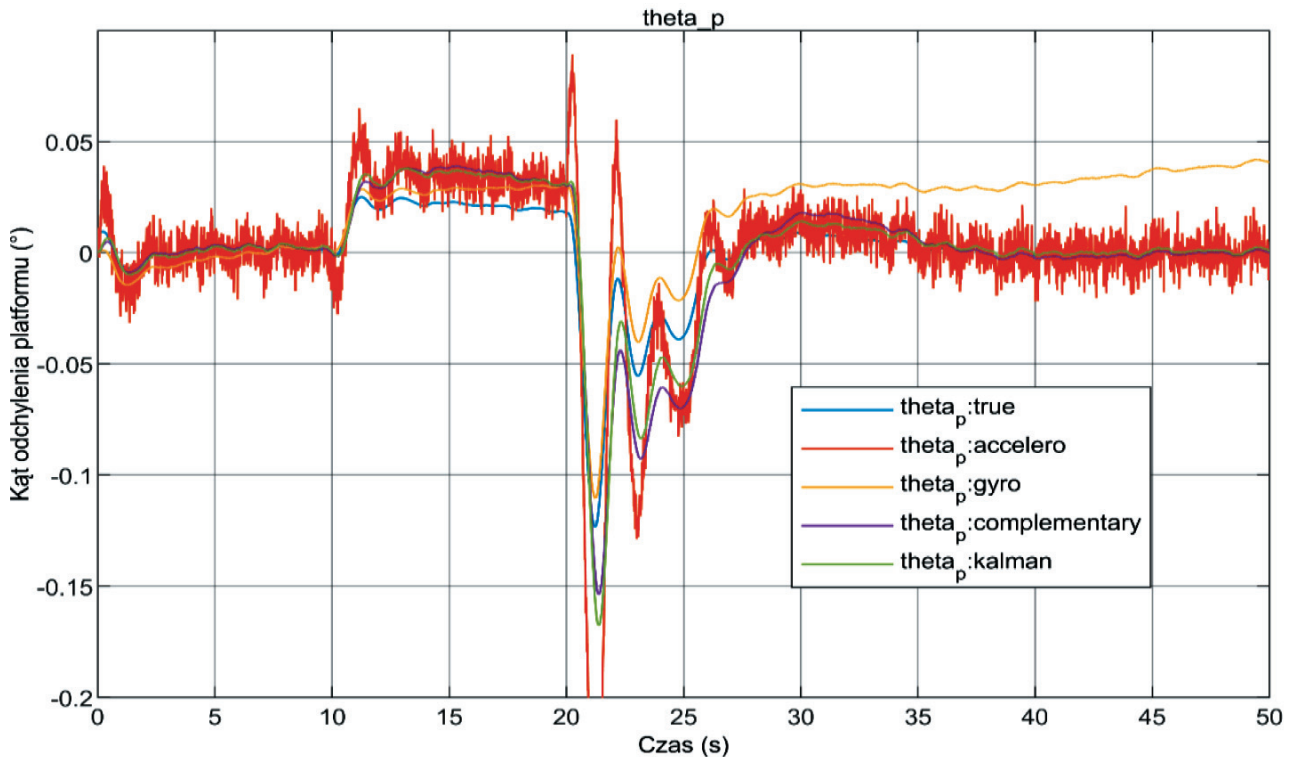
Rys. 15. Podsystem modelu Simulink (część 1 z 2)



Rys. 16. Podsystem modelu Simulink (część 2 z 2)



Rys. 17. Główny model Simulink algorytmu stabilizującego



Rys. 18. Wykres porównujący metody odczytywania kąta odchylenia platformy

Wykres zaprezentowany na rysunku 18 pozwolił na ukazanie różnicy pomiędzy danymi otrzymanymi z czujników a danymi uzyskanymi za pomocą zastosowanych filtrów.

Jak można zauważyć, dane otrzymane z modelu pozwalają na wyciągnięcie tych samych wniosków co w podrozdziale dotyczącym fuzji sensorycznej. Dobrze widoczny jest wpływ zmian prędkości platformy na dokładność wskazania odchylenia otrzymanego z akcelerometru. Kolejnym potwierdzonym przypadkiem jest rosnący z czasem dryft żyroskopu. Ostatnim rezultatem, który został ponownie zweryfikowany, jest większa dokładność filtra Kalmana w porównaniu z filtrem komplementarnym.

Jak wspomniano na początku podrozdziału, stworzony model został poddany wpływowi sygnału referencyjnego w celu podjęcia próby dobrania odpowiednich wartości do macierzy Q i R dla obydwu regulatorów.

Tabela 2
Nastawy regulatorów LQR
dla poszczególnych podsystemów

| Macierz | Układ bazy | Układ drążka |
|---------|--------------------|--------------|
| Q | diag (20,70,4,0.2) | diag (4,5) |
| R | 0,1 | 0,005 |

Dla poszczególnych podsystemów otrzymano poniższe wyniki:

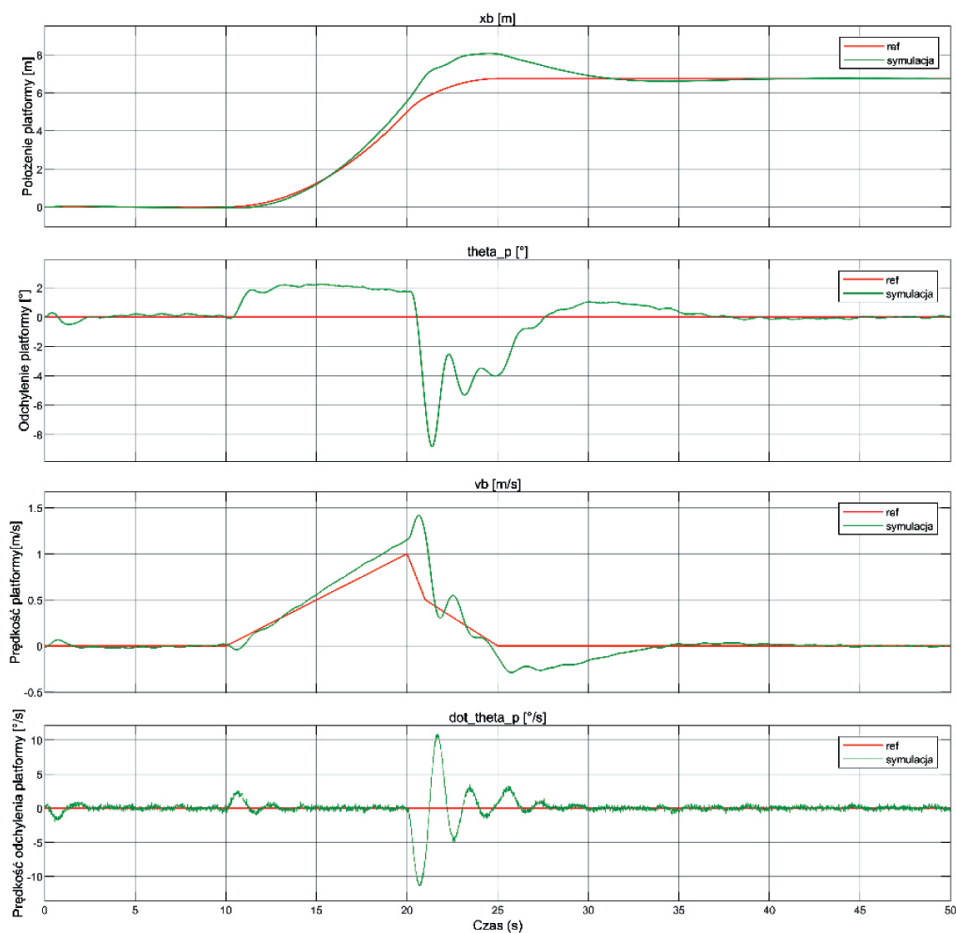
1) Podsystem bazy.

Pod wpływem zadania prędkości przechylenie platformy ulegało zmianom adekwatnym do zmian stanu układu (rys. 19). Pomimo wielu prób nie udało się dobrać idealnych parametrów dla macierzy Q i R układu bazy. W tym przypadku istnieją dwie opcje: dalsze próby uzyskania w pełni zadowalających rezultatów za pomocą metody przeszukiwania przestrzeni parametrów bądź zastosowanie np. uczenia maszynowego w celu wyznaczenia nastaw, jak zostało to przedstawione w artykule z czasopisma „Mendel” [19].

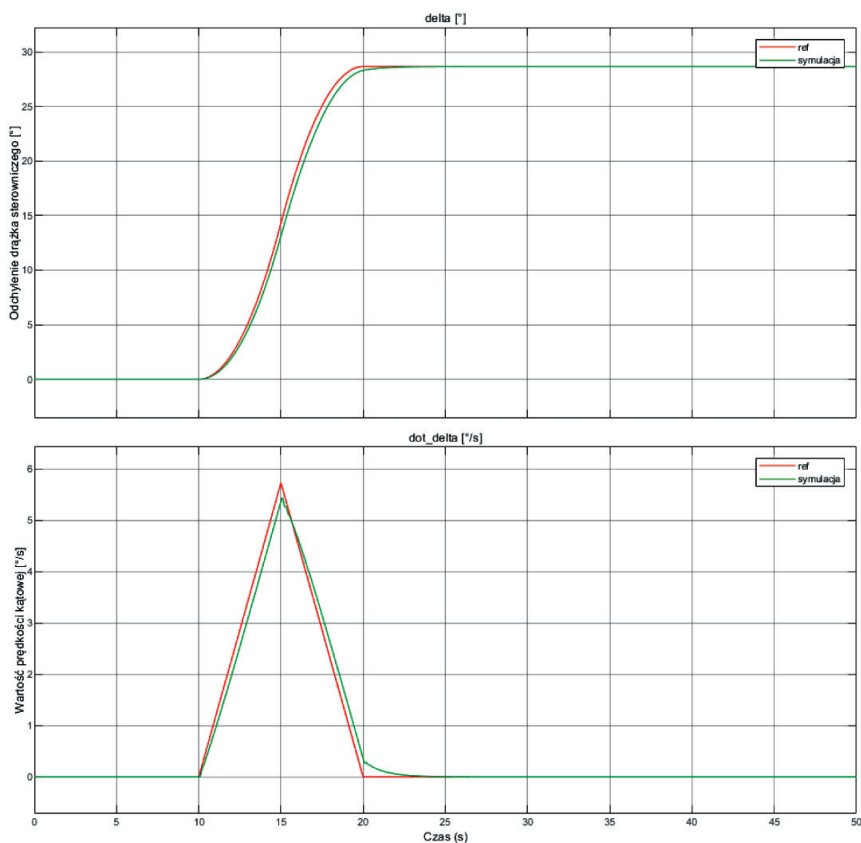
2) Podsystem drążka sterowniczego.

Na rysunku 20 można zaobserwować, że współczynniki w macierzach zostały dobrane poprawnie. Model symulacyjny reaguje z wymaganą szybkością oraz dokładnością na zadane parametry.

Konkludując, stworzony algorytm stabilizujący działa zgodnie z założeniami. Niemniej jednak w celu osiągnięcia w pełni satysfakcjonującego wyniku wymagane są dalsze prace nad doбором współczynników.



Rys. 19. Porównanie sygnału referencyjnego z odpowiedzią układu w przypadku bazy konstrukcji



Rys. 20. Porównanie sygnału referencyjnego z odpowiedzią układu w przypadku drążka sterowniczego

7. PODSUMOWANIE

Wszystkie etapy projektowania konstrukcji zostały zakończone. Dalsze prace związane z rozwojem projektu powinny być ukierunkowane na stworzenie rzeczywistej konstrukcji. Wynika to z faktu, że nawet najlepiej przygotowany model matematyczny czy zaprojektowana konstrukcja mogą w praktyce zachowywać się inaczej, niż zakładano. Dodatkowo działanie na rzeczywistym modelu pozwoliłoby na przyspieszenie doboru nastaw parametrów regulatorów poszczególnych systemów.

Innym kierunkiem rozwoju może być zaprojektowanie osłon na platformę, co pozwoliłoby na zmniejszenie ryzyka uszkodzenia elementów.

Podsumowując, zdaniem autora prezentowany w pracy model w aspekcie teoretycznym uważa się za ukończony, jednakże jego dalszy rozwój wymaga eksperymentów z rzeczywistym prototypem, co nie było możliwe ze względu na wysokie koszty budowy modelu.

Literatura

- [1] Janczewska D.: *Zrównoważony rozwój z perspektywy mikromobilności*. Zarządzanie Innowacyjne w Gospodarce i Biznesie 2020, 29, 2: 165–187.
- [2] Ustawa z dnia 30 marca 2021 r. o zmianie ustawy – *Prawo o ruchu drogowym oraz niektórych innych ustaw*. Dz.U. z 2021 r., poz. 720.
- [3] Fryar C.D., Kruszon-Moran D., Gu Q., Ogden C.L., *Mean body weight, weight, waist circumference, and body mass index among adults: United States, 1999–2000 through 2015–2016*. National Center for Health Statistics (U.S.), USA, December 20, 2018.
- [4] *Rozporządzenie Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 2 marca 1999 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać drogi publiczne i ich usytuowanie*. Dz.U. z 2016 r., poz. 124.
- [5] The Robot MarketPlace. <http://www.robotcombat.com/products/NPC-T74.html> [10.05.2021].
- [6] L. Shenzhen Center Power Technology Co., CP12120 [katalog produktu].
- [7] Adamczyk M., Gawrońska K., Szczepanowska-Wołowicz B., Lorkowski J., Kotela A., Hładki W., Kotela I.: *Ocena budowy anatomicznej stóp u studentów Uniwersytetu Jana Kochanowskiego w Kielcach*. Ostry Dyżur 2016, 9, 3: 73–76.
- [8] Stoppi. *Homemade Physics Experiments: Segway*. <https://stoppi-homemade-physics.de/segway> [5.11.2021].
- [9] Baker N., Brown C., Dowling D., Modra J., Tootell D., Cazzolato B. *State-Space Control of Electro-Drive Gravity-Aware Ride Final Report*. 2006.
- [10] Johnston I.: *Project 012 – Home Built Segway*. <https://www.ianjohnston.com/index.php/projects/48-project-012-home-built-segway> [10.11.2021].
- [11] Machniewicz T.: *Podstawy wytrzymałości materiałów. IMiR – MiBM – Wykład nr 2. Osiowe rozciąganie i ściskanie*. http://zwmik.imir.agh.edu.pl/dydaktyka/dla_studentow/imir/IMiR_PWM_Wyklad_02%20-%20Rozciąganie%20i%20ściskanie.pdf [15.01.2022].
- [12] Batmanian S., Naga P.: *Control and balancing of a small vehicle with two wheels for autonomous driving*. KTH Royal Institute of Technology 2019 [praca magisterska].
- [13] An W., Li Y.: *Simulation and control of a two-wheeled self-balancing robot*. 2013 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO), Shenzhen, China, 2013, s. 456–461.
- [14] Sangotra D.I., Mendhe M., Kshirsagar S.D., Tamboli R.: *Mathematical Modelling of Hover Board*. Journal of Physics: Conference Series, May 2021, 1913, 1.
- [15] Spiller D.: *Model-based development of a self-balancing, two-wheel transporter*. Uniwersytet w Padwie Katedra Techniki i Zarządzania Instalacjami Przemysłowymi 2017 [praca magisterska].
- [16] Pasaye J.R., Valencia J.A.B., Pérez F.J.: *Tilt measurement based on an Accelerometer, a Gyro and a Kalman Filter to control a self-balancing vehicle*. 2013. <https://ieeexplore-ieee-1org-100004799007c.wbg2.bg.agh.edu.pl/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6702711> [15.11.2021].
- [17] Chudzik S.: *Zastosowanie tanich czujników inercyjnych w układzie regulacji kąta pochylenia pojazdu balansującego*. Przegląd Elektrotechniczny 2015, 91, 6: 177–180.
- [18] Tryma J.: *JT – Automatyka i programowanie*. Jtjt.pl, <http://jtjt.pl/odwroczone-wahadlo> [10.11.2021].
- [19] Marada T., Matousek R., Zuth D.: *Design of Linear Quadratic Regulator (LQR) Based on Genetic Algorithm for Inverted Pendulum*. Mendel 2017, 23, 1: 149–156.

inż. SZYMON RĘCZKOWICZ
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
szymon.reczkowicz@gmail.com

WALDEMAR WÓJCICKI
MICHAŁ WÓJCICKI

The use of mine warehouse stocks for the correct completion of mining belt conveyors

The article presents the principles of the rational use of conveyor subassemblies owned in underground coal mining plants for the purpose of listing complete devices appropriate for specific locations and required operating parameters. Since these are often units from different manufacturers, the user will be required to prepare a collective User Manual and issue a Declaration of Conformity.

Key words: *belt conveyor, mining plant, components of belt conveyors*

1. INTRODUCTION

Belt conveyors are currently not subject to the requirement to obtain the approval of the President of the State Mining Authority and are operated on the basis of the EC declaration of conformity and the manufacturer's manual. The manufacturer of the conveyor does not always have to be its actual manufacturer, but can also be only the assembler, assembling the device from ready-made components. Such an assembler can also be a mining plant that has components from dismantled equipment or is able to obtain them within the mining group, for example from liquidated plants. It is very important to receive the source technical and operating documentation or operating manuals together with the acquired assemblies. In the case of drives, there should also be documents for gears, motors, brakes, and clutches. Since the issuance of the EC declaration of conformity is subject to a number of requirements set out in EU and national regulations, the user rarely decides to act as a picker as there is often the fear that the completed device will not meet the safety requirements. In this case, specialists from external companies can always be used to prepare the proper assembly, and the finished device can be voluntarily certified. In the following paper, the issues crucial for the safe operation of the conveyor are discussed, re-

lated to the determination of basic operating parameters, such as the selection of drives, brakes, tensioning devices, and the use of guards for hazardous places, as well as the basic principles of assembling subassemblies in the conveyor. This information should be helpful for the representatives of the mining plant both when they complete the conveyor assembly themselves and when preparing tender requirements for engineering companies.

2. PROPER SELECTION OF POWER AND LOCATION OF DRIVES AND OTHER UNITS FOR VARIOUS OPERATING CONDITIONS

Currently installed conveyors should not be configured on the basis of power selection nomograms, in which the conveyor parameters are largely parameterized and contain too many generalized initial assumptions. Knowledge of belt conveyor theory is also required for the use of commercially available power selection software.

In order to correctly estimate the power, it is necessary to know the drag coefficient, resulting mainly from the used route structure, the quality of the rollers and the belt, the number and the construction of drums.

Concentrated resistances should also not be overlooked. It is important to take into account the length of the loop, the increased number of scrapers and the appropriate number, length, and geometric parameters of the transfers. Considerable power is consumed by the sliding support of the belt in the discharge beds.

The rule should be adopted that the conveyors in which the motors work as brakes should have a greater reserve of installed power in relation to the calculated one, so as not to cause the belt to acceleration (loss of motion stability). Conveyors with negative power during steady state operations in a loaded state (braked conveyors) should be configured with drives from the return side. In earlier conveyor designs, which were characterized by significant resistance, the downward slope limit for this type of configuration was -5° . Currently, taking into account energy-saving low-resistance constructions, this limit may be as low as -3° .

The tensioning station, due to the function it performs, i.e. ensuring the correct frictional coupling in the drive and the correct sagging of the belt between the idler sets, should always be on the side of the lower forces in the belt. In descending conveyors, the station should be placed in the discharge area, and in conveyors located in horizontal excavations or working uphill, the station should be located behind the drive in the direction of the belt. In the case of large upward inclination (over 10°), in order to limit the required force in the station, it can be installed in the area of the turning point. With the drive, the tensioning force will be higher by the value of the longitudinal component of the belt gravity force on the section from the drive to the tensioning station, and the tensioning force in the station can be reduced by this value.

A separate issue are conveyors that periodically change the direction of the resultant force vector in the drive, but it is difficult in this case to recommend typical tensioning stations.

In long conveyors with high power requirements, intermediate drives can be used in order to:

- increase the operational capacity or length of the conveyor above its factory data, calculated from the applicability diagrams;
- reduce the maximum belt tension, and thus its required strength;
- facilitate the start-up of conveyors;
- facilitate the braking of conveyors [1].

3. BRAKING – SELECTION OF PARAMETERS, CRITERIA FOR USING BRAKES AND BACKSTOPS

In terms of the construction of conveyors, their conditions of use and applied brakes, conveyors can be divided into three groups:

- 1) descending conveyors, in which the direction of the braking torque vector is identical to the direction of the driving torque vector;
- 2) ascending conveyors, where there is a risk of the belt reversing when the loaded conveyor stops;
- 3) flat and slightly inclined conveyors, in which its own resistance will always stop the conveyor, and the brake is only used to shorten the belt run-out distance after turning off the motors and to protect against uncontrolled belt movement during stopping.

Braking efficiency means ensuring a certain stop for each load condition of the conveyor. The condition for the effective braking process when brakes are installed in the drive unit is, as is known, to ensure frictional coupling between the belt and the drive drums.

Braking safety is a guarantee that there will be no significant slack of the belt at the discharge during braking, loss of spoil from the belt as well as the belt's retraction on the boom and turning point after the braking process is completed or before the next start-up after loosening the braking elements.

When using the program to calculate the conveyor parameters, it should be ensured that braking torque is selected in such a way that the conveyor overrun during braking does not exceed 10 m (note that the braking torque has a negative value). This applies to conveyors operating on slopes from 0° to -14° . Conveyors on inclines from $+1^\circ$ to maximum inclines uphill have a free run (without a brake) which is always less than 10 m when loaded, and empty conveyors require a braking torque of only 9% of the torque of the installed motors to meet this condition.

Overly long braking time due to too weak brake results in:

- the need to use special brake designs, as linings used in traditionally brakes would wear out too quickly;
- the need to extend transfers, sometimes to the capacity of several tons of excavated material, if the receiving conveyor stops faster;

- the risk of the conveyor belt accelerating if the brakes wear out quickly;
- excessive heating of the brakes, creating a potential source of ignition.

Conveyors operating downhill should have a surplus of braking torque also for some rather obvious reasons. If it is necessary to replace the brake lining on a single pair of calipers, then the remaining ones should make it possible to keep the loaded belt still.

When analyzing the data from Table 1, it should be noted that stopping the conveyor too quickly on large slopes may be the reason for undesirable sliding of the excavated material on the belt, while in the case of medium slopes, where a significant braking torque is required to achieve a short run-up of the belt, it is worth considering the division braking moment to

more than one place of operation. One of the solutions here may be belt-to-belt intermediate drive units equipped only with a brake, placed in the conveyor route [2].

On ascending conveyors, the braking system should ensure shortening of the empty run-down of the conveyor after turning off the motors and protection against the belt reversing after stopping. In this case, regulation [3] requires that on a slope of more than 5° , the drive must be equipped with an automatic device to immobilize it after stopping. This function is performed by anti-return backstops. On the other hand, the values of the braking torque during the stopping process, which guarantee the correct running of the belt after switching off the drive, are much lower than the driving torque of the motors.

Table 1

Conveyor braking parameters $B = 1200$ on falls $(N = 500 \text{ kW}, Q = 1200 \text{ t/h}, v = 2.5 \text{ m/s})$

| Lean α_0 [°] | L_{\max} [m] | P_H/P_N for $L_H = 10 \text{ m}$ | t_H for $P_H = 1.3 P_N$ [s] | L_H for $P_H = 1.3 P_N$ [m] | $t_{H \min}$ [s] |
|------------------------|-------------------|--|--|-------------------------------------|---------------------|
| -14 | 704 | 1.326 | 8.696 | 10.87 | 7.363 |
| -13 | 763 | 1.345 | 9.201 | 11.50 | 4.832 |
| -12 | 832 | 1.368 | 9.802 | 12.25 | 3.596 |
| -11 | 915 | 1.395 | 10.525 | 13.16 | 2.865 |
| -10 | 1018 | 1.428 | 11.416 | 14.27 | 2.381 |
| -9 | 1148 | 1.470 | 12.540 | 15.68 | 2.038 |
| -8 | 1316 | 1.525 | 13.992 | 17.49 | 1.781 |
| -7 | 1540 | 1.598 | 15.944 | 19.93 | 1.582 |
| -6 | 1864 | 1.702 | 18.712 | 23.39 | 1.424 |
| -5 | 2355 | 1.861 | 22.961 | 28.70 | 1.295 |
| -4 | 3190 | 2.133 | 30.201 | 37.75 | 1.188 |

Designations:

- L_{\max} – the maximum length of the conveyor determined according to DIN 22101 for the output data as in the title of the table;
- P_N – braking force of steady motion (from drive motors);
- P_H – braking force caused by braking devices when stopping the conveyor;
- t_H, L_H – braking time and distance;
- $t_{H \min}$ – the minimum braking time at which the excavated material does not slide down the belt for the material–belt friction coefficient $\mu = 0.285$ (95% of the rubber–carbon coefficient of friction $\mu_{gr} = 0.3$), determined according to the formula $t_{H \min} = v / [g \cdot (\mu \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)]$.

According to the data in Table 2, a backstop with a nominal torque of at least 75% of the drive torque in combination with a brake providing a torque during stopping the conveyor (especially when not loaded) with a value of approximately 10% of the drive torque

is a sufficient guarantee of safety in the case of extreme slopes.

In practice, the installed brakes have a torque comparable to the driving torque, which in effect doubles the protection of the return movement and significantly

reduces the coasting when stopping. However, it is possible to safely perform work on the backstop without the need to empty the conveyor of the transported material.

However, it is not advisable to resign from the installation of the anti-reverse brake, i.e. the so called backstop in favor of the brake itself, because its absence may cause the belt to retract during the start of

the conveyor (when the brake is released and the motor does not yet have full drive torque) [4]. In order to obtain smooth stopping, it is enough to delay in the operation of the brakes, i.e. to engage the brake in the final phase of the conveyor's stopping or to install a brake with a variable braking torque, which works with a minimum torque during stopping, and achieves a full braking torque just before stopping.

Table 2
Conveyor braking parameters $B = 1200$ on inclines
 $(N = 500 \text{ kW}, Q = 1200 \text{ t/h}, v = 2.5 \text{ m/s})$

| Lean α_0 [°] | L_{\max} [m] | s [m] | s_0 [m] | P_{H0}/P_N for $L_{H0} = 10 \text{ m}$ | P_{BS}/P_N |
|------------------------|-------------------|---------|-----------|--|--------------|
| 0 | 2955 | 12.07 | 11.70 | 0.073 | – |
| 1 | 2100 | 8.92 | 12.43 | 0.077 | – |
| 2 | 1640 | 7.20 | 13.20 | 0.080 | 0.14 |
| 3 | 1342 | 6.09 | 13.94 | 0.082 | 0.29 |
| 4 | 1136 | 5.33 | 14.63 | 0.083 | 0.39 |
| 5 | 986 | 4.78 | 15.34 | 0.085 | 0.46 |
| 6 | 870 | 4.35 | 15.98 | 0.085 | 0.52 |
| 7 | 778 | 4.01 | 16.54 | 0.085 | 0.56 |
| 8 | 704 | 3.73 | 17.13 | 0.086 | 0.60 |
| 9 | 643 | 3.51 | 17.67 | 0.086 | 0.63 |
| 10 | 592 | 3.32 | 18.23 | 0.086 | 0.65 |
| 11 | 550 | 3.16 | 18.83 | 0.087 | 0.67 |
| 12 | 512 | 3.02 | 19.29 | 0.087 | 0.69 |
| 13 | 480 | 2.90 | 19.90 | 0.088 | 0.71 |
| 14 | 452 | 2.80 | 20.42 | 0.088 | 0.72 |
| 15 | 427 | 2.70 | 20.97 | 0.088 | 0.74 |
| 16 | 404 | 2.62 | 21.55 | 0.089 | 0.75 |

Designations:

- s – free coasting (without brake) of the full conveyor;
- s_0 – free run of an empty conveyor;
- P_{H0} – braking force ensuring a 10-meter run-out of an empty conveyor;
- P_{BS} – the force preventing the belt from reversing, determined as the difference between the vertical component of the gravity of the transported material and half of the conveyor's resistance $P_{BS} = 1.5 \cdot m_u \cdot g \cdot \sin \alpha - 0.5 \cdot P_N$. Only positive values are included in the table.

In uphill working conveyors, there is no need to install special constructions of braking devices with programmable operating characteristics, the value of which sometimes exceeds the cost of other drive components. Such special systems may sometimes be advisable on downhill conveyors where it is particularly important that the brake engages immediately to pre-

vent the belt from accelerating before the braking process begins.

There is another group of users who promote the idea that it is possible to resign from installing brakes in conveyors operating horizontally and at an inclination of up to $+5^\circ$, based on the above-mentioned provision on the use of automatic devices on inclinations

above 5° . This may be possible for some conveyors used in preparatory work in horizontal galleries, but in general conveyors without brakes may have too long run-out of the belt after the drive is turned off and uncontrolled movement of the belt at chutes, turning points and places where the conveyor route runs on a variable incline. However, in the case of transporting people, the requirement to install a brake is absolute, regardless of the inclination, due to the need to effectively stop the conveyor [5].

The most difficult, both in terms of the selection of components and in operation, are conveyors installed in galleries with an inclination between -2° and -3° . Within this range of inclinations, there is a boundary between driven and braked conveyors during steady-state operation. There may be cases of power consumption from $-N_N$ to N_N depending on the degree of filling of the conveyor. In special cases, the power consumption may be zero. Therefore, in this range of inclinations, brakes should be selected as for descending conveyors, while the conveyor structure should be additionally equipped with a tensioning device, compensating for unfavorable phenomena in the belt during braking (e.g. running up of the belt to the discharge).

4. BELT TENSIONING-TENSIONING SYSTEMS AND SELECTION OF THE RIGHT TYPE OF TENSIONING DEVICE

Problems related to incorrect belt tension occur mainly in conveyors operating underground in mining plants. This is mainly due to the fact that conveyors operating on the surface are most often equipped with gravity tensioning stations, which are simple both in terms of construction and calculation. Their proper selection does not pose any problems, as they are easy to describe mathematically and, therefore, tables can be prepared for selecting the weight of the tensioning device. Also, the wrong selection of the device can easily be corrected by changing the number and weight of the loads.

High power surface conveyors are usually equipped with winch tensioning devices. The problem of frictional engagement is solved by means of a sufficiently high initial tension, a high-strength belt (usually with steel cords) and start-up mitigation systems.

The simplest tensioning device with continuous operation is a gravity station, however, in the domestic coal mining industry, in underground conveyors, due to the limited dimensions of excavations, towers with weights are not installed. On the other hand, for the reasons discussed in Chapter 3, heavy brakes are often required on conveyors, and the gravity station can generate significant dynamic forces when braking from the rapid throwing of the tensioning load.

Incorrectly selected tensioning and starting systems causes the following phenomena, which increase operating costs and introduce various types of hazards during conveyor operation:

- slip on the drive drums reducing the durability of linings and bearings,
- variable loads in the range from full loosening to sharp jerking above the permissible loads affecting the life of the belt and its connections,
- knocking out or seizing of bearings in idlers and non-driven and tensioning drums,
- damage to structural elements, in particular fixing and anchoring elements.

The ideal tensioning system should have:

- ensuring proper belt tension for all dynamic states of the conveyor,
- responding to load changes,
- immediate reaction (possibly without “dead zones” of insensitivity),
- automatic operation also after disconnecting the voltage,
- causing the belt tension to be as low as possible.

Unfortunately, winch systems, even those equipped with high-end electronics, give results which are far from expectations. The main problem is the inertia of the winch drives and the considerable power necessary to achieve the follow-up of changes in the tensioning force in relation to the changes in the drive torque. An additional unfavorable phenomenon occurs when the conveyor is switched off under load. Figure 1 shows the course of the force S_2 after the emergency shutdown. The parking force in this case is much higher than the one set on the sensors. As a result, during the next start-up, the belt is slackened instead of tightened. A winch station without automation shows a course of forces such as the forces marked as S_1 , S_2 in Figure 1, i.e. for the correct operation of the conveyor, the initial tension must be

applied much higher than required due to the installed power. Such a tensioning system can be used for medium-power conveyors with lengths not exceeding 800 m. For high-power conveyors and longer lengths, continuous tensioning devices should be used to avoid problems during start-up and braking.

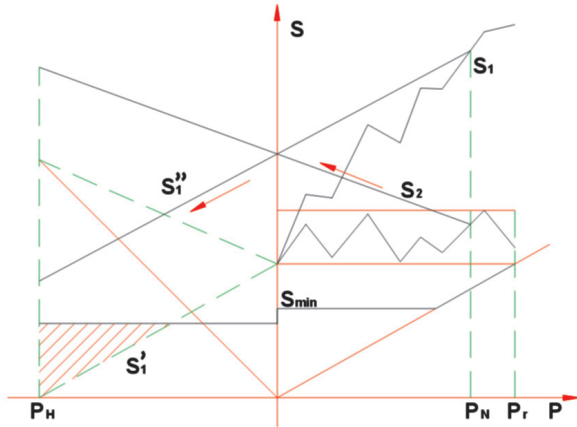


Fig. 1. Winch tensioning – diagram of forces in the drive S_1 and S_2 as a function of circumferential force P

Designations for Figure 1:

- P_N – circumferential force on drive drums for nominal load,
- P_r – circumferential force during start-up,
- P_H – circumferential force required for braking,
- S_1 – force in the belt running over the drive drums,
- S_2 – force in the belt running from the drive,
- S_{min} – the minimum force in the belt determined from the condition of allowable sag of the belt between idler sets.

Hydraulic tensioning has more favorable characteristics than winch tensioning, and the main objection to this type of tensioning is the possibility of excessive sagging of the belt on the side running towards drive during braking. However, this problem can be solved by using a second tensioning system that eliminates this phenomenon [6]. Hydraulic tensioning requires considerable amounts of working medium to ensure continuous operation at start-up in high-power conveyors, which, however, is partly compensated by the use of hydroaccumulators in the system.

Tracking mechanical tensioning (with a rope system), used in the longest and most difficult hauls, is very close to the optimal characteristics of changes in

the tensioning force. A certain limitation of the use of follow-up stations is the need to set higher preloads at inclined conveyors.

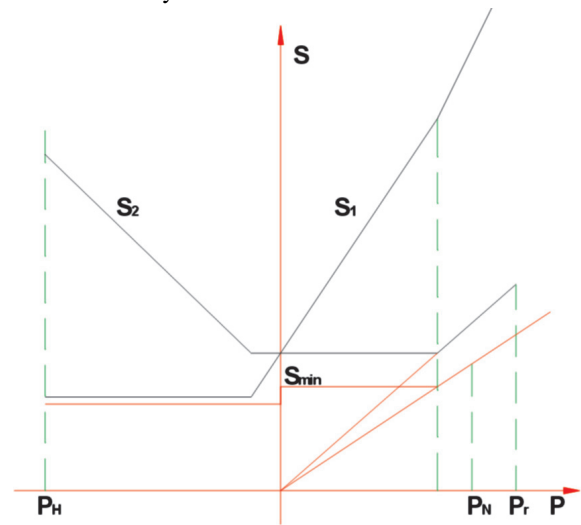


Fig. 2. Follow-up tensioning with constant force module

Figure 2 shows the operation characteristics of the coupled station, which allows the optimal values to be approached [7]. In the insensitivity area of the follow-up station, a constant tension hydraulic unit operates here. The low operating costs of conveyors equipped with new generations of tensioning devices (mainly savings due to the increase in the life of the belt and its connections and drive components) prove that conveyors operating in high-performance hauls should be increasingly equipped with this type of tensioning system.

5. THE USE OF COVERS FOR MOVING ELEMENTS, PLACES OF INSTALLATION AND METHOD OF ASSEMBLY

The scope of application of covers on a belt conveyor is defined by several sources, both standards and health and safety regulations. However, there are no unambiguous regulations regarding mining underground coal conveyors. Records [8] can be used, and dangerous places in conveyors are defined by the standard [9]. However, the basic premise, apart from these specific provisions, should be the principle that, for safety reasons, the operator should not be prevented from cleaning the assemblies or adjusting the belt run. Therefore, the places where scrapers are installed should not be excessively fenced off or devices for removing slurry should be installed.

Adjustment elements should be located in such a way that access to them does not require disassembly of covers. A special place is the loop trolley, but also here you can reduce the risk resulting from the disassembly of the covers, e.g. by using barreled drums, which are much better for guiding the belt, as well as additional guide rollers.

To facilitate the operation of the conveyor, it can be equipped with central lubrication systems. They do not have to be automatic extensive installations, but piping systems led from the grease nipples to one place within the assembly where the grease gun can be safely used.

Communication passages should be separated for the staff and other people moving nearby. Where the dimensions of the excavation do not allow for the construction of passages over the belt, it is often possible to safely fence off the passage between the belts or even under the conveyor.

The danger zone for people staying near the conveyor is the transfer areas. Guards that prevent access to the places between the side restraints and the belt are very important here, as shown in Figure 3. Guards should also protect against impact by falling material.



Fig. 3. Example of the arrangement of the guards of dangerous places (positions shown in red)

6. BASIC PRINCIPLES OF SELECTION OF UNITS IN THE CONVEYOR

Multiple mergers of mining plants and the transfer of unprofitable branches to a mine restructuring company mean that conveyors from different manufacturers may appear in one mining plant, which ensures the correct selection and operation of the equipment under specific tenders. After the warranty expires, these devices are at their user's disposal, but it is not always possible to find a new location where the device can be used under the existing conditions of use. Often, a drive with the power required in a given location is supplemented with other units from conveyors normally used in a given area. Therefore, the assembly of the conveyor from the subassemblies owned by the mine should be preceded by calculations using the software available on the market, not only selecting the required power, but also braking parameters, tensioning forces and the length of the tensioning device run-out. Currently, most mines have such software.

Subassemblies for the conveyor should be adapted to the forces occurring in the conveyor system, so their usefulness should be assessed on the basis of the source

technical and operating documentation of the conveyor from which the given unit comes. It is especially important to check the size of the bearings in the drive and return drums as well as the diameters of the drums for the belt expected in the conveyor. The load capacity of the bearings should ensure their durability of 20,000 hours, or 50,000 hours at specific loads.

The route of the conveyor should guarantee the assumed capacity, therefore the size of the trough should also be checked during the preliminary calculations. Significantly corroded and deformed route elements should not be used.

The diameters of the idlers used in the conveyor should be selected so that their rotational speed does not exceed 600 rpm at the assumed belt speed. For higher rotational speeds, it is necessary to use special roller supports with rollers secured against falling out.

There is no need to connect together units that do not come from the same type of conveyor, if we provide them with individual and reliable fixation while maintaining the axis of the conveyor. This applies in particular to the connection drive-loop or route-turning station. First of all, it is necessary to check the passage of the belt between the units and in the event

of a required height adjustment or a section requiring additional belt support, equip it with additional deflection drums.

If the boom is placed on a stand, when it is not fastened to the drive, the running belt must be additionally shielded in front of the drive.

A separate problem is the selection of the belt and the use of the used belt, but here the rule should be adopted that for important belt haulage it is recommended to buy a new belt and use it later for less responsible departmental haulage and in conveyors for preparatory work.

7. SUMMARY

- 1) The issuance of the EC declaration of conformity must be preceded by a risk analysis and assessment [10], confirming the fulfillment of the essential requirements of the machinery directive and the ATEX directive and other, if applicable, based on harmonized standards.
- 2) The supplier of the device is responsible for the safety of the structure. If the declaration is issued by the picker, he is responsible for the correctness of the device. Therefore, it is recommended that the so-called “own sets” subject to voluntary certification.
- 3) Modern mining belt conveyors should always be configured for specific tasks and locations, with particular emphasis on ensuring work safety in transient states.
- 4) Conveyors in which units have been put together by the use are sometimes operated on the basis of the manufacturer’s initial documents, despite the fact that the scope of the interference in the construction is so large that it requires issuing a new declaration of conformity, therefore should always be carefully analyzed the conditions of use specified in the device’s instruction manual in terms of compliance with them. The use of units from several manufacturers in one conveyor is a significant interference.
- 5) The use of units owned by mines allows one to reduce the costs of preparing new transport routes, as incomplete devices from decommissioned parts of mining plants can be used as fully-fledged devices after verification, analysis and completion, subject to the above comments.

References

- [1] Wójcicki W.: *Wykorzystanie napędów pośrednich przy modernizacji przenośników taśmowych*. IX Międzynarodowe Sympozjum “Nowe kierunki i doświadczenia w budowie i bezpiecznej eksploatacji taśm przenośnikowych”. FTT STOMIL Wolbrom. Zakopane 9–11.05.2001: 121–127.
- [2] Suchoń J.: *Dobór szerokości taśmy hamującej w taśmowych urządzeniach hamujących*. II Międzynarodowe Sympozjum “Aktualne kierunki i doświadczenia w zakresie transportu taśmowego w górnictwie”. FTT STOMIL Wolbrom. Ustroń-Zawodzie 9–10.06.1994: 125–134.
- [3] *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, zał. nr 4, pkt 4.12.2.
- [4] Wójcicki W.: *Stosowanie hamowników przeciwpowrotnych w przenośnikach taśmowych w świetle obowiązujących przepisów i praktyki eksploatacyjnej*. IV Międzynarodowa Konferencja “Nowoczesne przenośniki taśmowe dla węglowego górnictwa podziemnego. Systemy Transportu Kopalnianego”. Politechnika Śląska. Ustroń 21–22.06.2001: 251–255.
- [5] *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, §677.1.1.
- [6] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Dwukierunkowe napinanie taśmy w przenośniku taśmowym*. <https://www.wnp.pl/gornictwo/dwukierunkowe-napinanie-tasmy-w-przenosniku-tasmowym,350880.html>, 8.8.2019 [15.04.2022].
- [7] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Nadżęzne napinanie taśmy w przenośnikach taśmowych – dobór i rozwiązania konstrukcyjne*. In: *Monografia zbiorowa. KOMTECH – Innowacyjne Techniki i Technologie w Dobie Zielonej Transformacji*. Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2021, <https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.1>.
- [8] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, zał. nr 4, pkt 4.12.1, pkt 4.12.5.
- [9] PN-EN 620:2005. *Urządzenia i systemy transportu ciągłego Wymagania bezpieczeństwa i EMC dotyczące przenośników taśmowych stałych do transportu materiałów masowych*.
- [10] EN ISO 12100:2012. *Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka*.

WALDEMAR WÓJCICKI, M.Sc., Eng.
betech.pt@gmail.com

MICHAŁ WÓJCICKI, M.Sc., Eng.
AGH University of Science and Technology
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
mwojcicki@agh.edu.pl
FAMUR SA
ul. Armii Krajowej 51, 40-698 Katowice, Poland
mwojcicki@famur.com

WALDEMAR WÓJCICKI
MICHAŁ WÓJCICKI

Wykorzystanie zapasów magazynowych kopalń do poprawnej kompletacji górniczych przenośników taśmowych

W artykule przedstawiono zasady racjonalnego wykorzystania posiadanych w podziemnych zakładach górnictwa węglowego podzespołów przenośników w celu zestawienia kompletnych urządzeń właściwych dla konkretnych lokalizacji i wymaganych parametrów pracy. Ponieważ często są to zespoły od różnych producentów, to użytkownik będzie zobowiązany do przygotowania zbiorczej instrukcji obsługi oraz wystawienia deklaracji zgodności.

Słowa kluczowe: *przenośnik taśmowy, zakład górniczy, podzespoły przenośników taśmowych*

1. WSTĘP

Przenośniki taśmowe nie wymagają obecnie dopuszczenia prezesa Wyższego Urzędu Górniczego i są eksploatowane na podstawie deklaracji zgodności WE i instrukcji obsługi opracowanej przez producenta. Producentem przenośnika nie zawsze musi być jego faktyczny wytwórca, może to być również kompletator, zestawiający urządzenie z gotowych podzespołów. Takim kompletatorem może być również zakład górniczy, który posiada podzespoły ze zdemontowanych urządzeń lub jest w stanie je pozyskać w ramach grupy górniczej, np. z likwidowanych zakładów. Bardzo ważne jest, aby wraz z pozyskanymi zespołami otrzymać źródłowe dokumentacje techniczno-ruchowe lub instrukcje obsługi. W przypadku napędów powinny być dostępne również dokumenty dotyczące przekładni, silników, hamulców i sprzęgieł. Ponieważ wystawienie deklaracji zgodności WE jest obwarowane szeregiem wymogów określonych przepisami unijnymi i krajowymi, użytkownik rzadko decyduje się na wystąpienie w roli kompletatora. Często istnieje obawa, że skompletowane urządzenie nie spełni wymagań bezpieczeństwa. W takim przypadku zawsze można do sporządzenia właściwej kompletacji wykorzystać specjalistów z firm zewnętrznych, a gotowe urządzenie poddać dobrowolnej certyfikacji. W dalszej części omówiono decydujące o bezpiecznej eksploatacji

przenośnika zagadnienia związane z określeniem podstawowych parametrów pracy, takie jak dobór napędów, hamulców, urządzeń napinających oraz stosowanie osłon miejsc niebezpiecznych oraz podstawowe zasady kompletacji podzespołów w przenośniku. Informacje te powinny być pomocne dla przedstawicieli zakładu górniczego zarówno w przypadku, gdy kompletację przenośnika realizują samodzielnie, jak i w przypadku przygotowywania wymagań przetargowych dla firm inżynierskich.

2. PRAWIDŁOWY DOBÓR MOCY I LOKALIZACJI NAPĘDÓW ORAZ INNYCH ZESPOŁÓW W RÓŻNYCH WARUNKACH PRACY

Obecnie instalowane przenośniki nie powinny być konfigurowane na podstawie nomogramów doboru mocy, w których parametry przenośnika są w znacznym zakresie sparametryzowane i zawierają zbyt wiele uogólniających założeń wstępnych. Również w przypadku stosowania dostępnego na rynku oprogramowania służącego do doboru mocy niezbędna jest wiedza z zakresu teorii przenośników taśmowych.

Do prawidłowego oszacowania mocy wymagana jest znajomość współczynnika oporów, który wynika głównie z zastosowanej trasy przenośnikowej, jakości

krążników i taśmy, liczby i rozwiązań konstrukcyjnych bębnow. Nie można zapominać o oporach skupionych. Ważne jest uwzględnienie długości pętlicy, zwiększonej liczby zgarniaczy oraz odpowiedniej liczby, długości i parametrów geometrycznych przesypów. Znaczna moc jest zużywana przez podparcie ślizgowe taśmy w łożach przesypowych.

Należy przyjąć zasadę, że przenośniki, w których silniki pracują jako maszyny hamujące, powinny mieć większy zapas mocy zainstalowanej w stosunku do obliczonej, aby nie doprowadzić do rozbiegania się taśmy (utruty stabilności ruchu).

Przenośniki, w których w czasie pracy ustalonej w stanie załadowanym występuje moc ujemna (przenośniki hamowane), powinny być konfigurowane z napędami od strony zwrotni. We wcześniejszych konstrukcjach przenośników, które charakteryzowały się znacznymi oporami, granicą tzw. zabudowy na upad był kąt -5° . Obecnie, jeśli uwzględnimy energooszczędne konstrukcje o niskich oporach, tą granicą może być kąt już nawet -3° .

Stacja napinająca ze względu na funkcję, którą pełni – tzn. gwarantowanie poprawnego sprzężenia ciernego w napędzie oraz prawidłowego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi – powinna zawsze znajdować się po stronie niższych sił w taśmie. W przenośnikach opadających stację należy umieścić w rejonie wysypu, a w przenośnikach usytuowanych w wyrobiskach poziomych lub pracujących po wzniosie stacja powinna znajdować się za napędem zgodnie z biegiem taśmy. W przypadku dużych wzniosów (ponad 10°) w celu ograniczenia wymaganej siły w stacji może być ona montowana w rejonie zwrotni. Przy napędzie siła napinająca będzie wyższa o wartość składowej wzdłużnej siły ciężkości taśmy na odcinku od napędu do stacji napinającej i o tę wartość można zmniejszyć siłę napinania w stacji.

Osobnym zagadnieniem są przenośniki okresowo zmieniające kierunek wektora siły wypadkowej w napędzie, ale w takim przypadku trudno polecać typowe stacje napinające.

W przenośnikach długich o dużej wymaganej mocy mogą być stosowane napędy pośrednie. Ma to na celu:

- zwiększenie eksploatacyjnej wydajności lub długości przenośnika powyżej jego fabrycznych danych, wyliczonych z wykresów stosowności;
- obniżenie maksymalnego napięcia taśmy, a tym samym jej wymaganej wytrzymałości;
- ułatwienie rozruchu przenośników;
- ułatwienie hamowania przenośników [1].

3. HAMOWANIE – DOBÓR PARAMETRÓW, KRYTERIA STOSOWANIA HAMULCÓW I HAMOWNIKÓW PRZECIWPOWROTNYCH

Pod względem konstrukcji przenośników, ich warunków stosowania i montowanych hamulców przenośniki możemy podzielić na trzy grupy:

- 1) przenośniki opadające, w których zwrot wektora momentu hamującego jest identyczny ze zwrotem wektora momentu napędowego;
- 2) przenośniki wznoszące, w których występuje ryzyko cofania się taśmy po zatrzymaniu się załadowanego przenośnika;
- 3) przenośniki płaskie i lekko pochylone, w których opory własne zawsze spowodują zatrzymanie przenośnika, a hamulec służy jedynie do skrócenia drogi wybiegu taśmy po wyłączeniu silników i zabezpieczenia przed niekontrolowanym ruchem taśmy w trakcie zatrzymywania.

Hamowanie można uznać za skuteczne, jeśli w każdym stanie załadowania przenośnika możliwe jest pewne zatrzymanie. Warunkiem skutecznego przeprowadzenia procesu hamowania w przypadku instalowania hamulców w jednostce napędowej jest, jak wiadomo, zapewnienie sprzężenia ciernego między taśmą a bębni napędowymi.

Bezpieczeństwo hamowania jest zagwarantowane, jeżeli w trakcie hamowania nie dojdzie do znacznego luzowania taśmy przy wysypie, przepadów urobku z taśmy, a także cofania się taśmy na wysięgniku i zwrotni po zakończeniu procesu hamowania lub przed następnym rozruchem po zluźwaniu elementów hamujących.

Przy korzystaniu z programu do wyliczania parametrów przenośnika należy zwrócić uwagę na to, aby moment hamowania był tak dobrany, żeby wybieg przenośnika w czasie hamowania nie przekraczał 10 m (pamiętając, że moment hamujący ma wartość ujemną). Dotyczy to przenośników pracujących na pochyleniach od 0° do -14° . Przenośniki na pochyleniach od $+1^\circ$ do maksymalnych pochyłeń po wzniosie mają wybieg swobodny (bez hamulca) zawsze poniżej 10 m w stanie załadowanym, a przenośniki próżne wymagają momentu hamującego tylko na poziomie 9% momentu zainstalowanych silników, aby spełnić ten warunek.

Zbyt długi czas hamowania wynikający ze zbyt słabego hamulca to:

- konieczność wykorzystania specjalnych konstrukcji hamulców, gdyż tradycyjnie stosowane zbyt szybko zużywałyby okładziny hamulcowe;
- konieczność rozbudowy przesypów niekiedy do pojemności kilku ton urobku, jeżeli odbierający przenośnik zatrzymuje się szybciej;

- ryzyko rozbiegania się przenośnika, jeżeli nastąpi szybko postępujące zużycie hamulców;
- nadmierne nagrzewanie się hamulców stwarzające potencjalne źródło zapłonu.

Przenośniki pracujące na upadach powinny mieć nadwyżkę momentu hamującego również z pewnego dość oczywistego powodu. W razie konieczności wymiany okładziny hamulcowej na pojedynczej parze zacisków pozostałe powinny dawać możliwość utrzymania w bezruchu załadowanej taśmy.

Analizując dane z tabeli 1, należy zwrócić uwagę, że zbyt szybkie zatrzymanie przenośnika na dużych nachyleniach może być powodem niepożądanego zsuwania się urobku po taśmie, natomiast w przypadku średnich pochyleń, gdzie wymagany jest znaczny moment hamowania dla uzyskania krótkiego wybiegu

taśmy, warto zastanowić się nad podziałem momentu wypadkowego na więcej niż jedno miejsce działania. Jednym z rozwiązań mogą tu być zespoły napędu pośredniego typu taśma–taśma wyposażone tylko w hamulec, umieszczone w trasie przenośnika [2].

W przenośnikach wznoszących układ hamulcowy powinien zapewniać po wyłączeniu silników skrócenie wybiegu próżnego przenośnika i zabezpieczenie przed cofaniem się taśmy po zatrzymaniu. W tym przypadku przepis [3] wymaga, aby na nachyleniu ponad 5° wyposażyć napęd w urządzenie samoczynne unieruchamiające go po zatrzymaniu. Funkcję tę pełnią hamowniki przeciwpowrotne. Natomiast wartości momentu hamującego w trakcie procesu zatrzymywania, gwarantujące prawidłowy wybieg taśmy po wyłączeniu napędu, są znacznie niższe od momentu napędowego silników.

Tabela 1

Parametry hamowania przenośnika $B = 1200$ na upadach
($N = 500$ kW, $Q = 1200$ t/h, $v = 2,5$ m/s)

| Pochylenie α_0 [°] | L_{\max} [m] | P_H/P_N dla $L_H = 10$ m | t_H dla $P_H = 1,3 P_N$ [s] | L_H dla $P_H = 1,3 P_N$ [m] | $t_{H\min}$ [s] |
|------------------------------|-------------------|----------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------------|
| -14 | 704 | 1,326 | 8,696 | 10,87 | 7,363 |
| -13 | 763 | 1,345 | 9,201 | 11,50 | 4,832 |
| -12 | 832 | 1,368 | 9,802 | 12,25 | 3,596 |
| -11 | 915 | 1,395 | 10,525 | 13,16 | 2,865 |
| -10 | 1018 | 1,428 | 11,416 | 14,27 | 2,381 |
| -9 | 1148 | 1,470 | 12,540 | 15,68 | 2,038 |
| -8 | 1316 | 1,525 | 13,992 | 17,49 | 1,781 |
| -7 | 1540 | 1,598 | 15,944 | 19,93 | 1,582 |
| -6 | 1864 | 1,702 | 18,712 | 23,39 | 1,424 |
| -5 | 2355 | 1,861 | 22,961 | 28,70 | 1,295 |
| -4 | 3190 | 2,133 | 30,201 | 37,75 | 1,188 |

Oznaczenia:

L_{\max} – długość maksymalna przenośnika wyznaczona wg DIN 22101 dla danych wyjściowych jak w tytule tabeli;

P_N – siła hamująca ruchu ustalonego (od silników napędowych);

P_H – siła hamująca wywołana przez urządzenia hamujące w czasie zatrzymywania przenośnika;

t_H, L_H – czas i droga hamowania;

$t_{H\min}$ – minimalny czas hamowania, przy którym nie następuje zsuwanie urobku po taśmie dla współczynnika tarcia urobek–taśma $\mu = 0,285$ (95% granicznego współczynnika tarcia guma–węgiel $\mu_{gr} = 0,3$), wyznaczony wg wzoru $t_{H\min} = v / [g \cdot (\mu \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)]$.

Według danych zawartych w tabeli 2 wystarczającym gwarantem bezpieczeństwa w przypadku skrajnych nachyleń jest hamownik przeciwpowrotny o momencie nominalnym równym minimum 75% momentu na-

napędowego w połączeniu z hamulcem zapewniającym moment w czasie zatrzymywania przenośnika (zwłaszcza niezaladowanego) o wartości około 10% momentu napędowego.

W praktyce instalowane hamulce mają moment porównywalny z momentem napędowym, co w efekcie dubluje zabezpieczenie ruchu powrotnego oraz zdecydowanie zmniejsza wybiegi przy zatrzymywaniu. Użytkuje się jednak możliwość bezpiecznego wykonywania prac przy hamowniku bez konieczności opróżnienia przenośnika z materiału transportowanego.

Niewskazane jest jednak rezygnowanie z instalacji hamownika przeciwpowrotnego, czyli tzw. backstopu, na rzecz samego hamulca, gdyż jego brak może powo-

dować cofanie się taśmy w trakcie startu przenośnika (w momencie gdy luzowany jest hamulec, a silnik nie ma jeszcze pełnego momentu napędowego) [4]. W celu uzyskania płynności zatrzymywania wystarczy wprowadzić opóźnienie w zadziałaniu hamulców, czyli załączać hamulec w końcowej fazie zatrzymywania się przenośnika lub zabudować hamulec ze zmiennym momentem hamowania, który w czasie zatrzymywania rozwija minimalny moment, a tuż przed zatrzymaniem rozwija pełny moment hamujący.

Tabela 2

Parametry hamowania przenośnika $B = 1200$ na wzniosach $(N = 500 \text{ kW}, Q = 1200 \text{ t/h}, v = 2,5 \text{ m/s})$

| Pochylenie α_0 [°] | L_{\max} [m] | s [m] | s_0 [m] | $\frac{P_{H0}}{P_N}$ dla $L_{H0} = 10 \text{ m}$ | $\frac{P_{BS}}{P_N}$ |
|------------------------------|-------------------|---------|-----------|--|----------------------|
| 0 | 2955 | 12,07 | 11,70 | 0,073 | – |
| 1 | 2100 | 8,92 | 12,43 | 0,077 | – |
| 2 | 1640 | 7,20 | 13,20 | 0,080 | 0,14 |
| 3 | 1342 | 6,09 | 13,94 | 0,082 | 0,29 |
| 4 | 1136 | 5,33 | 14,63 | 0,083 | 0,39 |
| 5 | 986 | 4,78 | 15,34 | 0,085 | 0,46 |
| 6 | 870 | 4,35 | 15,98 | 0,085 | 0,52 |
| 7 | 778 | 4,01 | 16,54 | 0,085 | 0,56 |
| 8 | 704 | 3,73 | 17,13 | 0,086 | 0,60 |
| 9 | 643 | 3,51 | 17,67 | 0,086 | 0,63 |
| 10 | 592 | 3,32 | 18,23 | 0,086 | 0,65 |
| 11 | 550 | 3,16 | 18,83 | 0,087 | 0,67 |
| 12 | 512 | 3,02 | 19,29 | 0,087 | 0,69 |
| 13 | 480 | 2,90 | 19,90 | 0,088 | 0,71 |
| 14 | 452 | 2,80 | 20,42 | 0,088 | 0,72 |
| 15 | 427 | 2,70 | 20,97 | 0,088 | 0,74 |
| 16 | 404 | 2,62 | 21,55 | 0,089 | 0,75 |

Oznaczenia:

 s – wybieg swobodny (bez hamulca) pełnego przenośnika; s_0 – wybieg swobodny próżnego przenośnika; P_{H0} – siła hamowania zapewniająca 10-metrowy wybieg próżnego przenośnika; P_{BS} – siła zabezpieczająca przed cofaniem się taśmy wyznaczona jako różnica składowej siły ciężkości urobku i połowy oporów przenośnika $P_{BS} = 1,5 \cdot m_u \cdot g \cdot \sin \alpha - 0,5 \cdot P_N$.

W tabeli ujęto tylko te wartości, które są dodatnie.

W przenośnikach wznoszących nie ma potrzeby instalacji specjalnych urządzeń hamujących o programalnych charakterystykach pracy, których wartość przekracza czasami koszt pozostałych składników napędu. Takie specjalne systemy mogą być czasami wskazane w przenośnikach pracujących na upadzie, gdzie szczególnie ważna jest bezwłoczność zadziałania

hamulca, aby nie dopuścić do rozbiegania się taśmy przed rozpoczęciem procesu hamowania.

Istnieje jeszcze druga grupa użytkowników, która propaguje pogląd o możliwości rezygnacji z instalowania hamulców w przenośnikach pracujących w poziomie i na nachyleniu do $+5^\circ$, bazując na przywołanym powyżej przepisie o stosowaniu samoczynnych

urządzeń na pochyleniach powyżej 5° . Może to być możliwe dla niektórych przenośników używanych w pracach przygotowawczych w chodnikach poziomych, ale generalnie przenośniki bez hamulców może charakteryzować zbyt długi wybieg taśmy po wyłączeniu napędu oraz niekontrolowany ruch taśmy na wysypie, zwrotni oraz miejscach, gdzie trasa przenośnika przebiega na zmiennym nachyleniu. Natomiast w przypadku jazdy ludzi wymóg instalacji hamulca jest bezwzględny niezależnie od nachylenia, z uwagi na konieczność skutecznego zatrzymania przenośnika [5].

Najtrudniejsze, zarówno w zakresie doboru podzespołów, jak i w użytkowaniu, są przenośniki zabudowywane w wyrobiskach o nachyleniu między -2° i -3° . W tym zakresie nachyleń występuje granica między przenośnikami napędzanymi a hamowanymi w czasie pracy ustalonej. Mogą tu występować przypadki poboru mocy od $-N_N$ do N_N w zależności od stopnia wypełnienia przenośnika. W szczególnych przypadkach pobór mocy może wynosić zero. Dlatego też w tym przedziale pochyłe należy dobierać hamulce tak jak dla przenośników opadających, natomiast konstrukcję przenośnika należy doposażyć dodatkowo w urządzenie napinające, kompensujące niekorzystne zjawiska w taśmie w czasie hamowania (np. nadbieganie taśmy na wysyp).

4. NAPINANIE TAŚMY – UKŁADY NAPINAJĄCE I DOBÓR WŁAŚCIWEGO TYPU URZĄDZENIA NAPINAJĄCEGO

Problemy związane z nieprawidłowym napięciem taśmy występują głównie w przypadku przenośników pracujących pod ziemią w zakładach górniczych. Wynika to głównie z faktu, że przenośniki pracujące na powierzchni są najczęściej wyposażane w stacje napinające ciężarowe, które są proste zarówno konstrukcyjnie, jak i pod względem obliczeniowym. Ich właściwy dobór nie nastęrcza problemów, gdyż są one łatwe do opisanie matematycznie i w związku z tym można sporządzić tabele doboru masy urządzenia napinającego. Również błędny dobór urządzenia można łatwo skorygować przez zmianę liczby i masy obciążników.

Powierzchniowe przenośniki dużych mocy wyposażane są z reguły w urządzenia napinające wciągarkowe. Problem sprzężenia ciernego jest rozwiązywany za pomocą odpowiednio wysokiego napięcia wstępnego, wysokowytrzymałej taśmy (najczęściej z linkami stalowymi) oraz układów łagodzących rozruch.

Najprostszym urządzeniem napinającym o działaniu ciągłym jest stacja ciężarowa, jednak w krajowym

górnictwie węglowym z uwagi na ograniczone gabaryty wyrobisk w przenośnikach dołowych nie są instalowane wieże z obciążnikami. Natomiast z powodów omówionych w rozdziale 3 często trzeba instalować w przenośnikach silne hamulce, a stacja ciężarowa może przy hamowaniu generować znaczne siły dynamiczne pochodzące od gwałtownego podrzucania ciężaru napinającego.

Nieprawidłowo dobrany układ napinający i rozruchowy powoduje następujące zjawiska podwyższające koszty eksploatacji i wprowadzające różnego typu zagrożenia w czasie pracy przenośnika:

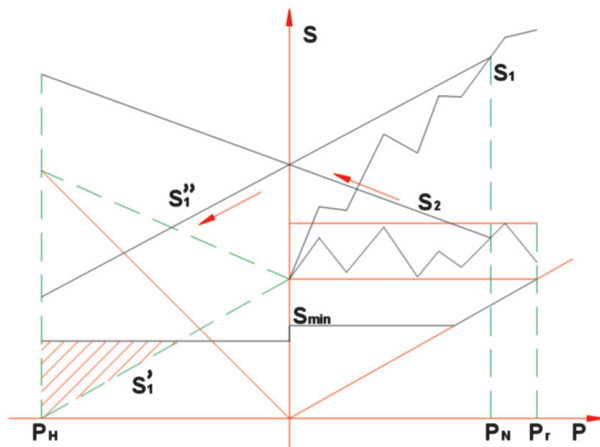
- poślizg na bębnach napędowych zmniejszający trwałość okładzin i łożysk,
- obciążenia zmienne w zakresie od pełnego wyluzowania do ostrego szarpania powyżej dopuszczalnych obciążeń wpływające na żywotność taśmy i jej połączeń,
- wybijanie lub zacieranie się łożysk w krążnikach i bębnach nienapędowych i napinających,
- uszkodzanie elementów konstrukcji, a szczególnie elementów ustalających i kotwiących.

Idealny system napinający powinien charakteryzować się:

- zapewnieniem właściwego napięcia taśmy dla wszystkich stanów dynamicznych przenośnika,
- reagowaniem na zmiany obciążenia,
- reakcją niezwłoczną (możliwie bez „pól martwych” nieczułości),
- automatyczną pracą również po odłączeniu napięcia,
- wywoływaniem napięcia na w miarę najniższym dopuszczalnym poziomie.

Niestety systemy wciągarkowe, nawet wyposażone w wysokiej klasy elektronikę, dają efekty dalekie od oczekiwań. Głównym problemem jest bezwładność napędów wciągarkowych oraz znaczna moc niezbędna dla uzyskania nadążności zmian siły napinania w stosunku do zmian momentu napędowego. Dodatkowo niekorzystne zjawisko występuje przy wyłączeniu awaryjnym przenośnika pod obciążeniem. Na rysunku 1 przedstawiono przebieg siły S_2 po wyłączeniu awaryjnym. Siła postojowa jest w tym przypadku znacznie wyższa od nastawionej na czujnikach. W efekcie w czasie następnego rozruchu następuje luzowanie taśmy zamiast napinania. Stacja wciągarkowa bez automatyki wykazuje przebieg sił taki, jak siły zaznaczone jako S_1 , S_2 na rysunku 1. Zatem w celu uzyskania poprawnej pracy przenośnika należy zastosować napięcie wstępne znacznie wyższe od wymaganego z uwagi na zainstalowaną moc. Taki system napinania można stosować dla przenośników średniej mocy o długościach

nieprzekraczających 800 m. W przypadku przenośników dużej mocy i większej długości, aby uniknąć problemów w czasie rozruchu i hamowania, powinny być zastosowane urządzenia napinające ciągłego działania.



Rys. 1. Napinanie wciągarkowe – wykres sił w napędzie S_1 i S_2 w funkcji siły obwodowej P

Oznaczenia na rysunku 1:

P_N – siła obwodowa na bębnach napędowych dla obciążenia nominalnego,

P_r – siła obwodowa w czasie rozruchu,

P_H – siła obwodowa wymagana przy hamowaniu,

S_1 – siła w taśmie nabiegającej na bębny napędowe,

S_2 – siła w taśmie zbiegającej z napędu,

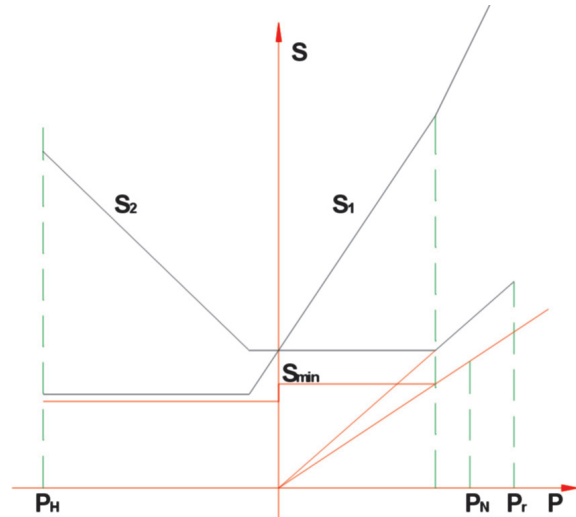
S_{min} – minimalna siła w taśmie wyznaczona z warunku dopuszczalnego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi.

Napinanie hydrauliczne ma cechy korzystniejsze niż wciągarkowe, a podstawowym zastrzeżeniem co do tego typu napinania jest możliwość nadmiernych zwisów taśmy po stronie nabiegającej przy hamowaniu. Problem ten można jednak rozwiązać przy użyciu drugiego układu napinającego, który likwiduje to zjawisko [6]. Napinanie hydrauliczne wymaga znacznych ilości medium roboczego dla zapewnienia nadążności pracy przy rozruchu w przenośnikach dużej mocy, co jednak częściowo kompensuje się, stosując w układzie hydroakumulatory.

Nadążne napinanie mechaniczne (z układem linyowym), stosowane w najdłuższych i najtrudniejszych odstawach, cechują zmiany siły napinającej bliskie optymalnym. Pewnym ograniczeniem stosowania stacji nadążnych jest konieczność nastawiania wyższych napięć wstępnych przy przenośnikach nachylonych.

Na rysunku 2 przedstawiono charakterystykę pracy stacji sprzężonej, która jest bliska wartości optymalnej [7]. W obszarze nieczułości stacji nadążnej działa zespół stałonapięciowy hydrauliczny. Niskie koszty

eksploatacyjne przenośników wyposażonych w nowe generacje urządzeń napinających (oszczędności wynikają głównie ze wzrostu żywotności taśmy i jej połączeń oraz elementów napędu) świadczą o tym, że przenośniki pracujące w odstawach wysokowydajnych powinny być coraz częściej wyposażane w tego typu układy napinające.



Rys. 2. Napinanie nadążne z modułem stałonapięciowym

5. STOSOWANIE OSŁON ELEMENTÓW RUCHOMYCH, MIEJSCA ZABUDOWY I SPOSÓB MONTAŻU

Zakres stosowania osłon na przenośniku taśmowym jest określony przez kilka źródeł. Są to zarówno normy, jak i przepisy BHP. Nie ma jednak jednoznacznych przepisów dotyczących górniczych dołowych przenośników węglowych. Można wykorzystywać zapisy [8], a miejsca niebezpieczne w przenośnikach definiuje norma [9]. Podstawową przesłanką poza tymi przepisami powinna być jednak zasada, aby dla zachowania bezpieczeństwa obsługi nie uniemożliwiać czyszczenia zespołów lub regulacji biegu taśmy. Dlatego miejsca instalowania zgarniaczy nie powinny być nadmiernie odgradzane lub powinny być instalowane urządzenia do odprowadzania ścierów.

Elementy regulacji muszą być tak usytuowane, aby dostęp do nich nie wymagał demontażu osłon. Szczególnym miejscem jest wózek pętlicy, ale również w tym przypadku można obniżyć zagrożenie wynikające z demontażu osłon, np. przez stosowanie bębnowych – znacznie lepiej prowadzących taśmę – jak również dodatkowych rolek kierujących.

Aby ułatwić obsługę przenośnika, można go wyposażać w układy centralnego smarowania. Nie muszą to

być rozbudowane instalacje automatyczne, ale wystarczająco systemy przewodów doprowadzonych od gniazd smarowych do jednego miejsca w obrębie zespołu, gdzie można byłoby bezpiecznie używać smarownicy.

Obsłudze oraz innym poruszającym się w pobliżu osobom należy wydzielić przejścia komunikacyjne. Tam, gdzie gabaryty wyrobiska nie pozwalają na zabudowę przejazdów nad taśmą, można często bezpiecznie

nie wygrodzić przejście między taśmami lub wręcz pod przenośnikiem.

Strefą zagrożenia osób przebywających w pobliżu przenośnika są rejonysy przesypów. Tu bardzo ważne są osłony uniemożliwiające dostęp do miejsc pomiędzy ograniczeniami bocznymi a taśmą, jak pokazano na rysunku 3. Osłony powinny również zabezpieczyć przed uderzeniem przez spadający urobek.



Rys. 3. Przykład rozmieszczenia osłon miejsc niebezpiecznych (pozycje czerwone)

6. PODSTAWOWE ZASADY DOBORU ZESPOŁÓW W PRZENOŚNIKU

Wielokrotne łączenie zakładów górniczych oraz przekazywanie nierentownych oddziałów do spółki restrukturyzacji kopalń powodują, że w jednym zakładzie górniczym mogą się pojawić przenośniki różnych producentów, którzy zapewniali poprawny dobór i pracę urządzenia w ramach konkretnych przetargów. Po wygaśnięciu gwarancji urządzenia te są do dyspozycji użytkownika, ale nie zawsze można znaleźć nową lokalizację, gdzie można zainstalować dane urządzenie z zachowaniem dotychczasowych warunków stosowania. Często do napędu o wymaganej w określonej lokalizacji mocy dobudowuje się pozostałe zespoły z przenośników normalnie eksploatowanych w danym rejonie. Dlatego kompletowanie przenośnika z podzespołów posiadanych przez kopalnię należy poprzedzić obliczeniami z wykorzystaniem dostępnego na rynku oprogramowania, dobierając nie tylko wymaganą moc, ale również parametry hamowania, siły napinania i długość wybiegu urządzenia napinającego. Obecnie większość kopalń dysponuje takim oprogramowaniem.

Podzespoły do przenośnika powinny być dostosowane do sił występujących w układzie przenośnika, a więc ich przydatność należy ocenić na podstawie źródłowej dokumentacji techniczno-ruchowej przenośnika, z której dany zespół pochodzi. Szczególnie ważne jest sprawdzenie wielkości łożysk w bębnach napędowych i zwrotnych oraz średnic bębnów dla

przewidywanej w przenośniku taśmy. Nośność łożysk powinna zapewniać ich trwałość – 20 tys. lub 50 tys. godzin przy konkretnie wyznaczonych obciążeniach.

Trasa przenośnika powinna gwarantować zakładaną wydajność, dlatego wielkość niecki również trzeba sprawdzić w czasie obliczeń wstępnych. Nie należy wykorzystywać elementów trasy znacznie skorodowanych i zdeformowanych.

Średnice krążników zastosowanych w przenośniku powinny być tak dobrane, aby przy założonej prędkości taśmy ich prędkość obrotowa nie przekraczała 600 obr/min. Dla wyższych prędkości obrotowych wymagane jest stosowanie specjalnych wsporników krążnikowych z krążnikami zabezpieczonymi przed wypadaniem.

Nie ma konieczności spinania ze sobą zespołów, które nie pochodzą z jednego typu przenośnika, jeżeli zapewniamy im indywidualne i pewne utwierdzenie z zachowaniem osiowości przenośnika. Dotyczy to szczególnie połączeń napęd–pętlica lub trasa–zwrotnia. Należy przede wszystkim sprawdzić przechodzenie taśmy między zespołami i w przypadku wymaganej korekty wysokościowej czy pojawienia się odcinka wymagającego dodatkowego podparcia taśmy wypożyczyć go w dodatkowe bębny odchylające.

W przypadku ustawienia wysięgnika na stojaku, gdy nie jest on spięty z napędem, taśma nabiegająca na napęd musi być dodatkowo przed nim osłonięta.

Osobnym problemem jest dobór taśmy i stosowanie taśmy używanej, ale tu powinna być przyjmowana zasada, że do ważnych odstaw taśmowych zaleca się

zakup taśmy nowej, a taśmę używaną można wykorzystać w mniej odpowiedzialnych odstawach oddziałowych oraz w przenośnikach do prac przygotowawczych.

7. PODSUMOWANIE

- 1) Wystawienie deklaracji zgodności WE musi poprzedzać analiza i ocena ryzyka [10] potwierdzająca spełnienie zasadniczych wymagań dyrektywy maszynowej i dyrektywy ATEX oraz innych, jeżeli mają zastosowanie, dokonana na podstawie norm z nimi zharmonizowanych.
- 2) Dostawca urządzenia ponosi odpowiedzialność za bezpieczeństwo konstrukcji. W przypadku gdy deklarację wystawia kompletator, to on odpowiada za poprawność urządzenia. Dlatego zaleca się, aby tzw. składaki poddawać dobrowolnej certyfikacji.
- 3) Nowoczesne górnicze przenośniki taśmowe powinny być zawsze konfigurowane do konkretnych zadań i lokalizacji, ze szczególnym naciskiem na zapewnienie bezpieczeństwa pracy w stanach nieustalonych.
- 4) Przenośniki, w których zespoły zostały zestawione przez użytkownika, są niekiedy eksploatowane na podstawie wyjściowych dokumentów producenta, mimo że zakres ingerencji w konstrukcję źródłową jest tak duży, że wymaga to wystawienia nowej deklaracji zgodności, dlatego zawsze należy dokładnie przeanalizować warunki stosowania określone w instrukcji obsługi urządzenia pod kątem ich dotrzymania. Zastosowanie w jednym przenośniku zespołów kilku producentów zalicza się do znacznej ingerencji.
- 5) Wykorzystanie posiadanych przez kopalnie zespołów pozwala na obniżenie kosztów przygotowania nowych ciągów transportowych, gdyż niekompletne urządzenia pochodzące z likwidowanych części zakładów górniczych mogą być wykorzystane jako pełnowartościowe po przeprowadzeniu weryfikacji, analizy i kompletacji z zachowaniem uwag zawartych powyżej.

Literatura

- [1] Wójcicki W.: *Wykorzystanie napędów pośrednich przy modernizacji przenośników taśmowych*. IX Międzynarodowe Sympozjum „Nowe kierunki i doświadczenia w budowie i bezpiecznej eksploatacji taśm przenośnikowych”. FTT STOMIL Wolbrom. Zakopane 9–11.05.2001; 121–127.
- [2] Suchoń J.: *Dobór szerokości taśmy hamującej w taśmowych urządzeniach hamujących*. II Międzynarodowe Sympozjum „Aktualne kierunki i doświadczenia w zakresie transportu taśmowego w górnictwie”. FTT STOMIL Wolbrom. Ustroń-Zawodzie 9–10.06.1994; 125–134.
- [3] *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, zał. nr 4, pkt 4.12.2.
- [4] Wójcicki W.: *Stosowanie hamowników przeciwpowrotnych w przenośnikach taśmowych w świetle obowiązujących przepisów i praktyki eksploatacyjnej*. IV Międzynarodowa Konferencja „Nowoczesne przenośniki taśmowe dla węglowego górnictwa podziemnego. Systemy Transportu Kopalnianego”. Politechnika Śląska. Ustroń 21–22.06.2001; 251–255.
- [5] *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, §677.1.1.
- [6] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Dwukierunkowe napinanie taśmy w przenośniku taśmowym*. <https://www.wnp.pl/gornictwo/dwukierunkowe-napinanie-tasmy-w-przenosniku-tasmowym,350880.html>, 8.8.2019 [15.04.2022].
- [7] Wójcicki W., Wójcicki M.: *Nadżęzne napinanie taśmy w przenośnikach taśmowych dobór i rozwiązania konstrukcyjne*. W: *Monografia zbiorowa. KOMTECH – Innowacyjne Techniki i Technologie w Dobie Zielonej Transformacji*. Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2021, <https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.1>.
- [8] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. Dz.U. z 2017 r., poz. 1118, zał. nr 4, pkt 4.12.1, pkt 4.12.5.
- [9] PN-EN 620:2005. *Urządzenia i systemy transportu ciągłego Wymagania bezpieczeństwa i EMC dotyczące przenośników taśmowych stałych do transportu materiałów masowych*.
- [10] EN ISO 12100:2012. *Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka*.

mgr inż. WALDEMAR WÓJCICKI
betech.pt@gmail.com

mgr inż. MICHAŁ WÓJCICKI
Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
mwojcicki@agh.edu.pl
FAMUR SA
ul. Armii Krajowej 51, 40-698 Katowice
mwojcicki@famur.com

JAN GIL

KAZIMIERZ STOIŃSKI

TOMASZ KARCEWSKI

GRZEGORZ PUTANOWICZ

Technologies used in the manufacture and repair of machinery and equipment at ZRP “Bieruń”

The following paper presents the use of various technologies in the manufacture and repair of mining machinery carried out by the ZRP “Bieruń” plant, all of which complement each other in order to provide the customer with a product of the highest quality. The systematic expansion of the machine park and the necessary technical facilities over many years has focused on numerically controlled machines, welding robots and, in product preparation, CAD/CAM computer programs. The issue is presented using the example of the production of the ZRP-15/35-POz powered roof support section.

Key words: modern technology, powered roof support sections, welding methods, CNC machines, CAD/CAM computer programs

1. INTRODUCTION

Zakład Remontowo-Produkcyjny “Bieruń” is a specialized organizational unit of Polska Grupa Górnicza SA providing services for PGG SA mines in the scope of repairs, modernization and production of powered roof supports, the repair and production of power hydraulics, completion of control hydraulics, production of suspension railway route components and other current repair and production services in accordance with the needs of the mines. Since its inception, it has systematically and consistently expanded its machine park, introduced modern production technologies based on numerically controlled machines, developed designs using specialized computer programs and ensuring continuous training for its employees. The plant has obtained a number of certificates in accordance with PN and ISO standards, guaranteeing the highest quality of the manufactured products. It is currently the largest producer of powered roof support sections in Poland and among the

most important in Europe. Particularly noteworthy is the cooperation with scientific bodies and the organization of its own welding training centers. The ZRP plant employs more than 600 people, including specialists in welding, CNC machine software, engineering design and manufacture control. The plant mainly specializes in the repair, modernization and production of powered roof support sections, the repair and production of power hydraulics and the production of suspension railway route components. By investing in new machinery and equipment, the plant is gradually increasing its production capacity and expanding its range of activities. Close cooperation between the design and production departments makes it possible to realize the full production cycle – from design through production preparation to the finished product. The simplified production idea of “design-production preparation-product” is used to present the technologies used at the ZRP plant using the example of the process of manufacturing a section of ZRP-15/35-POz type powered roof support.

2. DESIGN AND DIGITAL PROTOTYPING OF A PRODUCT

The digital design and prototyping process is illustrated using the production of a new section of powered roof support as an example. This is a multi-stage process, which is graphically depicted in Figure 1.

The client's requirements depend on the geological and mining conditions prevailing in the respective operating area. They are usually defined by the mines taking into account the opinions of research units, available literature [2] and normative documents [3–5].

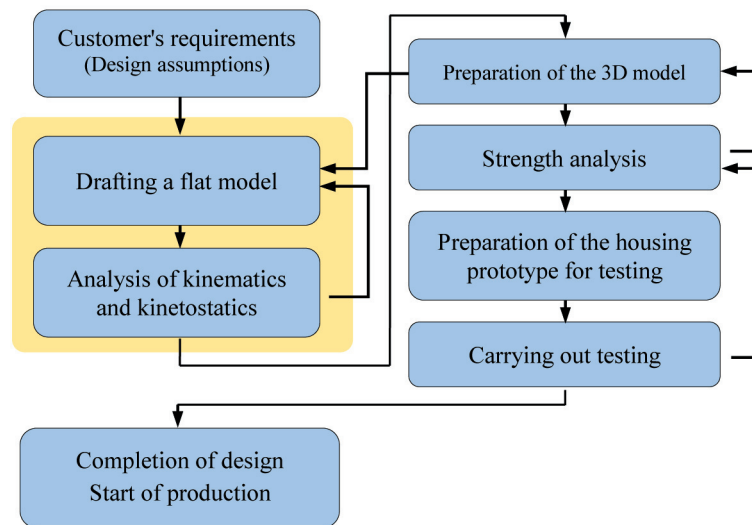


Fig. 1. Steps in the design and digital prototyping process of a new section of powered roof support

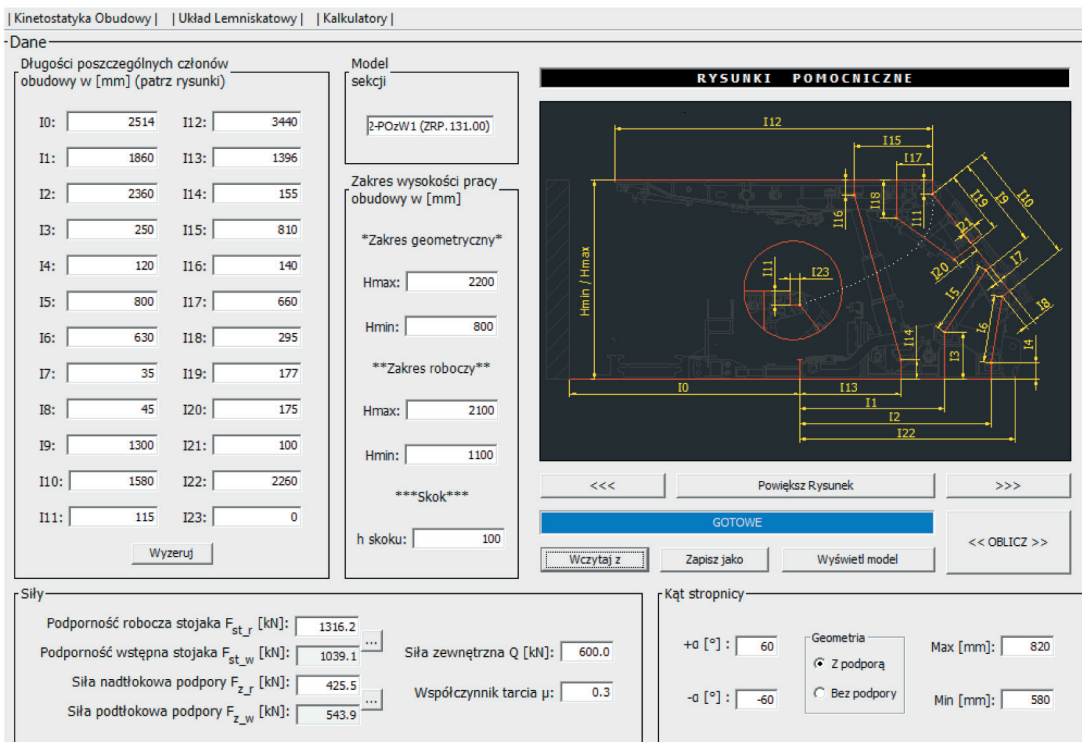


Fig. 2. PrsLab interface (in Polish)

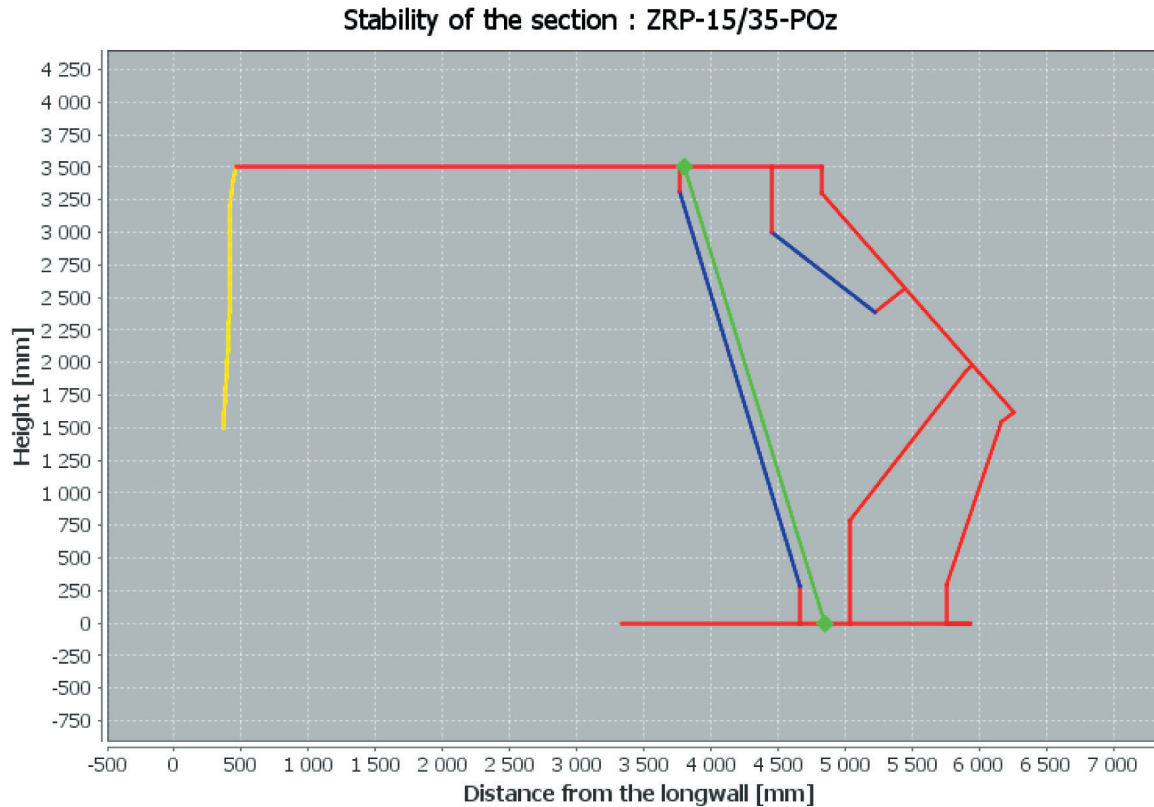


Fig. 3. Kinematic chain of the section model with a marked roof opening path (yellow)

An important element of PrsLab is that it automatically searches for the optimum section geometry and maximum forces at the section’s kinematic nodes. The analyses carried out make it possible to design a 3D virtual model of the roof support in the Autodesk Inventor CAD computer program and its strength verification in the ANSYS computer program in accordance with PN-EN 1804-1:2021-05 [3].

Figure 4 summarizes the design of the ZRP-15/35-POz powered roof casing section created in Autodesk In-

ventor and the results of the strength analysis in the form of a reduced stress map according to the Huber–Mises–Hencky hypothesis, created by loading the roof support structure in ANSYS.

The main objective of the strength calculations is to design a roof support that will ensure the safe operation of machine components and structures while minimizing manufacturing and operating costs. The main factor in minimizing costs is the appropriate choice of materials and geometry of the designed roof support parts.

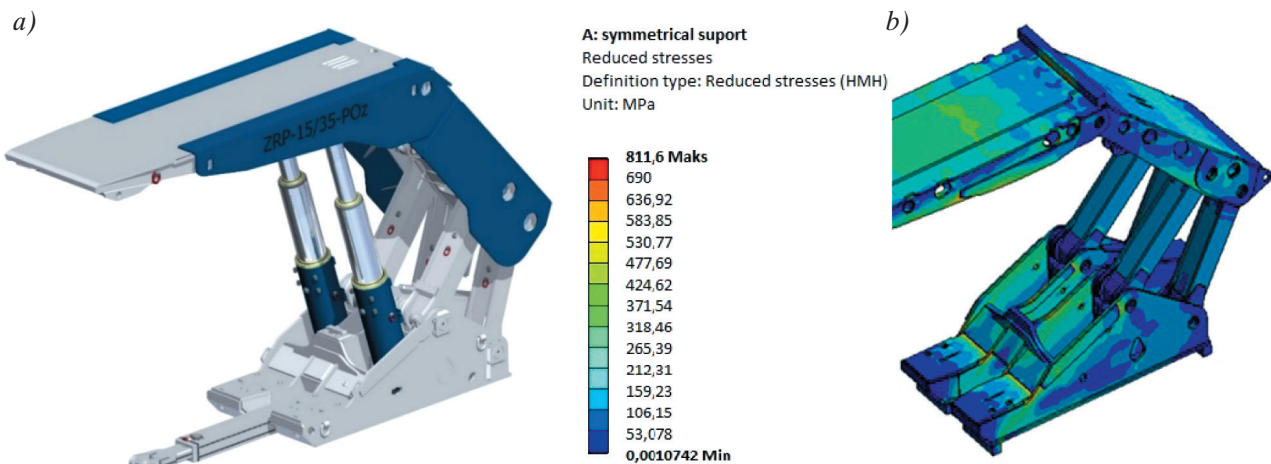


Fig. 4. ZRP-15/35-POz powered roof support designed in Autodesk Inventor (a); load stress map of the ZRP-15/35-POz roof support structure drawn in ANSYS software (b)

The analyses carried out enable the development of the correct 2D construction documentation for the section (Fig. 5), which in turn forms the basis for

the development of technological documentation, enabling the programming of CNC machines and welding robots.

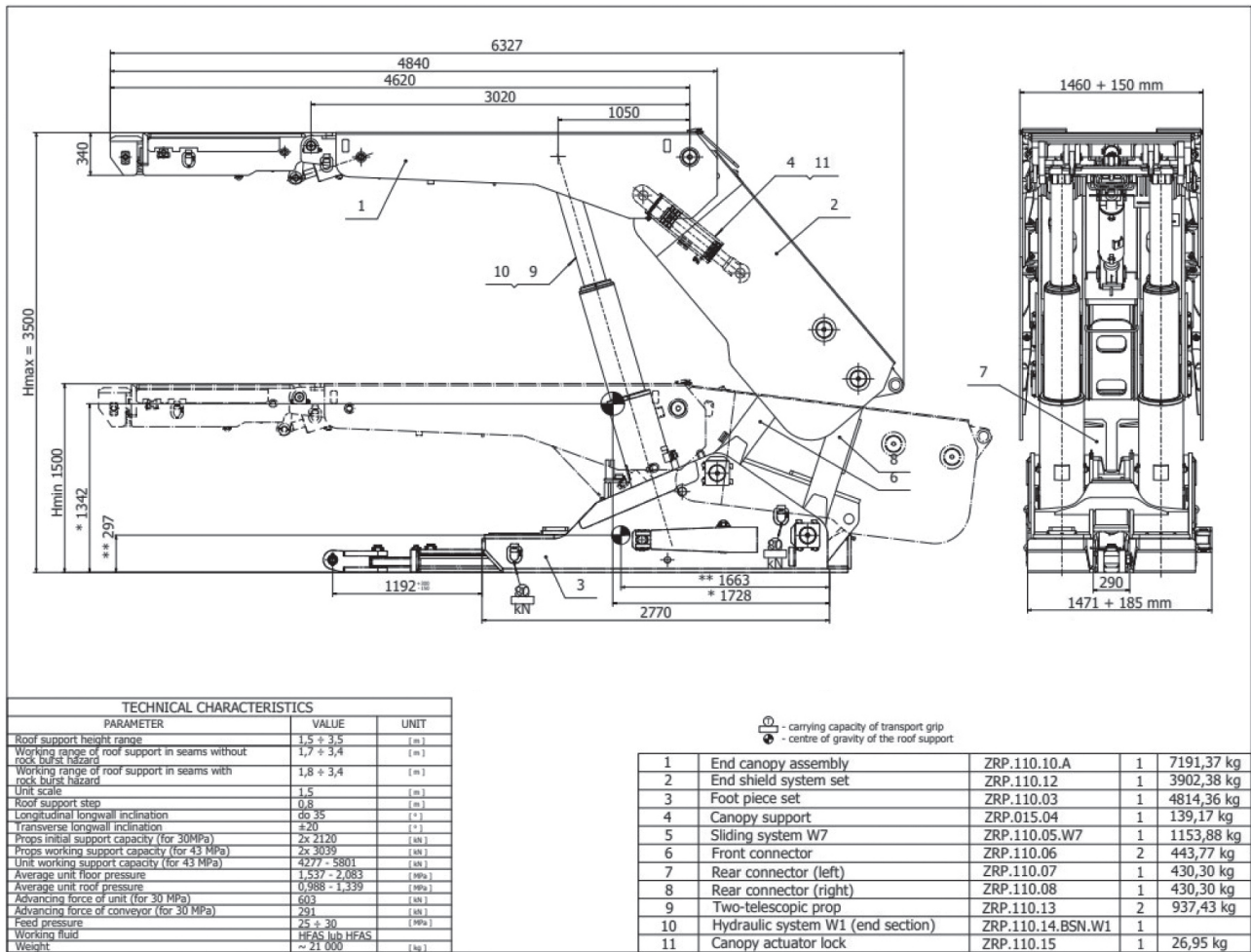


Fig. 5. 2D construction documentation of ZRP-15/35-POz powered roof support

3. TECHNOLOGICAL PRODUCTION PREPARATION

3.1. Material analysis

The repair, modernization and production of powered roof supports require the provision of materials with strictly defined parameters and in compliance with the standards of the series: PN-EN 1804 [3-5] and PN-EN ISO 12100 [8]. In the research laboratory at the ZRP plant, tests are carried out to verify the materials in terms of their strength parameters to ensure the required reliability and durability of the manufactured structural components. In order to select the appropriate steel grade and welding technology for the powered roof support intended for repair and modernization, a material analysis of the base

structure must be carried out. The tests are carried out by employees of the Quality Control Department and include preliminary testing of the hardness of the structure's plates and analysis and testing of the chemical composition of the steel using portable spectrometers that make it possible to determine the chemical composition of the steel (Fig. 6a). This method makes it possible to determine once, in a non-destructive manner, the content of the individual chemical elements in a material. At the same time, in order to increase the accuracy of the analyses performed in the laboratory, strength tests on steel materials are carried out using a testing machine with a maximum force of up to 100 kN (Fig. 6b).

In the case of the production of new powered roof supports, the use of particular steel grades is determined by the designer based on numerical calcula-

tions. At the ZRP plant, S355J2+N, S690QL and S700MC steels are currently used for the manufacture of the structural components of the powered roof supports. Welding of these steels is carried out in accordance with welding technologies approved by

the Welding Institute in Gliwice, with the appropriate welding regime maintained. Failure to use the correct welding technology can lead to plastic deformation of the components, which can result in a poor test result for the roof support prototype on the test bench.

a)



b)



Fig. 6. Spectrometer examination of the chemical composition of structural components (a); tensile machine for tearing metal samples (b)

3.2. Welding techniques

At the ZRP site, the most commonly used welding method is the MAG (Metal Active Gas) method with the number 135, i.e. welding with active chemical gas, i.e. carbon dioxide and argon. In addition, Submerged Arc Welding (SAW), which involves joining metal parts by means of an electrode in a coating of granular flux, is also used. The choice of welding process must be closely related to the following factors: the geometry of the workpiece to be welded, the availability of welding positions, the capability of the welding robot, the accuracy of the final workpiece, the type of weld and the number of workpieces.

When a workpiece is qualified for robotic welding, two methods of programming the welding robot are used: online or offline. The online method involves programming the robot directly at the workstation by «teaching» it the correct sequence of welding movements. The operator uses a device called a «teach pendant» to indicate points on the workpiece that de-

termine the path of the individual sweeps of the robot arm, i.e. the path of the weld. In contrast, the second offline method uses Cloos' RoboPlan simulation program to program the welding robot. A 3D model of the workpiece is loaded into the program and positioned in the virtual welding station, then the welding and travel paths (all the other auxiliary paths that are responsible for driving the robot arm to the welding area) are plotted. Once the relevant welds and auxiliary movements have been correctly plotted, a code is generated and uploaded to the machine. The use of the offline program increases the functionality of the welding robot's use by adapting it easily to changing conditions and facilitating the programming of its more complex movements. An additional advantage of the software is that the machining program can be tested in computer simulation before it is implemented in production. Welding robots at the plant are mainly used for chamfering sheet metal detailing and welding structural components (Fig. 7) and for hard-facing work on armored conveyor troughs.

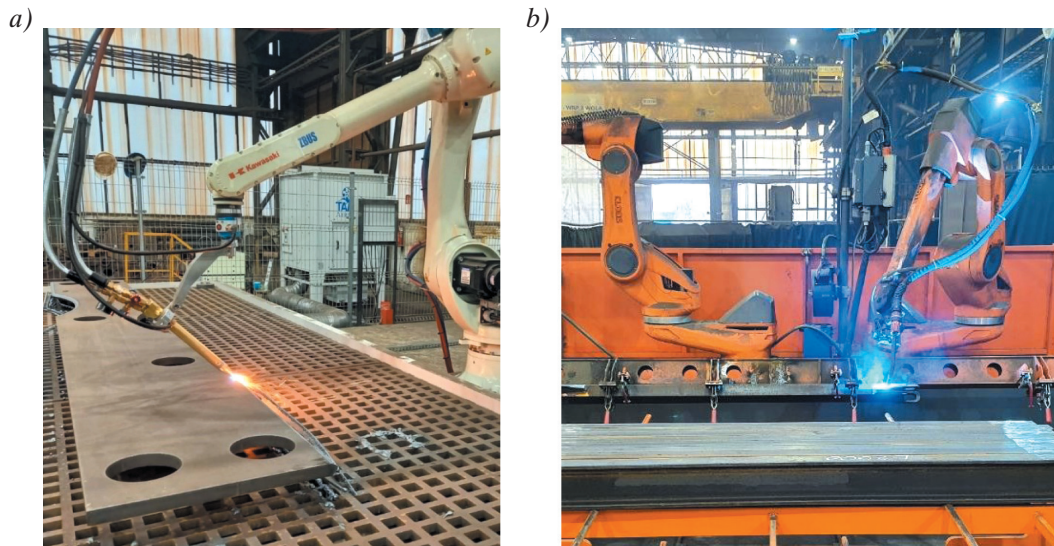


Fig. 7. Example of the use of welding robots for: a) chamfering metal sheets; b) welding of structures

3.3. Machining

Once the 2D construction documentation has been completed, the development of technological processes, i.e. the technology for machining workpieces and the generation of CNC machine control codes, begins. For example, under the conditions prevailing at the ZRP plant, numerically controlled burners supported by CAM software (Wrykrys and NestFab) are used to cut specific parts from sheet metal. These programs make it possible to create firing plans and optimize the distribution of the parts on the sheets, which reduces waste and maximizes the use of the material at hand. Similarly to numerically controlled lathes and milling machines, they are operated by Siemens NX software, which executes the technological process indicated by the technologist and generates automatic code, which in turn is uploaded to the machines.

This code is a record of a sequence of actions, i.e. commands for the machine, which carries out CNC machining according to this plan.

Zakład Remontowo-Produkcyjny has an extensive machine park equipped primarily with metal cutting machines: saws, milling machines, lathes, machining centers and robots for chamfering sheet metal and welding structures. Recently, the plant's production capacity has been enhanced with the addition of two CNC-controlled machines – a honing machine and a deep-hole drilling machine – which have significantly increased the efficiency of the production of power hydraulics. The deep-hole drilling machine makes it possible to drill holes with a diameter range of 3–30 mm to a maximum depth of 1,600 mm, such parameters were unattainable before the machine was purchased. Figure 8 shows an example of a CNC machining center and a deep-hole drilling machine.

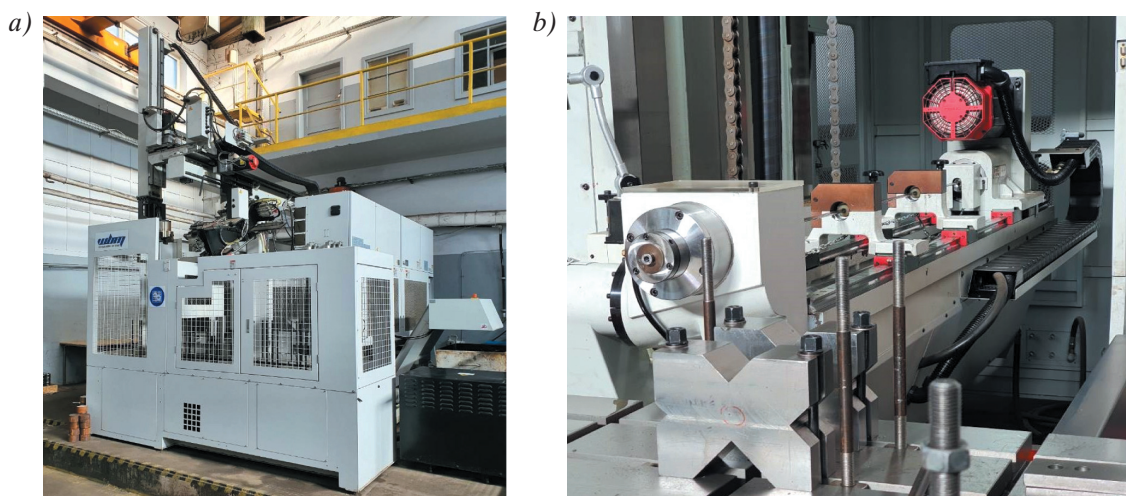


Fig. 8. CNC machining center for machining (a); CNC machine for deep-hole drilling (b)

4. PROTOTYPE STRENGTH TESTING AND CERTIFICATION

According to the Regulation of the Minister of Economy of 21 October 2008 on essential requirements for machinery (Dz.U. [Journal of Laws] No. 199, item 1228), new and modernized sections of powered roof supports must undergo EC-type testing [9]. EC-type testing is a procedure in which a notified body examines and then certifies that the model of machinery, referred to as the «type» (in our case, the powered roof support section), submitted for testing by the manufacturer meets the requirements of the Regulation referred to.



Fig. 9. Prototype of the ZRP-15/35-POz roof support on the TLO Opava test bench (a); certificate confirming a positive result of the EC type-examination (b)

5. SUMMARY

Zakład Remontowo-Produkcyjny (part of the PGG SA structures) has been expanding its design, production, training and testing capabilities for products and materials used for many years. It specializes in the production of powered roof support sections and suspension railways. Product design is carried out using numerical methods, and the created virtual models of the developed products are tested in terms of kinematics, strength, and collision. Only positive results from numerical testing of the product form the basis for the creation of documentation, particularly technological documentation, which forms the

Testing of the prototype powered roof support section must be carried out in an accredited laboratory in accordance with the requirements of the Machinery Directive [10] and the PN-1804 series of standards [3–5]. A positive result of the EC-type test is the basis for applying to the certification body for a certificate, which confirms that the roof support complies with the technical documentation and is fully checked in terms of its safe use. Figure 9 shows a prototype of the ZRP-15/35-POz roof support on the test bench in the TLO Opava laboratory, which was successfully tested and released for production on the basis of the certificate issued.

basis for machine software. The ZRP plant uses only CNC machines for sheet metal cutting, welding (using robots), hard-facing, cylinder honing and long drilling. The software for the machines mentioned is executed exclusively by the plant's employees. The product is subject to in-process inspection during its manufacture. The finished (final) product is tested by a notified body for compliance with EU directives and is placed on the market with a DTR and applicable certificate. The plant has an extensive training system, particularly in the field of welding, and is keen to cooperate with scientific and research bodies. The methods described are combined in the production cycle to create a product of the highest quality, as

in the presented case of the ZRP-15/35-POz powered roof support section. More than 1,200 sections with different working heights were produced in the version shown. The plant is also prepared to undertake the production of other machines of similar design. It conducts systematic market research into technological, machine and design innovations and replenishes its equipment within its financial capabilities.

Zakład Remontowo-Produkcyjny has overhauled the sections of powered roof supports currently in operation at PGG SA and, on this basis, verified and standardized them. Roof supports with divisions for the low (ZRP-12/24-POz), medium (ZRP-15/35-POz), and high (ZRP-19/41-POz) longwalls have been designed. Figure 10 shows the range of powered roof supports manufactured by the ZRP plant.

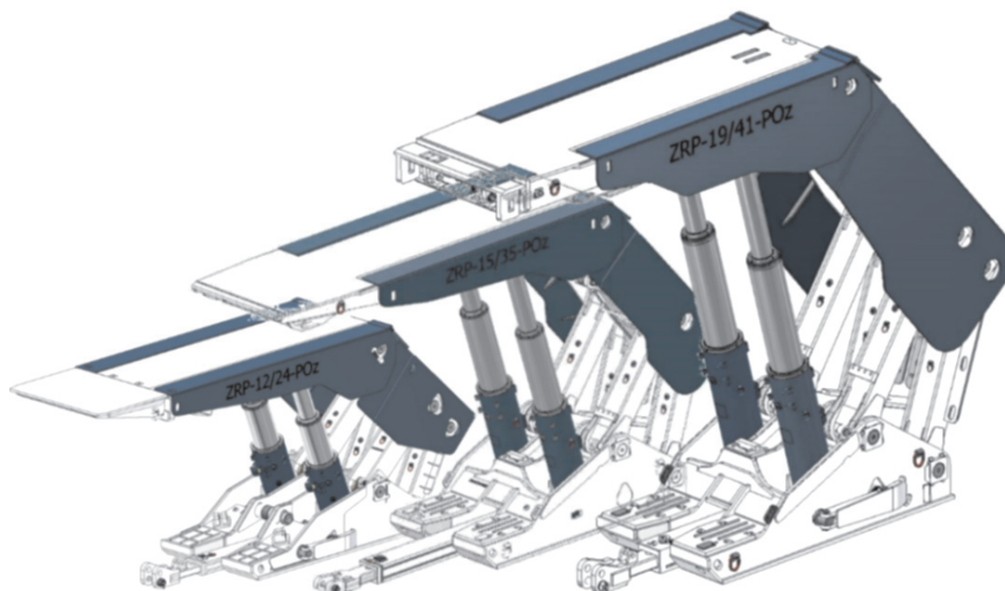


Fig. 10. A range of powered roof supports designed by ZRP for PGG SA (ZRP-12/24-POz, ZRP-15/35-POz, ZRP-19/41)

References

- [1] Stoiński K. (red.): *Zmechanizowane obudowy ścianowe dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu*. GIG, Katowice 2018.
- [2] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: *Zmechanizowane obudowy ścianowe. Podręcznik dla praktyków*. Tiefenbach Polska Sp. z o.o., Katowice 2008.
- [3] PN-EN 1804-1:2021-05. *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne*.
- [4] PN-EN 1804-2:2021-05. *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 2: Stojaki i pozostałe siłowniki*.
- [5] PN-EN 1804-3:2021-06. *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 3: Hydrauliczne i elektrohydrauliczne układy sterowania*.
- [6] Gil J., Kubiesa R., Stoiński K.: *Kryteria projektowe dla zmechanizowanych obudów ścianowych według procedur zakładowych KW ZRP*, KOMTECH 2014.
- [7] Karczewski T., Czarnota P.: *Komputerowe wspomaganie projektowania zmechanizowanych obudów ścianowych według metody Zakładu Remontowo-Produkcyjnego KW S.A. Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia 2016, 1, 13: 407–417*.
- [8] PN-EN ISO 12100:2012. *Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka*.
- [9] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn*, Dz.U. z 2008 r. Nr 199, poz. 1228.
- [10] *Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniającą dyrektywę 95/16/WE*, Dz.Urz. UE L 157/24.

JAN GIL, Ph.D., Eng.
TOMASZ KARCZEWSKI, M.Sc., Eng.
GRZEGORZ PUTANOWICZ, M.Sc., Eng.
Polska Grupa Górnicza SA
Oddział: Zakład Remontowo-Produkcyjny
ul. Granitowa 132, 43-155 Bieruń, Poland
g.putanowicz@pgg.pl

KAZIMIERZ STOIŃSKI, prof.
The Central Mining Institute
pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice, Poland

JAN GIL
KAZIMIERZ STOIŃSKI
TOMASZ KARCZEWSKI
GRZEGORZ PUTANOWICZ

Technologie wykorzystywane w produkcji oraz remontach maszyn i urządzeń w ZRP „Bieruń”

Przedstawiono wykorzystanie różnych technologii w produkcji i remontach maszyn górniczych prowadzonych przez zakład ZRP „Bieruń”. Wieloletnia systematyczna rozbudowa parku maszynowego oraz niezbędnego zaplecza technicznego została ukierunkowana na maszyny sterowane numerycznie, roboty spawalnicze, a w przygotowaniu produktu programów komputerowych typu CAD/CAM. Problematykę przedstawiono na przykładzie produkcji sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej ZRP-15/35-POz.

Słowa kluczowe: nowoczesne technologie, sekcje obudowy zmechanizowanej, metody spawalnicze, maszyny CNC, programy komputerowe CAD/CAM

1. WSTĘP

Zakład Remontowo-Produkcyjny „Bieruń” jest specjalistyczną jednostką organizacyjną Polskiej Grupy Górniczej SA świadcząca usługi dla kopalń PGG w zakresie remontów, modernizacji i produkcji zmechanizowanych obudów ścianowych, remontów i produkcji hydrauliki siłowej, kompletacji hydrauliki sterowniczej, produkcji elementów tras kolejek podwieszanych oraz innych bieżących usług remontowo-produkcyjnych według potrzeb kopalń. Od początku istnienia systematycznie i planowo rozbudowuje park maszynowy, wprowadza do produkcji nowoczesne technologie wykorzystujące maszyny sterowane numerycznie, projektuje w specjalistycznych programach komputerowych i nieustannie szkoli swoich pracowników. Zakład uzyskał szereg certyfikatów zgodnie z normami PN i ISO, co gwarantuje najwyższą jakość wytwarzanych produktów. Aktualnie jest największym producentem sekcji zmechanizowanych obudów w Polsce i jednym z liczących się w Europie. Na

uwagę zasługuje współpraca z jednostkami naukowymi oraz zorganizowanie własnych ośrodków szkoleniowych z zakresu spawalnictwa. Zakład ZRP zatrudnia ponad 600 pracowników, w tym specjalistów spawalnictwa, oprogramowania CNC maszyn, projektowania inżynierskiego oraz kontroli produkcji. Specjalizuje się głównie w remontach, modernizacji i produkcji sekcji zmechanizowanych obudów, hydrauliki siłowej, a także produkcji elementów tras kolejek podwieszanych. Dzięki inwestycjom w nowe maszyny i urządzenia zakład sukcesywnie zwiększa swoje zdolności produkcyjne oraz rozszerza zakres działalności. Ścisła współpraca działu konstrukcyjnego i działu produkcyjnego pozwala realizować pełny cykl produkcyjny – od projektu, przez przygotowanie produkcji, do gotowego wyrobu. Uproszczona idea produkcji „projekt – przygotowanie produkcji – produkt” została wykorzystana do przedstawienia technologii stosowanych w zakładzie „Bieruń” na przykładzie procesu wytwarzania sekcji obudowy zmechanizowanej typu ZRP-15/35-POz.

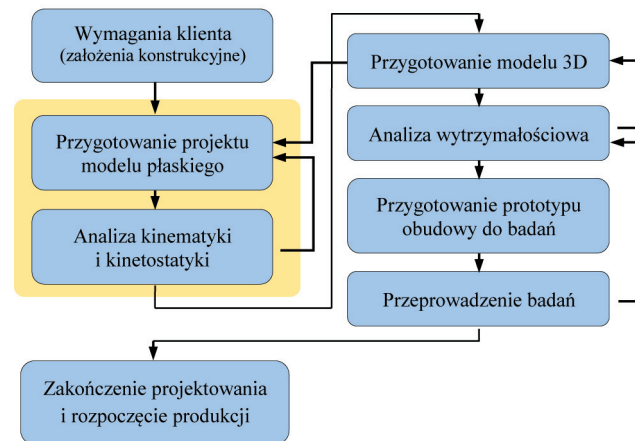
2. PROJEKTOWANIE I PROTOTYPOWANIE CYFROWE WYROBU

Proces projektowania i prototypowania cyfrowego omówiono na przykładzie produkcji nowej sekcji obudowy zmechanizowanej. Jest to proces wieloetapowy, który został graficznie przedstawiony na rysunku 1.

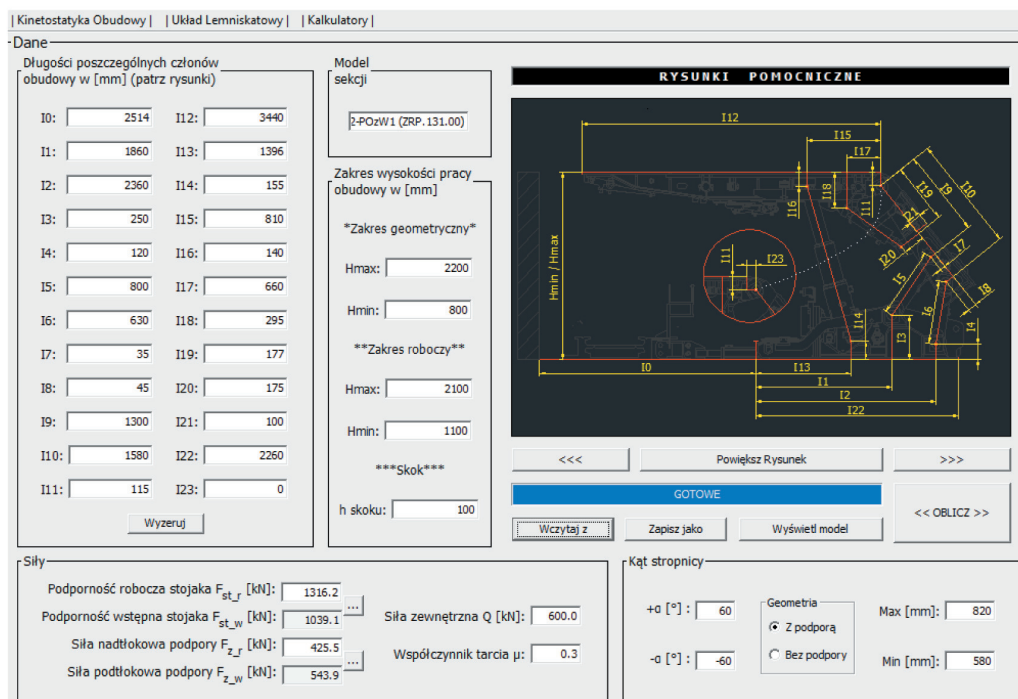
Wymagania klienta uzależnione są od warunków geologiczno-górnicznych panujących w danym polu eksploatacyjnym. Określone są zwykle przez kopalnię z uwzględnieniem opinii jednostek badawczych, dostępnej literatury [1, 2] i dokumentów normatywnych [3–5]. Na tym etapie ustala się podstawowe wymagania dla sekcji, tj.: typ sekcji, podporność, wysokości robocze i geometryczne oraz wymagania specjalne wynikające z warunków pokładu [6]. Przyjęte

wstępne wymagania umożliwiają przeprowadzenie analiz kinematycznych i kinetostatycznych sekcji, do których ZRP wykorzystuje autorski program obliczeniowy PrsLab (Powered Roof Support Laboratory) [7]. Interfejs programu PrsLab przedstawiono na rysunku 2, natomiast przykład wykonanej analizy sekcji ZRP-15/35-POz w postaci łańcucha kinematycznego pokazano na rysunku 3.

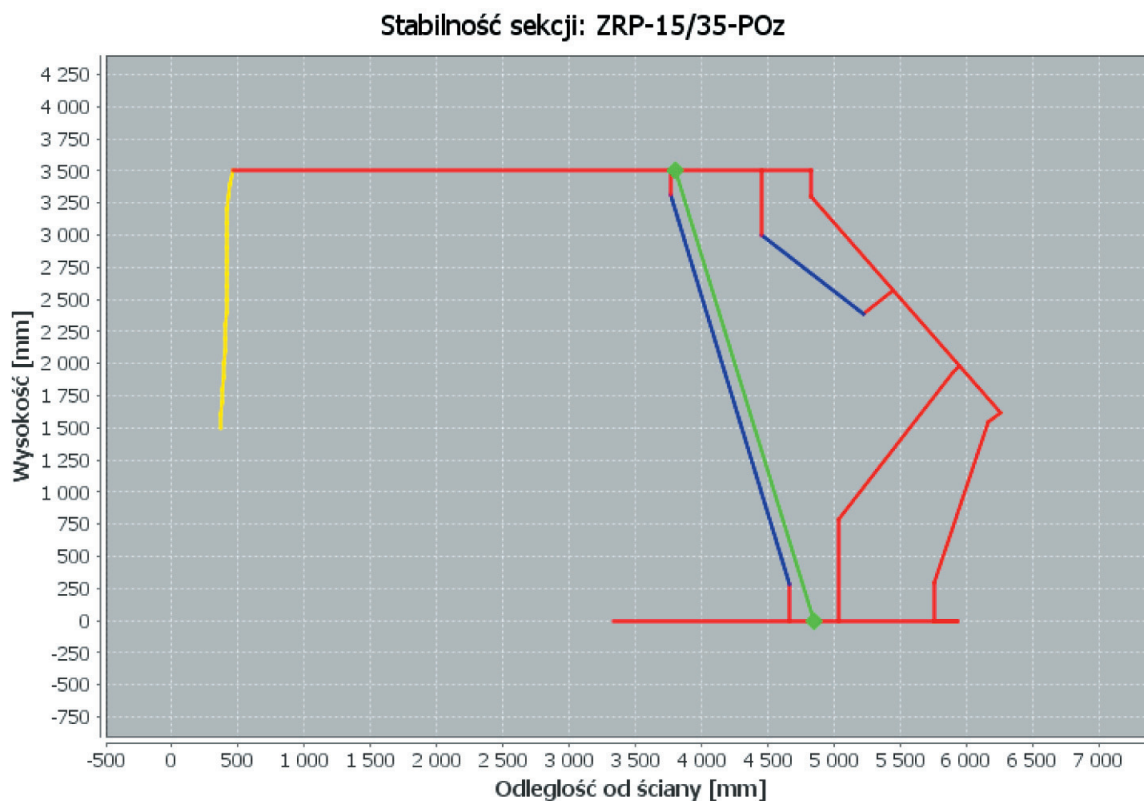
Istotnym elementem programu PrsLab jest automatyczne wyszukiwanie optymalnej geometrii sekcji oraz maksymalnych sił w węzłach kinematycznych sekcji. Przeprowadzone analizy umożliwiają zaprojektowanie modelu wirtualnego 3D obudowy w programie komputerowym typu CAD Autodesk Inventor oraz jego weryfikację wytrzymałościową w programie komputerowym ANSYS zgodnie z normą PN-EN 1804-1:2021-05 [3].



Rys. 1. Etapy procesu projektowania i prototypowania cyfrowego nowej sekcji obudowy zmechanizowanej



Rys. 2. Interfejs programu PrsLab

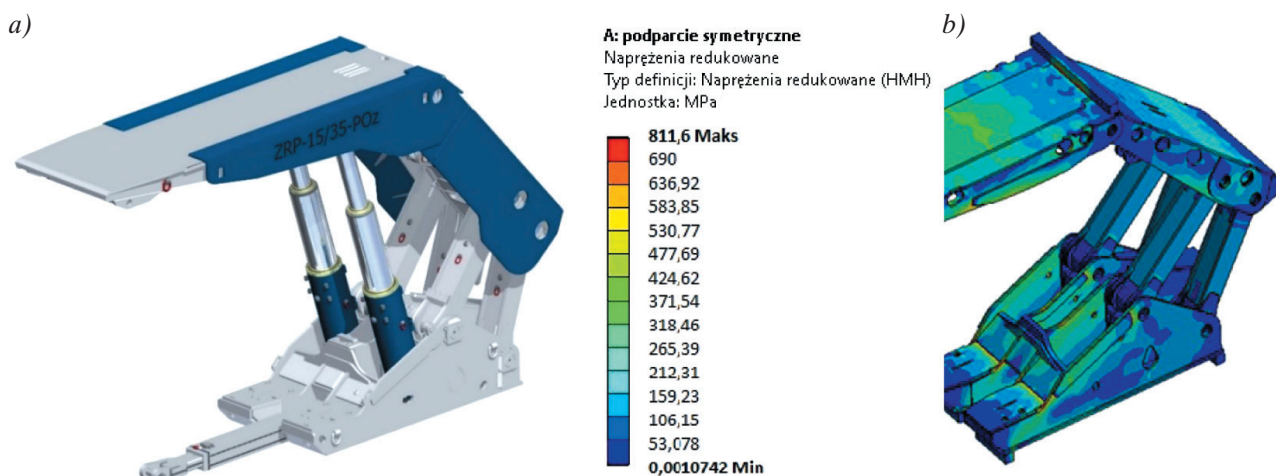


Rys. 3. Łańcuch kinematyczny modelu sekcji z zaznaczoną ścieżką otwarcia stropu (kolor żółty)

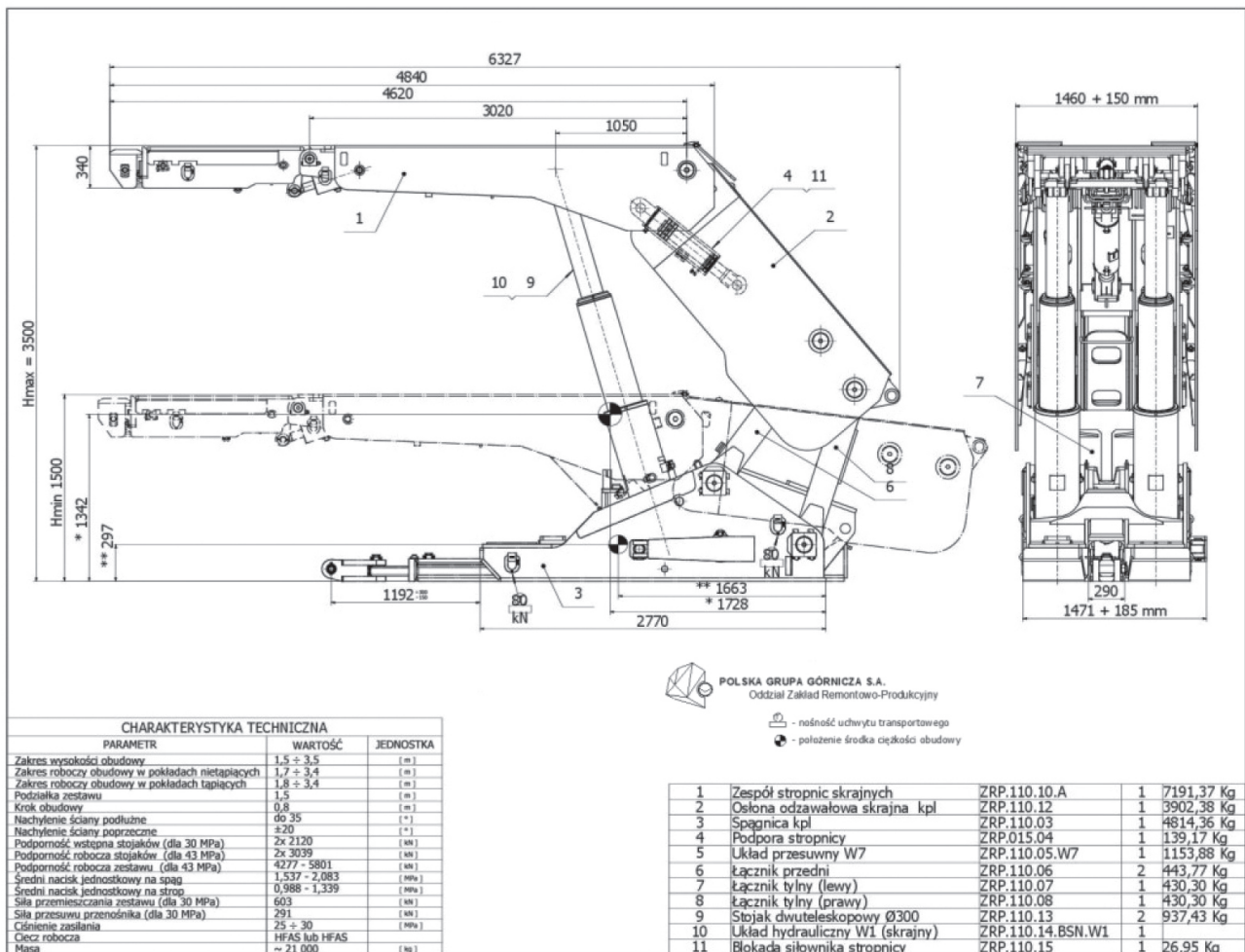
Na rysunku 4 zestawiono projekt sekcji obudowy zmechanizowanej ZRP-15/35-POz wykonany w programie Autodesk Inventor oraz wyniki analizy wytrzymałościowej w postaci mapy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera–Misesa–Hencky’ego, powstałej w wyniku obciążenia konstrukcji obudowy w programie ANSYS.

Głównym celem obliczeń wytrzymałościowych jest zaprojektowanie takiej obudowy, która zapewni bezpieczną pracę elementów maszyn i konstrukcji przy

jednoczesnej minimalizacji kosztów jej wytwarzania i eksploatacji. Najważniejszym czynnikiem wpływającym na minimalizację kosztów jest odpowiedni dobór materiałów i geometrii projektowanych części obudowy. Przeprowadzone analizy umożliwiają opracowanie poprawnej dokumentacji konstrukcyjnej 2D sekcji (rys. 5), która z kolei stanowi podstawę do opracowania dokumentacji technologicznej, umożliwiającej programowanie maszyn CNC oraz robotów spawalniczych.



Rys. 4. Obudowa zmechanizowana ZRP-15/35-POz zaprojektowana w programie Autodesk Inventor (a); wyznaczona mapa naprężeń obciążenia konstrukcji obudowy ZRP-15/35-POz w programie ANSYS (b)



Rys. 5. Dokumentacja konstrukcyjna 2D obudowy zmechanizowanej ZRP-15/35-POz

3. PRZYGOTOWANIE TECHNOLOGICZNE PRODUKCJI

3.1. Analiza materiałowa

Remonty, modernizacje i produkcja zmechanizowanych obudów ściannowych wymagają zapewnienia materiałów o ściśle określonych parametrach i zgodności z normami serii PN-EN 1804 [3–5] oraz normą PN-EN ISO 12100 [8]. W laboratorium badawczym ZRP prowadzone są badania, których celem jest weryfikacja materiałów pod kątem parametrów wytrzymałościowych w celu zapewnienia wymaganej bezawaryjności i wytrzymałości wytwarzanych elementów konstrukcji. Aby dobrać odpowiedni gatunek stali oraz technologię spawania zmechanizowanej obudowy ściannowej przeznaczonej do remontu i modernizacji, należy przeprowadzić analizę materiałową konstrukcji bazowej. Badania wykonywane są przez pracowników Działu Kontroli Jakości i obejmują swoim zakresem

wstępną ocenę twardości blach konstrukcji oraz analizę i badanie składu chemicznego stali przy użyciu przenośnych spektrometrów pozwalających na określenie składu chemicznego stali (rys. 6a). Metoda ta w sposób nieniszczący pozwala określać jednorazowo zawartość poszczególnych pierwiastków chemicznych w materiale. Jednocześnie w celu zwiększenia dokładności wykonywanych analiz w laboratorium prowadzone są próby wytrzymałościowe na zrywanie materiałów stalowych z wykorzystaniem maszyny wytrzymałościowej o maks. sile do 100 kN (rys. 6b).

W przypadku produkcji nowych elementów konstrukcji zmechanizowanych obudów ściannowych o wykorzystaniu poszczególnych gatunków stali decyduje konstruktor na podstawie dokonanych obliczeń numerycznych. W ZRP obecnie do wykonania konstrukcyjnych elementów obudowy zmechanizowanej wykorzystuje się stale S355J2+N, S690QL oraz S700MC. Spawanie tych gatunków stali odbywa się zgodnie z zatwierdzonymi przez Instytut Spawalnictwa w Gliwicach

technologiami z zachowaniem odpowiedniego reżimu. Niezachowanie odpowiedniej technologii spawania może doprowadzić do deformacji plastycznych wyko-

nywanych elementów, które mogą skutkować negatywnym wynikiem badań prototypu obudowy na stanowisku badawczym.

a)



b)



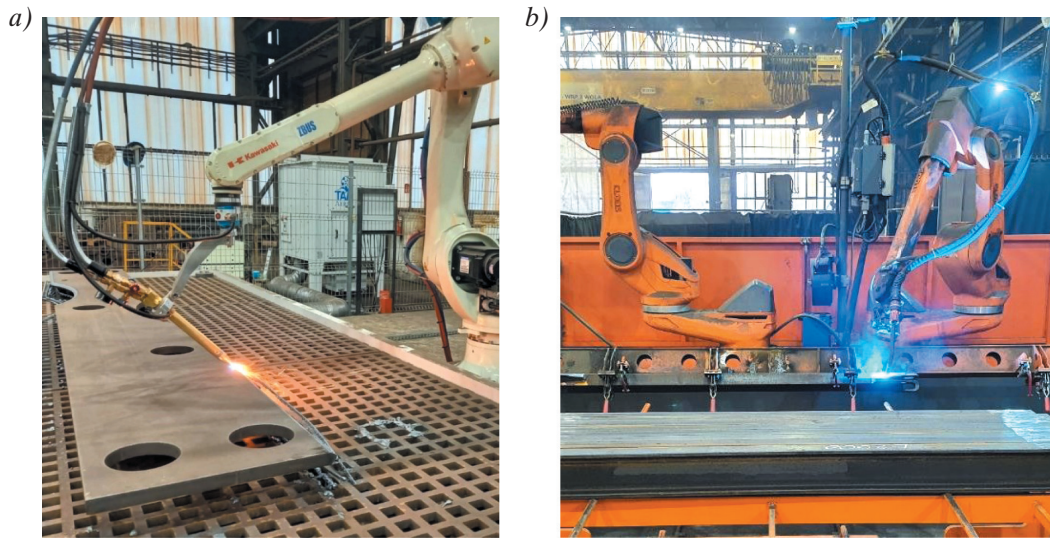
Rys. 6. Badanie spektrometrem składu chemicznego elementów konstrukcji (a); maszyna wytrzymałościowa do zrywania próbek metalu (b)

3.2. Techniki spawania

W ZRP najczęściej stosowaną metodą spawania jest metoda MAG (*Metal Active Gas*) o numerze 135, czyli spawanie z wykorzystaniem aktywnego gazu chemicznego, tj. dwutlenku węgla i argonu. Dodatkowo wykorzystywane jest również spawanie łukiem krytym SAW (*Submerged Arc Welding*) polegające na łączeniu elementów metalowych za pomocą elektrody w otulinie granulowanego topnika. Wybór procesu spawania musi być ściśle związany z geometrią detalu do spawania, dostępnością pozycji spawania, możliwością pracy robota spawalniczego, dokładnością wykonania detalu końcowego, rodzajem spoiny i liczbą elementów.

W przypadku gdy detal zostanie zakwalifikowany do spawania zrobotyzowanego, wykorzystuje się dwie metody programowania robota spawalniczego: online lub offline. Metoda online polega na programowaniu robota bezpośrednio na stanowisku pracy przez „uczenie” go właściwej kolejności ruchów spawania. Operator za pomocą urządzenia *teach pendant* wskazuje punkty na detalu, które wyznaczają tor po-

szczególnych przemieszczeń ramienia robota, czyli tor biegu spoiny. Natomiast w przypadku drugiej metody (offline) do programowania robota spawalniczego wykorzystuje się program symulacyjny RoboPlan firmy Cloos. Do programu wczytuje się model 3D detalu i umieszcza się go w wirtualnym stanowisku spawalniczym, a następnie nanosi ścieżki spawalnicze i przejazdowe (wszystkie pozostałe ścieżki pomocnicze, które odpowiadają za dojazd ramienia robota do miejsca spawania). Po poprawnym naniesieniu odpowiednich spoin i ruchów pomocniczych generowany jest kod, który wgrzywa się do maszyny. Wykorzystanie programu offline zwiększa funkcjonalność robota spawalniczego, ponieważ umożliwia dostosowanie go w łatwy sposób do zmiennych warunków i ułatwia programowanie jego bardziej skomplikowanych ruchów. Dodatkową zaletą oprogramowania jest możliwość przetestowania programu obróbki w symulacji komputerowej przed wdrożeniem jej do produkcji. Roboty spawalnicze w zakładzie wykorzystywane są głównie do ukosowania blach, z których wykonane są detale, i spawania elementów konstrukcji (rys. 7) oraz do prac związanych z napawaniem koryt przenośników zgrzebłowych.



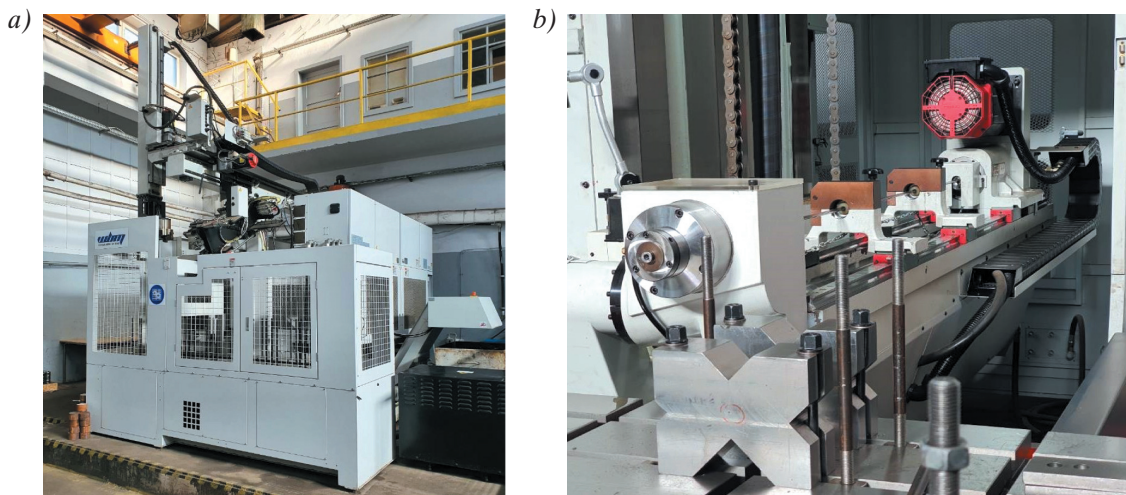
Rys. 7. Przykład zastosowania robotów spawalniczych do: a) ukosowania blach; b) spawania konstrukcji

3.3. Obróbka skrawaniem

Po wykonaniu dokumentacji konstrukcyjnej 2D przechodzimy do opracowania procesów technologicznych, czyli technologii obróbki detali i wygenerowania kodów sterujących maszynami CNC. Przykładowo w warunkach ZRP do wycinania konkretnych detali z blach wykorzystuje się wypalarki sterowane numerycznie wspomagane oprogramowaniem typu CAM: Wrykrys oraz NestFab. Programy te umożliwiają tworzenie planów wypalania i optymalizację rozkładu detali na arkuszach blachy, co ogranicza ilość odpadów i pozwala na maksymalne wykorzystywanie posiadanego materiału. Podobnie w przypadku tokarek i frezarek sterowanych numerycznie – obsługiwane są przez program Siemens NX, który realizuje proces technologiczny wskazany przez technologa i generuje automatyczny kod, który z kolei wgrywany jest na maszyny. Kod ten jest zapisem sekwencji

czynności, czyli poleceń dla maszyny, która zgodnie z tym planem dokonuje obróbki CNC.

Zakład Remontowo-Produkcyjny „Bieruń” dysponuje bogatym parkiem maszynowym wyposażonym przede wszystkim w maszyny do obróbki skrawaniem metalu: piły, frezarki, tokarki, centra obróbcze oraz roboty do ukosowania blach i spawania konstrukcji. W ostatnim czasie potencjał produkcyjny zakładu został wzmocniony o dwie maszyny sterowane numerycznie – honownicę oraz maszynę do wiercenia głębokich otworów, które w znaczący sposób zwiększyły efektywność produkcji hydrauliki siłowej. Maszyna do wykonywania głębokich otworów umożliwia wiercenie otworów o zakresie średnicy 3–30 mm na maksymalną głębokość 1600 mm – takie parametry były nieosiągalne w technologii zakładu przed zakupem maszyny. Na rysunku 8 przedstawiono przykładowe centrum obróbcze CNC oraz maszynę do wiercenia głębokich otworów.



Rys. 8. Centrum obróbcze CNC stosowane do obróbki skrawaniem (a); maszyna CNC do wiercenia głębokich otworów (b)

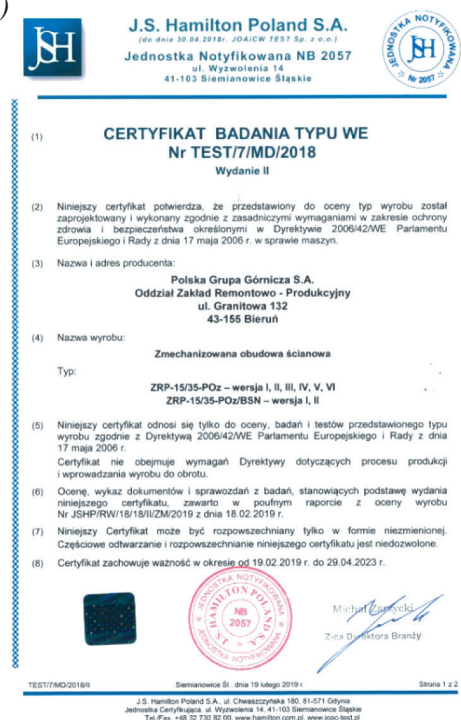
4. BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE PROTOTYPU I CERTYFIKACJA

Zgodnie z *Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn* (Dz.U. z 2008 r. Nr 199, poz. 1228) nowe i modernizowane sekcje obudowy zmechanizowanej muszą zostać poddane badaniom typu WE [9]. Jednostka notyfikowana przeprowadza badania i następnie zaświadcza, że zgłoszony przez producenta model maszyny, zwany typem (w naszym przypadku sekcja obudowy zmechanizowanej), spełnia wymagania powołanego rozporządzenia.

a)



b)



Rys. 9. Prototyp obudowy ZRP-15/35-POz na stanowisku badawczym TLO Opawa (a); certyfikat potwierdzający pozytywny wynik badań typu WE (b)

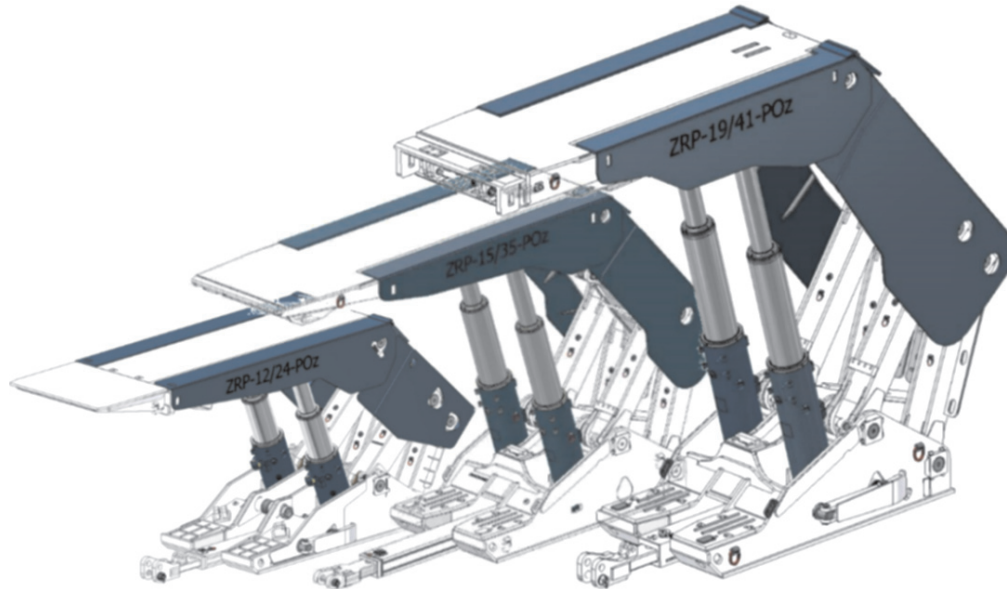
5. PODSUMOWANIE

Zakład Remontowo-Produkcyjny „Bieruń” (będący w strukturach PGG SA) od lat rozbudowuje swoje możliwości projektowe, produkcyjne, szkoleniowe oraz badania wyrobów i stosowanych materiałów. Specjalizuje się w produkcji sekcji zmechanizowanych obudów ścianowych oraz kolejek podwieszanych. Wyroby są projektowane z wykorzystaniem metod numerycznych, a tworzone modele wirtualne są badane w zakresie kinematycznym, wytrzymałościowym i kolizyjnym. Dopiero pozytywne wyniki badań numerycznych wyrobu stanowią podstawę tworzenia dokumentacji, w szczególności technologicznej, stanowiącej podstawę oprogramowania ma-

szyn. W zakładzie stosowane są wyłącznie maszyny CNC do cięcia blach, spawania (z wykorzystaniem robotów), napawania, honowania cylindrów i długiego wiercenia. Oprogramowanie wymienionych maszyn wykonują wyłącznie pracownicy zakładu. Wyrób podczas jego produkcji podlega kontroli międzyoperacyjnej. Wyrób gotowy (końcowy) jest badany przez jednostkę notyfikowaną na zgodność z unijnymi dyrektywami i wprowadzany na rynek zaopatrzonej w DTR oraz stosowny certyfikat. Zakład opracował rozbudowany system szkolenia, w szczególności w zakresie spawalnictwa, i chętnie współpracuje z jednostkami naukowo-badawczymi. Opisanie metody są w cyklu produkcyjnym stosowane do wytworzenia wyrobu o najwyższej jakości, tak jak

w prezentowanym przypadku sekcji obudowy zmechanizowanej ZRP-15/35-POz. W przedstawionej wersji wyprodukowano ponad 1200 sztuk sekcji o różnych wysokościach roboczych. Zakład przygotowany jest również do podjęcia produkcji innych maszyn o zbliżonej konstrukcji. Prowadzi systematyczne badanie rynku w zakresie nowości technologicznych, maszynowych, projektowych i w ramach możliwości finansowych uzupełnia swoje wyposażenie.

Zakład Remontowo-Produkcyjny „Bieruń” przeprowadził przegląd sekcji obudów zmechanizowanych aktualnie eksploatowanych w PGG SA i na tej podstawie dokonał ich weryfikacji i standaryzacji. Zostały zaprojektowane obudowy przeznaczone do ścian niskich (ZRP-12/24-POz), średnich (ZRP-15/35-POz) oraz wysokich (ZRP-19/41-POz). Na rysunku 10 przedstawiono typoszereg obudów zmechanizowanych produkcji ZRP.



Rys. 10. Typoszereg obudów zmechanizowanych zaprojektowanych przez zakład ZRP na potrzeby PGG SA (ZRP-12/24-POz, ZRP-15/35-POz, ZRP-19/41)

Literatura

- [1] Stoiński K. (red.): *Zmechanizowane obudowy ścianowe dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu*. GIG, Katowice 2018.
- [2] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: *Zmechanizowane obudowy ścianowe. Podręcznik dla praktyków*. Tiefenbach Polska Sp. z o.o., Katowice 2008.
- [3] PN-EN 1804-1:2021-05. *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne*.
- [4] PN-EN 1804-2:2021-05. *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 2: Stojaki i pozostałe siłowniki*.
- [5] PN-EN 1804-3:2021-06. *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 3: Hydrauliczne i elektrohydrauliczne układy sterowania*.
- [6] Gil J., Kubiesa R., Stoiński K.: *Kryteria projektowe dla zmechanizowanych obudów ścianowych według procedur zakładowych KW ZRP*, KOMTECH 2014.
- [7] Karczewski T., Czarnota P.: *Komputerowe wspomaganie projektowania zmechanizowanych obudów ścianowych według metody Zakładu Remontowo-Produkcyjnego KW S.A.* Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia 2016, 1, 13: 407–417.
- [8] PN-EN ISO 12100:2012. *Bezpieczeństwo maszyn – Ogólne zasady projektowania – Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka*.
- [9] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn*. Dz.U. z 2008 r. Nr 199, poz. 1228.
- [10] *Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE*, Dz.Urz. UE L 157/24.

dr inż. JAN GIL

mgr inż. TOMASZ KARCZEWSKI

mgr inż. GRZEGORZ PUTANOWICZ

Polska Grupa Górnicza SA

Oddział: Zakład Remontowo-Produkcyjny

ul. Granitowa 132, 43-155 Bieruń

g.putanowicz@pgg.pl

prof. dr hab. inż. KAZIMIERZ STOIŃSKI

Główny Instytut Górnictwa

pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice

