

JACEK KARLIŃSKI  
PAULINA DZIAŁAK  
KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI  
SŁAWOMIR WUDARCZYK

## Opracowanie oraz analiza kinematyki układu roboczego samojezdnej maszyny wiercącej

*Samojezdne maszyny wierzące znajdują szerokie zastosowanie w górnictwie oraz w budowie tuneli drogowych. Ich zadaniem jest wiercenie otworów w skale, w których następnie umieszczane są ładunki wybuchowe. Istotną cechą decydującą o własnościach eksploatacyjnych tego typu maszyn jest możliwość wiercenia otworów strzałowych zgodnie ze zdefiniowaną metryką strzałową. Dokładność rozmieszczenia oraz odchylenie kątowe otworów strzałowych decyduje o wielkości zabioru oraz rozdrobnieniu skał. W pracy przedstawiono wyniki analiz kinematyki układu roboczego samojezdnej maszyny wiercącej przeznaczonej do prac w kopalniach KGHM Polska Miedź S.A. Określono czynniki konstrukcyjne wpływające na dokładność prowadzenia masztu wiertniczego. Omówiono cechy opracowanego układu roboczego o polu pracy wynoszącym 45 m<sup>2</sup>.*

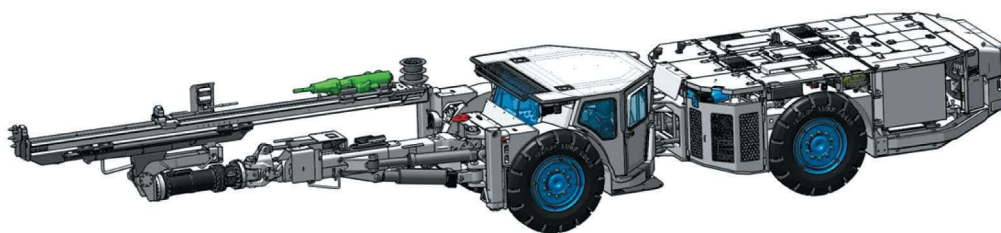
Słowa kluczowe: bezpieczeństwo operatorów, FOPS, ROPS, analiza numeryczna

### 1. WPROWADZENIE

W komorowo-filarowych systemach wydobywania KGHM złoża rozcina się komorami i pasami o szerokości około 7 m i wysokości do 5 m. Szerokość wyrobisk w fazie rozcinki wynosi do 7 m. Wysokość wyrobisk w fazie rozcinki uzależniona jest od miąższości eksploatowanego złoża oraz wymogów ruchomych pracujących maszyn samojezdnych i wynosi do 4,5 m [1, 2]. Prace wiertnicze wykonywane są wyspecjalizowanymi samojezdnymi maszynami górnictwem – wiertnicami, stosowanymi również w budowie tuneli drogowych. Ich zadaniem jest wiercenie otworów strzałowych w skale, w których następnie umieszcza-

ne są ładunki wybuchowe. Wspólną cechą tych maszyn jest umieszczenie w przedniej części organu (lub organów) roboczego, na którym osadzony jest maszt wiertniczy z wiertarką (rys. 1).

Różnorodność budowy tego typu maszyn oraz ich wyposażenia wynika ze specyfiki zastosowania tych maszyn. W zależności od typu kopalni maszyny te muszą spełniać określone wymagania [3]. W zastosowaniu w warunkach górniczych głównymi kryteriami doboru wiertnicy są: wymiary gabarytowe maszyny (długość szerokość i wysokość), minimalny promień skrętu oraz określone pole pracy wiertarki. W przypadku zastosowania tych maszyn w budowie tuneli wymagania koncentrują się głównie na możliwie



Rys. 1. Samojezdny wóz wierzący Face Master 1,7L

szerokim polu pracy. Obecnie wspólnym wymaganiem, dla wszystkich tego typu maszyn jest możliwość utrzymania równoległości dla wszystkich wierconych otworów w całym polu pracy, co zapewni wykonanie otworów strzałowych zgodnie z określoną metryką, w sposób automatyczny lub półautomatyczny, a w przypadku sterowania organem przez operatora znacząco skraca czas ustawienia masztu względem przodka [3, 4].

W pracy przedstawiono metodologię oraz wyniki prac związanych z opracowaniem kinematyki układu roboczego samojezdnego wozu wiercącego o założonym polu pracy  $8,4 \times 5,6$  m, który jest dostosowany do warunków eksploatacyjnych KGHM [1, 2].

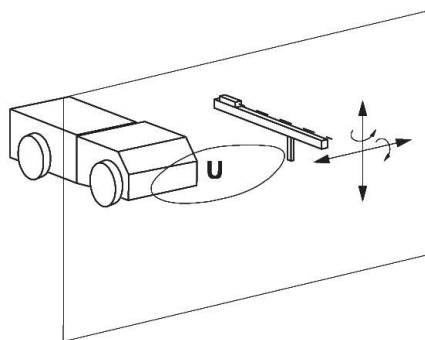
Pracę wykonano w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój należącego do projektu pt.: „Nowa generacja modułowych maszyn, wiercącej i kotwiącej, z napędami bateryjnymi, przeznaczonych do pracy w podziemnych kopalniach rud miedzi i surowców mineralnych” nr umowy POIR.01.01.01-00-D011/16, którego celem jest opracowanie, wykonanie i wdrożenie innowacyjnych samojezdnich maszyn górniczych z napędem bateryjnym przeznaczonych do wiercenia oraz kotwienia.

Przeprowadzone prace w swoim zakresie obejmowały opracowanie układu kinematycznego organu roboczego, przy uwzględnieniu uwarunkowań eksploatacyjnych oraz możliwości technicznych wykonania poszczególnych podzespołów.

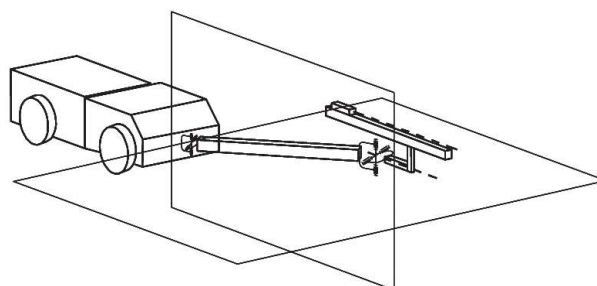
Zakres pracy obejmował:

- syntezę strukturalną organu roboczego,
- opracowanie kinematyki organu roboczego,
- syntezę geometryczną organu roboczego,
- wyznaczenie konfiguracji osobliwych,
- przeprowadzenie badań symulacyjnych,
- wyznaczenie pól pracy wraz z wyznaczeniem błędów prostowodów.

a)



b)



Rys. 2. Wymagane stopnie swobody ramy wiertarki (a) oraz schemat kinematyczny mechanizmu wysięgnika wiertnicy (b)

## 2. SYNTEZA STRUKTURALNA

### 2.1. Identyfikacja problemu

Proces wiercenia wymaga ustawienia końcówki wiertła w dowolnym punkcie pola pracy oraz ustawienia żądanej orientacji osi narzędzia. Podstawowym wymaganiem dla pracy wiertnicy jest przemieszczanie osi wiertła w polu pracy, które jest definiowane jako fragment płaszczyzny równoległej do czoła maszyny (rys. 2a) [3].

Ze strukturalnego punktu widzenia element wykonawczy powinien dysponować czterema stopniami swobody ( $W = 4$ ) – przemieszczenia wzdłuż osi  $z$  i  $y$  oraz rotacje wokół osi przemieszczeń. Ruchliwość teoretyczną ogólnie można zapisać jako:

$$W = W_b + W_c + W_U \quad (1)$$

gdzie:

- $W$  – ruchliwość teoretyczna,
- $W_b$  – ruchliwość członu biernego,
- $W_c$  – ruchliwość członów czynnych,
- $W_U$  – ruchliwość łańcucha pośredniczącego.

Synteza strukturalna według równania (1) może być prowadzona przy różnych założeniach. Odpowiedni ich dobór ogranicza liczbę rozwiązań i pozwala na łatwiejszą ich selekcję.

Wytypowany schemat strukturalny jest podstawą do określenia możliwych schematów kinematycznych. Para kinematyczna II klasy może mieć różną postać. Biorąc pod uwagę kryteria konstrukcyjne i eksploatacyjne, zrezygnowano z par charakteryzujących się ruchem translacyjnym. Kierując się prostotą rozwiązania, wstępnie przyjęto, że wysięgnik połączony jest z korpusem maszyny oraz z ramą wiertarki za pomocą par uniwersalnych (przeguby Cardana). Takie rozwiązanie umożliwia ustawienie końcówki wiertła w dowolnym punkcie pola pracy przy zachowaniu żądanej orientacji jego osi (rys. 2b) [3].

## 2.2. Omówienie wyników syntezy strukturalnej

Przedstawiony (rys. 2b) schemat kinematyczny spełnia jedynie warunek żądanych stopni swobody, którymi musi dysponować rama wiertarki. Warunki eksploatacyjne maszyny powodują, że bezpośrednie wymuszenia ruchu w parach obrotowych nie są technicznie możliwe do zrealizowania. Zatem kolejnym etapem syntezy jest zdefiniowanie mechanizmów wymuszających ruch w parach obrotowych, które na wstępnym etapie syntezy traktowane były jako pary czynne. Ze względu na występowanie wysokich wartości momentów przyjęto, że wymuszenia kinematyczne będą realizowane z wykorzystaniem siłowników hydraulicznych [3].

Umieszczenie punktów mocowania siłownika pomiędzy sąsiadującymi członami połączonymi parą obrotową wymusza konieczność zwiększenia wymiarów gabarytowych krzyży par uniwersalnych. Jest to szczególnie niekorzystne w przypadku pary łączącej wysięgnik z korpusem maszyny, gdzie występują duże siły oddziaływania. Rozwiązaniem tego problemu konstrukcyjnego jest zastosowanie rozsunięcia osi pary uniwersalnej poprzez zastąpienie krzyża odpowiednim członem pośredniczącym. Dodatkową zaletą tego rozwiązania jest fakt, że odległość między osiami jest parametrem, którego wartość można dobierać i dzięki temu wpływać na cechy kinematyczne oraz wytrzymałościowe organu roboczego.

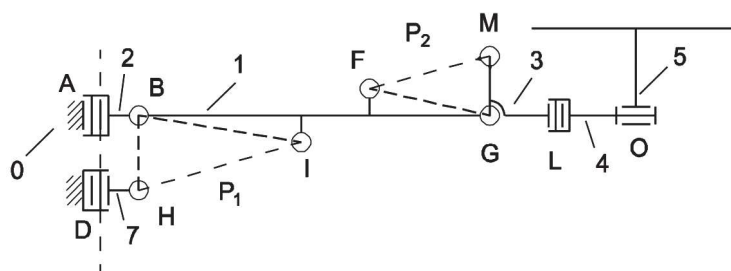
Pełny schemat kinematyczny mechanizmu wysięgnika oraz warunków geometrycznych po uzupełnieniu o człony napędowe przedstawiono na rysunku 3 [3].

W przypadku siłownika odpowiadającego za podnośzenie ramy wiertarki przyjęto inne rozwiązanie niż w pozostałych przypadkach. Jest to spowodowane faktem, że siłownik ten jako jedyny umieszczony jest między sąsiednimi członami tworzącymi parę obrotową. O wyborze takiego rozwiązania zdecydowały względy konstrukcyjne.

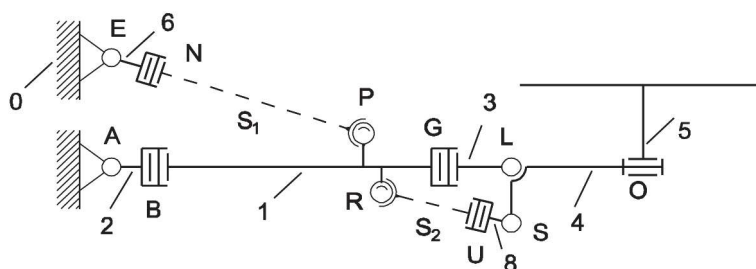
Jeśli przyjmiemy współosiowość par A i D, mechanizmy podnoszenia wysięgnika i obrotownika pozostają zawsze w jednej płaszczyźnie. W ruchu płaskim, w celu otrzymania prostowodu, trójkąty  $\Delta HBI$  oraz  $\Delta MGF$  muszą zawsze być podobne, a skala podobieństwa jest równa wartości współczynnika hydraulicznego siłowników P1 (HI) i P2 (FM) –  $W_p$ . Wymiary i orientacja tych trójkątów może być dowolna. Pozwala to w procesie projektowania punktów mocowania siłowników uwzględniać dodatkowe kryteria konstrukcyjne – zmniejszanie naprężeń, odpowiedni dobór kątów przełożenia, unikanie kolizji czy też technologiczność konstrukcji oraz dobór siłowników o znormalizowanych wymiarach. Przy projektowaniu punktów mocowania siłowników należy zwrócić szczególną uwagę na spełnienie warunku podobieństwa dla minimalnej długości rzeczywistych siłowników.

$$L_{\min P2} \geq W_p \cdot L_{\min P1} \quad (2)$$

Niespełnienie warunku (2) skutkuje otrzymaniem rozwiązania teoretycznego lub wymaga specjalnego wykonania siłownika podnoszenia obrotownika P2. Podobnie należy postępować w przypadku prostowodu skrętu (rys. 4) [3, 4].



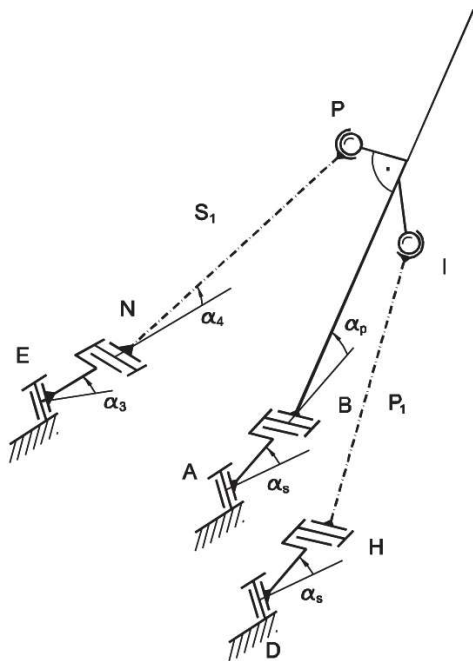
Rys. 3. Schemat kinematyczny mechanizmu oraz warunek otrzymania prostowodu dla podnoszenia wysięgnika wiertnicy FM 1,7 LE



Rys. 4. Schemat prostowodu skrętu (rzut z góry) wysięgnika wiertnicy FM 1,7 LE

Cechą charakterystyczną mechanizmu skreću wysięgnika jest to, że podczas podnoszenia wysięgnika (obrót w parze B) następuje jego obrót wokół osi pary A. Zjawisko to występuje przy zachowaniu stałej długości siłownika skreću  $S_1$  (rys. 4). Konsekwencją jego jest brak możliwości utrzymania osi wysięgnika w jednej płaszczyźnie podczas jego podnoszenia. Opisywana sytuacja nie występuje jedynie w konfiguracjach, w których osie par B i N leżą na jednej prostej. Teoretycznie są dwie takie konfiguracje, ale ze względów konstrukcyjnych w przypadku projektowanego mechanizmu skreću żadna z nich nie występuje.

Przyczynę, z której powodu podnoszenie wysięgnika nie odbywa się w jednej płaszczyźnie w przypadku ustalonej długości siłownika  $S_1$ , zobrazowano na rysunku 5. Podczas podnoszenia wysięgnika punkt P znajduje się na trajektorii będącej okręgiem o promieniu  $BP'$  i środku leżącym na osi pary B. Zachowanie osi wysięgnika w jednej płaszczyźnie wymaga, aby odległość EP odpowiednio zmieniała się w funkcji kąta podnoszenia wysięgnika  $EP = f(\alpha_p)$ . Z drugiej strony odległość EP jest wynikiem stałej długości odcinka EN i siłownika  $S_1$ . Spełnienie obu tych warunków dla dowolnej stałej wartości kąta skreću  $\alpha_s$  nie jest możliwe. Poprzez odpowiedni dobór wymiarów podstawowych można jedynie minimalizować to niekorzystne zjawisko. Analogiczna sytuacja ma miejsce w przypadku mechanizmu odpowiadającego za ruch obrotownika względem wysięgnika.



Rys. 5. Przestrzenny schemat kinematyczny mechanizmu podnoszenia i skreću wysięgnika wiertnicy FM 1,7 LE

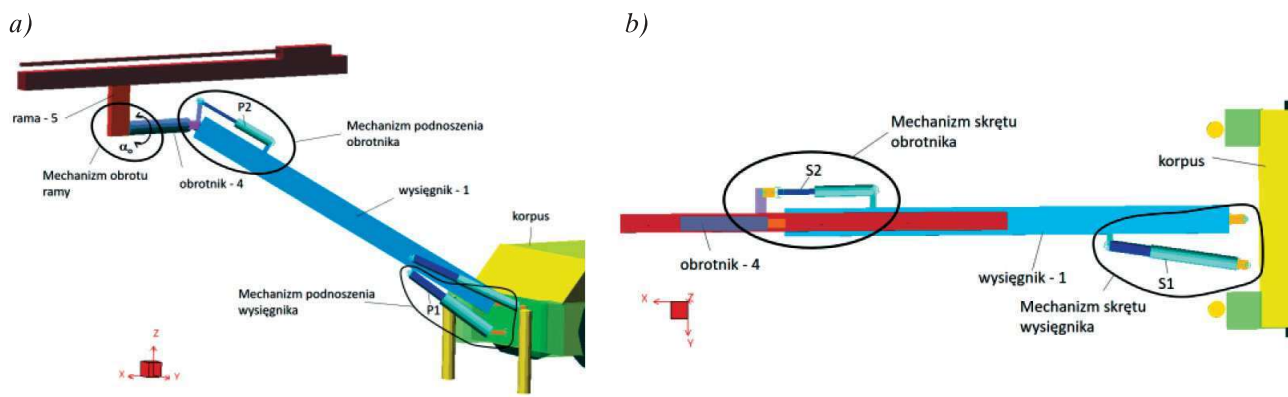
Ostatecznie, kierując się kryterium ograniczającym wartości błędów prostowodności i względami konstrukcyjnymi, dobrano punkty mocowania siłowników skreću wysięgnika, obrotownika oraz przyjęto pozostałe wymiary prostowodu skreću. W procesie tym szczególną uwagę zwracano na to, aby układ kinematyczny nie osiągał konfiguracji osobliwych.

Określone powyżej parametry geometryczne wiertnicy FM 1,7 LE spełniają wszystkie narzucone parametry i założenia projektowe. Jak wykazano, stworzone prostowody skreću i podnoszenia nie są ze względu na przyjęte ograniczenia techniczne układami idealnymi i mogą wnosić podczas ruchu w założonym polu pracy pewne błędy prostowodności  $\Delta y$  i  $\Delta z$  mierzone w płaszczyznach skreću i podnoszenia. W związku z tym wyznaczone parametry geometryczne zostały zweryfikowane podczas numerycznych badań symulacyjnych w systemie do analizy dynamicznej układów wieloczłonowych typu MSC Adams czy LMS DADS.

### 3. BADANIA SYMULACYJNE

Na potrzeby dalszych badań, dla opracowanej kinematyki organu roboczego projektowanego wozu wiercącego FM 1,7 LE, został zbudowany pełny model symulacyjny ze zdefiniowanymi siłownikami skreću i podnoszenia wysięgnika, pracującymi w układach prostowodów (rys. 6) [3]. Do przeprowadzenia badań symulacyjnych wybrano system LMS DADS. Model ten posłużył do badania układu pod kątem występowania położen osobliwych oraz do analizy błędów  $\Delta y$  i  $\Delta z$  prostowodności oraz do określenia dokładnych granic pola pracy wiertnicy.

Człony mechanizmów podczas pracy mogą przyjmować położenia nieokreślone kinematycznie. Takie pozycje mechanizmu nazywa się powszechnie bądź konfiguracjami osobliwymi, bądź położeniami osobliwymi. Konfiguracja osobliwa układu mechanicznego to taka, w której zachowania systemu nie można przewidzieć (nie można wyznaczyć). Układ doprowadzony do położenia osobliwego zmienia swoje właściwości dynamiczne i kinematyczne (ruch przestaje być kontrolowany). Wartości niektórych parametrów (sił, prędkości i przyspieszeń) stają się nieokreślone bądź dążą do nieskończoności. Pochodne równań więzów układu mechanicznego w takim położeniu wykazują matematyczną osobliwość, nie mają rozwiązania.



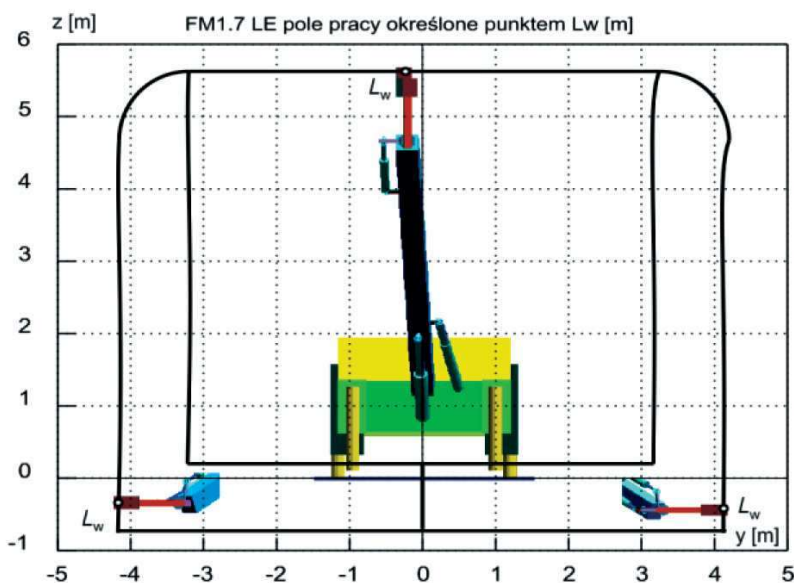
Rys. 6. Widok modelu bryłowego wiertnicy FM 1,7 LE: a) mechanizmy: podnoszenia wysięgnika, podnoszenia obrotownika i obrotu ramy; b) widok z góry modelu z zaznaczonymi mechanizmami: skreću wysięgnika i skreću obrotownika

W pobliżu konfiguracji osobliwej małe zmiany parametrów wejściowych (prędkości, sił) mogą przynieść duże zmiany parametrów wyjściowych (bądź odwrotnie). W niektórych przypadkach zajęcie przez człony mechanizmu położeń osobliwych ze względu na znaczny wzrost sił może doprowadzić do zniszczenia lub uszkodzenia układu. Podczas projektowania powinno się bezwzględnie uwzględnić położenia osobliwe i nie dopuszczać układu do przyjmowania takich konfiguracji. Stąd jednym z szeroko rozważanych i istotnych problemów projektowania jest wyznaczanie konfiguracji mechanizmów oraz analiza zachowania mechanizmów w położeniach osobliwych. W opracowanym układzie kinematycznym tak dobrano wymiary członów oraz napędów, aby dla kinematy-

ki zapewniającej osiągnięcie zdefiniowanego pola pracy nie występowały położenia osobliwe.

### 3.1. Wybrane wyniki badań symulacyjnych

Badania symulacyjne układu pozwalają przede wszystkim na określenie rzeczywistych zakresów ruchów wiertnicy i w konsekwencji na określenie rzeczywistego pola pracy. Parametrami wymuszającymi ruchy układu były wydłużenia i skrócenia siłowników  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $S_1$  i  $S_2$  pracujących w układzie prostowodu hydraulicznego. Badania symulacyjne wysięgnika przeprowadzono dla pracy z maksymalnie wysuniętym wysięgnikiem. Osiągnięte pole pracy przedstawiono na rysunku 7.

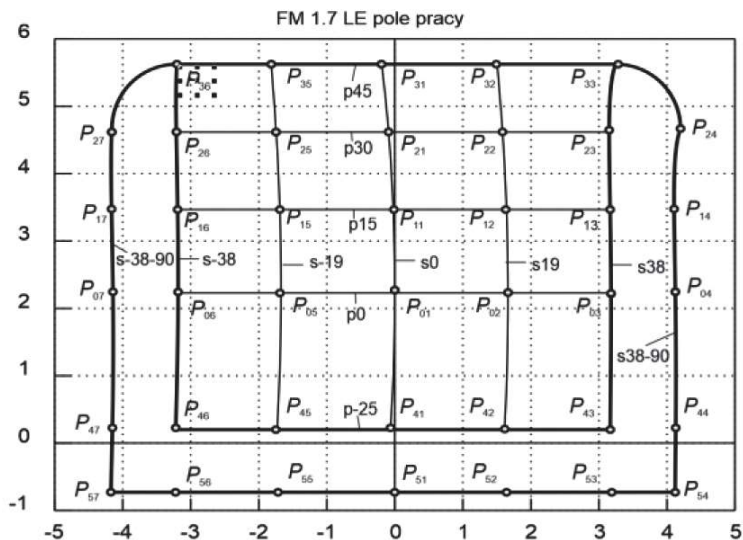


Rys. 7. Łączne pole pracy wiertnicy FM 1,7 LE określone przez punkt  $L_w$  na ramie osiągnięte z trzema położeniami wiertarki: pionowym (kąt obrotu obrotownika  $\alpha_o = 0^\circ$ ) i poziomym dla kątów obrotu obrotownika  $\alpha_o = 90^\circ$  i  $\alpha_o = -90^\circ$

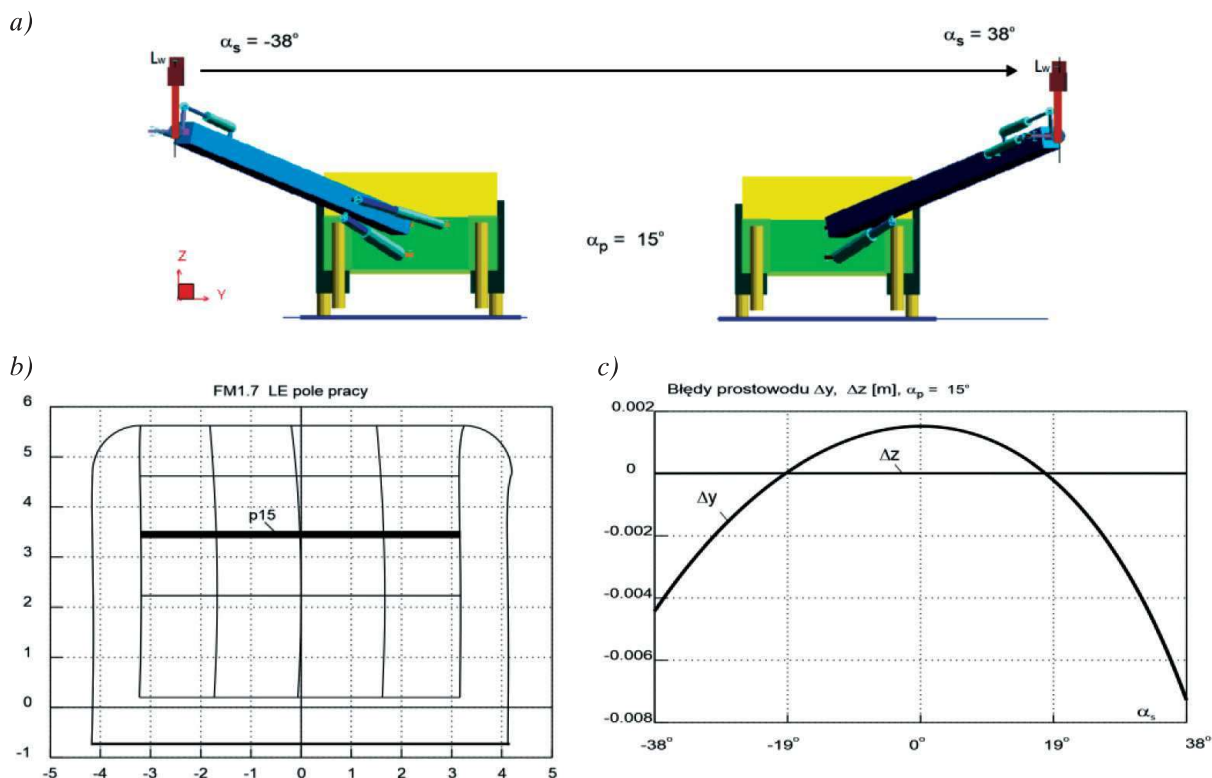
Ponadto przeprowadzono analizy błędów, dokonując symulacji przemieszczeń wysięgnika po wybranych liniach na polu pracy. Na rysunku 8 przedstawiono pole pracy ze schematem przebadanych linii: p-25, p0, p15, p30, p45, s-38, s-19, s0, s19, s38. Dodatkowo na polu pracy wyznaczono punkty pomiarowe

we  $P_{ij}$  ( $i = 0, \dots, 5; j = 1, \dots, 7$ ), dla których wyznaczono dokładne wartości błędów.

Na rysunku 9 zamieszczono przykładowy schemat symulacji oraz przebiegi wyznaczonych błędów:  $\Delta y$  – prostowodu skrętu,  $\Delta z$  – prostowodu podnoszenia, dla ruchu po wybranej linii poziomej.



Rys. 8. Widok z przodu pola pracy wiertnicy FM 1,7 LE z wyspecyfikowanymi liniami badań i punktami  $P_{ij}$ , w których określono szczegółowo wartości błędów prostowodu podnoszenia  $\Delta z$  i skrętu  $\Delta y$



Rys. 9. Badania dokładności prostowodów ramy wiertarki podczas przemieszczania ramy (punkt  $L_w$ ) wzdłuż linii p-15 w funkcji kąta skrętu  $\alpha_s$  ( $-38^\circ < \alpha_s < 38^\circ$  – zmieniany wysuw siłownika skrętu przy stałym kącie podnoszenia  $\alpha_p = -25^\circ$ , stały wysuw siłownika podnoszenia): a) schemat symulacji; b) położenie prostej p-15; c) uzyskane przebiegi błędów  $\Delta z$  prostowodu podnoszenia i  $\Delta y$  prostowodu skrętu

#### 4. WNIOSKI

W wyniku przeprowadzonych prac opracowano strukturę, kinematykę i geometrię układu roboczego nowego wozu wierzącego o napędzie bateryjnym typu Face Master 1,7 LE dla zadanego pola pracy ( $H \times W - 5,6 \times 8,4$  m) oraz kątów podnoszenia i skrętu wysięgnika.

W pierwszej części pracy przeprowadzono syntezę strukturalną mechanizmu wysięgnika, której celem było zapewnienie wiertarce wymaganych stopni swobody. Wynikiem był wybór schematu podstawowego wysięgnika, który daje możliwość pracy wiertnicy zarówno przy sprzężeniu kinematycznym odpowiednich par członów czynnych, jak i na całkowicie niezależne ich działanie. W kolejnym etapie wybrano schemat kinematyczny wysięgnika, który następnie został uzupełniony łańcuchami zawierającymi człony czynne (siłowniki). Dysponując już pełnym schematem kinematycznym, przystąpiono do zdefiniowania jego wymiarów podstawowych. Przy projektowaniu geometrii układu kinematycznego wysięgnika zostały uwzględnione wszystkie narzucone założenia i ograniczenia projektowe (m.in. maksymalne zakresy ruchu, rodzaj i geometria siłowników, współczynniki hydrauliczne prostowodów, wymiary płyty mocującej, typ i geometria ramy wiertarki, obrotnik itp.).

Proces ustalania wymiarów podstawowych został podzielony na dwie fazy. W pierwszej zdefiniowano geometrię mechanizmu podnoszenia. W kolejnym kroku dobrano wymiary mechanizmu skrętu. Proces definiowania wymiarów podstawowych realizowany był przy założeniu, że głównym zadaniem wiertnicy jest jej praca w układzie sprzężenia hydraulicznego.

Nadrzędnym kryterium jakości działania projektowanego układu prostowodu wysięgnika było zachowanie stałej orientacji osi wiertła w każdym punkcie pola pracy. Niestety, spełnienie wymagań konstrukcyjnych pociągało za sobą konieczność pogorszenia jakości uzyskanego prostowodu. Z tego powodu konieczny był żmudny proces projektowania wymiarów

układu kinematycznego, którego celem było uzyskanie błędów prostowodności osi wiertła poniżej  $1^\circ$ .

Wynikiem przeprowadzonych prac jest układ kinematyczny wiertnicy FM 1,7 LE, który osiąga wymagane pole pracy wiertarki o wysokości  $H$  i szerokości  $W$ ).

#### Podziękowania

Badania współfinansowane przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu „Nowa generacja modułowych maszyn, wierzącej i kotwiącej, z napędami bateryjnymi, przeznaczonych do pracy w podziemnych kopalniach rud miedzi i surowców mineralnych”, nr umowy POIR.01.01.01-00-D011/16 w Programie Operacyjnym Inteligentny Rozwój.

#### Literatura

- [1] Butra J., Dębkowski R., Kosiorowski A., Kosior A.: *Sposób wybierania złoza o małej miąższości w strefach ochronnych głównych wyrobisk korytarzowych kopalń rud miedzi*, „Rudy i Metale Nieżelazne” 2004, 49, 6: 272–279.
- [2] Grzesiński J.: *Doświadczenia kopalni „Lubin” w prowadzeniu eksploatacji w warunkach skrzepowanych na przykładzie wybranych filarów oporowych*, „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 2007, 9: 46–58.
- [3] Bałchanowski K.J., Wudarczyk S., Karliński J.: *Opracowanie oraz analiza kinematyki układów roboczych samojedźnych maszyn górniczych o napędzie bateryjnym*, „Raporty Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej” 2017, 100: 77.
- [4] Bałchanowski K.J., Szrek J., Wudarczyk S.: *Kinematic aspects of the drilling ring boom design*, w: *Proceedings of the 22nd International Scientific Conference*, Kaunas 2017: 27–31.

dr inż. JACEK KARLIŃSKI

mgr inż. PAULINA DZIAŁAK

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn

dr hab. inż. KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI

dr inż. SŁAWOMIR WUDARCZYK

Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki

i Teorii Mechanizmów

Wydział Mechaniczny

Politechnika Wrocławska

ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław

{jacek.karliński, paulina.dzialak, jacek.balchanowski,

slawomir.wudarczyk}@pwr.wroc.pl