

mgr inż. Rafał KONSEK
mgr inż. Kamil SZEWERDA
dr inż. Jarosław TOKARCZYK
mgr inż. Krzysztof KACZMARCZYK
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Badania symulacyjne napędu dwusilnikowego podwieszoności ciągnika PCA-1

Streszczenie

Układ napędowy podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1 składa się z dwóch silników elektrycznych podłączonych wspólnie do jednego falownika. Skutkuje to nierównomiernym rozkładem obciążenia silników elektrycznych. Podczas jazdy ciągnika PCA-1 z maksymalną siłą pociągową, na prostym odcinku trasy silniki elektryczne obciążone są równomiernie momentem znamionowym. Jednak podczas jazdy na łukach trasy, każdy z silników wytwarza moment obrotowy różny od momentu znamionowego. Przekroczenie wartości przeciążalności momentem podanej w danych silnika może doprowadzić do jego uszkodzenia. W związku z tym przeprowadzono badania symulacyjne, które miały na celu wyznaczenie momentów obciążenia obu silników. W artykule zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1 podczas jazdy na odcinku trasy z najmniejszym, dopuszczalnym promieniem skrętu. Zaprezentowano model obliczeniowy ciągnika składający się z układu napędowego, wykonanego w środowisku programu Matlab-Simulink oraz modelu fizycznego, opracowanego za pomocą narzędzia programowego bazującego na metodzie kinematyki i dynamiki układów wielocłonowych MBS (ang. Multibody System).

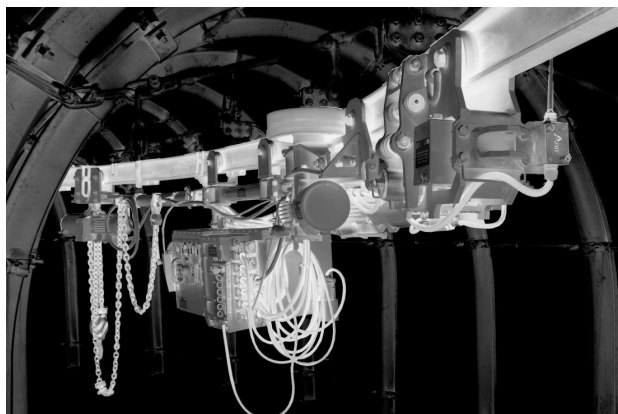
Summary

Drive system of PCA-1 suspended battery drivetrain consists of two electric motors connected to one inverter. It results in uneven distribution of load to the motors. During run of PCA-1 drivetrain with maximal pulling force on the straight route section the electric motors are evenly loaded with rated torques. However, during run on route bends each motor generates the torque different from the rated torque. Exceeding the value of overloading with torque, given in motor data, can lead to motor damage. The simulation tests aiming at determination of torques loading both motors were carried out. Results of simulation tests of PCA-1 suspended battery drivetrain during run on the route section having the smallest permissible bend radius are given. Computational model of the drivetrain, consisting of drive system created in Matlab-Simulink software programme environment and physical model developed with use of software tool basing on the method of kinematics and dynamics of Multibody System (MBS), is presented.

1. Wprowadzenie

Ciągły rozwój bazy informatycznej w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG umożliwia coraz szersze prowadzenie badań symulacyjnych złożonych układów mechanicznych oraz elektromechanicznych, z wykorzystaniem wiedzy i doświadczenia specjalistów z różnych dziedzin techniki. Współpraca specjalistów z zakresu projektowania układów mechanicznych i elektrycznych oraz modelowania i obliczeń numerycznych pozwoliła na przeprowadzenie badań symulacyjnych układu napędowego podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1 (rys. 1) produkowanego przez firmę Hellfeier Sp. z o.o. Ciągnik PCA-1 jest urządzeniem przeznaczonym do transportu ładunków o masie do dwóch ton, w przodkach chodnikowych o nachyleniu do 12° . Porusza się on po podwieszoności trasy jednoszynowej o profilu trasy

jezdnej I 155, z prędkością do 1 m/s oraz dysponuje siłą pociągową do 3,7 kN.



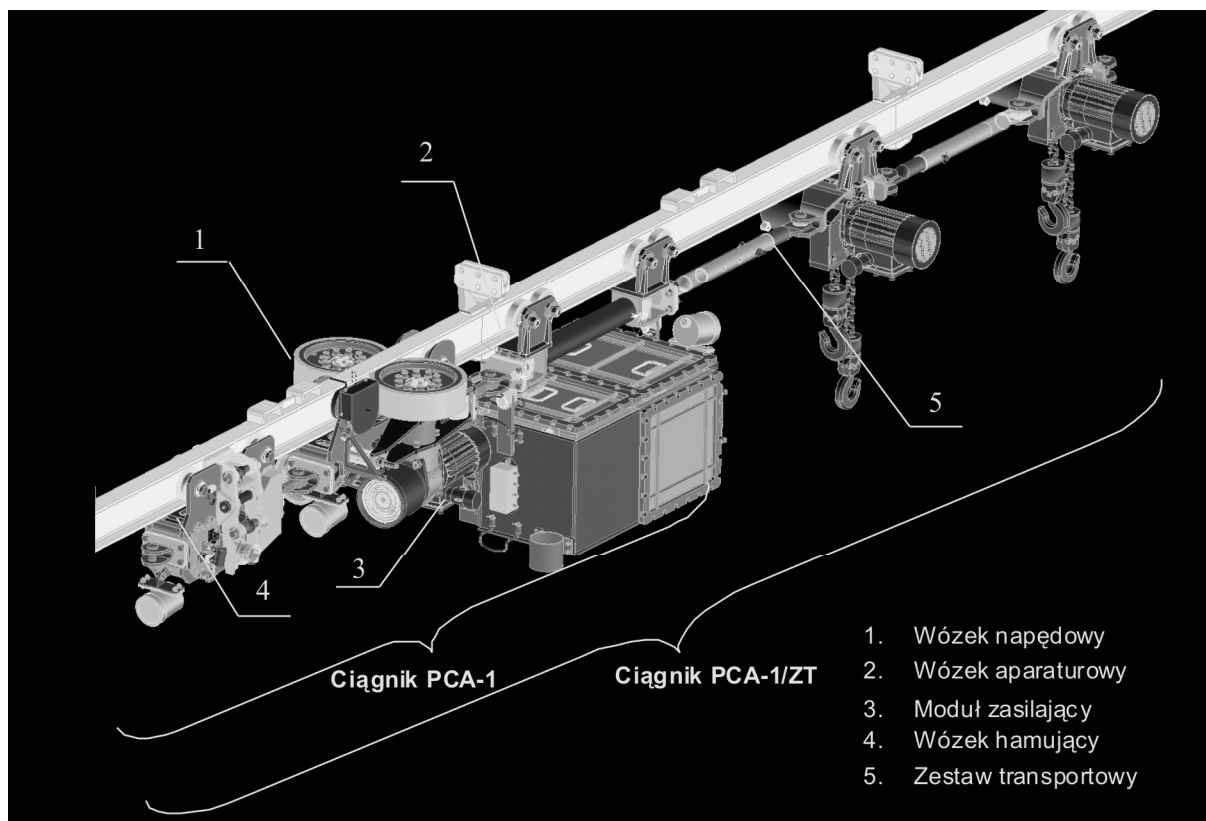
Rys.1. Podwieszoności ciągnik akumulatorowy PCA-1 [2]

Ciągnik oferowany jest w dwóch podstawowych wersjach (rys. 2):

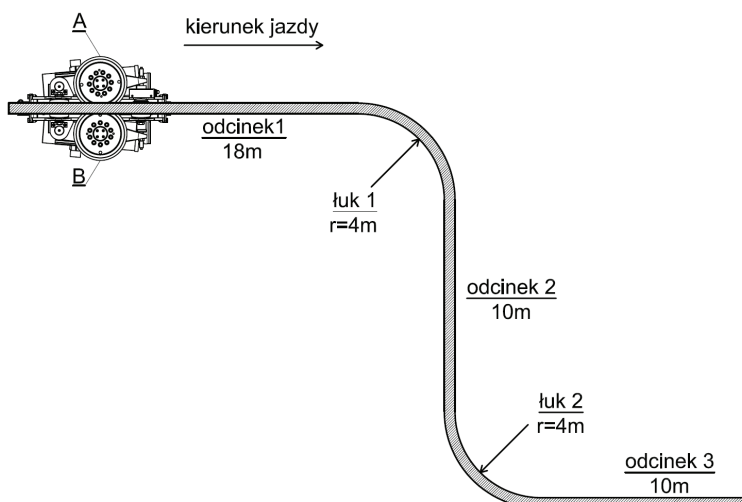
- PCA-1 - ciągnik współpracuje tylko z zestawem transportowym wyposażonym we wciągarki ręczne,
- PCA-1/ZT - ciągnik może współpracować z zestawem transportowym z zabudowanymi wciągarkami elektrycznymi.

Układ napędowy podwieszanego ciągnika akumulatorowego PCA-1 składa się z dwóch silników elektrycznych podłączonych wspólnie do jednego falownika. Skutkuje to nierównomiernym rozkładem obciążenia silników elektrycznych. Z przeprowadzonej analizy wynika, że największa różnica momentów obciążenia powstaje

podczas jazdy ciągnika na łukach o najmniejszym, dopuszczalnym promieniu wynoszącym 4 metry. Podczas jazdy ciągnika PCA-1 obciążonego siłą 3,7 kN na prostym odcinku trasy, każdy z silników wytwarza moment obrotowy równy momentowi znamionowemu (dane silnika elektrycznego przedstawiono w podpunkcie 2.1). Przekroczenie wartości przeciążalności momentem podanej w danych silnika może doprowadzić do jego uszkodzenia. W związku z tym przeprowadzono badania symulacyjne przejazdu ciągnika po trasie przedstawionej na rysunku 3, które miały na celu wyznaczenie momentów obciążenia obu silników.



Rys.2. Wersje podwieszanego ciągnika akumulatorowego PCA-1 [2]



Rys.3. Trasa przejazdu ciągnika PCA-1 podczas badań symulacyjnych [1]; (A i B – silniki napędowe)

2. Schemat obliczeniowy podwieszonego ciągnika PCA-1

Schemat obliczeniowy ciągnika PCA-1 składa się z układu napędowego, wykonanego w programie Matlab-Simulink oraz modelu fizycznego, wykonanego w programie klasy MBS (ang. *Multibody System*).

Połączenie wyżej wymienionych środowisk programowych umożliwiło przeprowadzenie symulacji numerycznej jazdy ciągnika PCA-1. Z modelu fizycznego do modelu układu napędowego przekazywano aktualną prędkość obrotową silników napędowych. Na podstawie tej informacji oraz częstotliwości zasilania, w bloku sterowania obliczano wartość momentu napędowego, która w postaci sygnału wejściowego była przesyłana do modelu fizycznego w MSC Adams. Ponadto z poziomu oprogramowania Matlab-Simulink nastawiano wartości parametrycznie zdefiniowanej siły docisku wahaczy.

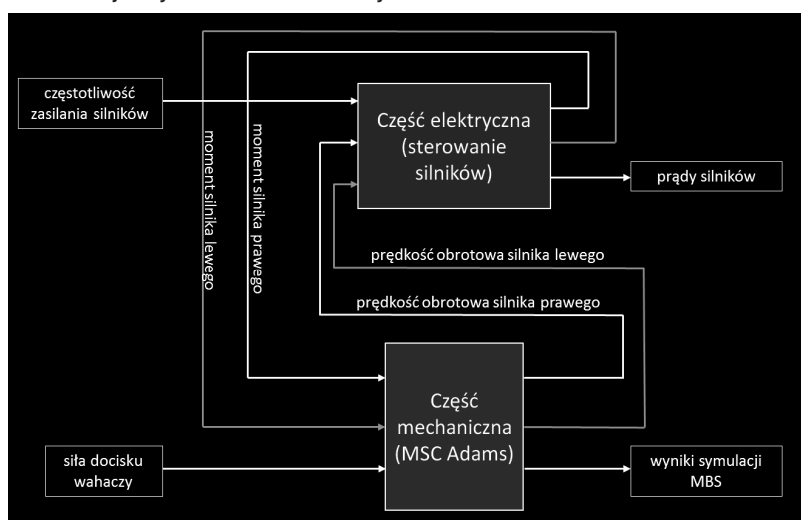
Przebieg sygnałów przedstawiono na rysunku 4. Podczas symulacji rejestrowano m.in.: prędkości obrotowe silników, wartości momentów obrotowych na kołach napędzających oraz prądów pobieranych przez silniki elektryczne.

2.1. Układ napędowy ciągnika PCA-1

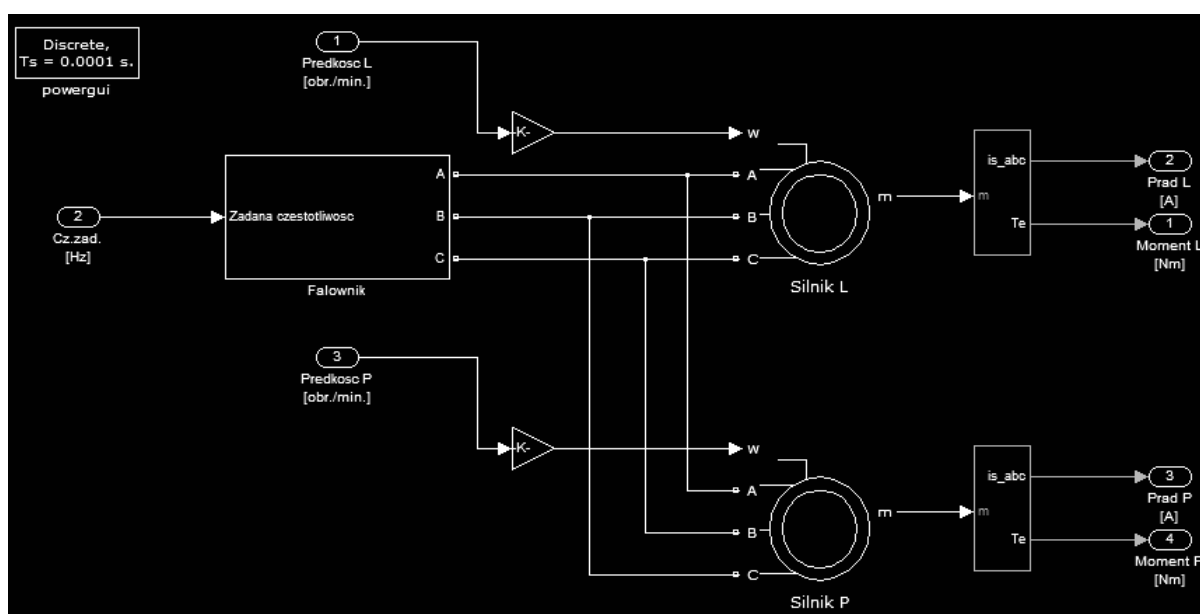
Układ napędowy ciągnika PCA-1 zbudowano w programie Matlab-Simulink. Składa się on z dwóch silników elektrycznych oraz falownika. Bloki silników sparametryzowano zgodnie z danymi silnika typu SGKg80-4HP, w które wyposażono ciągnik PCA-1. Układ napędowy ciągnika PCA-1 przedstawiono na rysunku 5.

2.2. Model geometryczny wózka napędowego

Do analiz numerycznych zastosowano model geometryczny wózka napędowego ciągnika PCA-1 opracowany w środowisku programu CAD (rys. 6).



Rys.4. Przebieg sygnałów pomiędzy modelem fizycznym (MSC Adams) i układem napędowym (Matlab-Simulink) [1]



Rys.5. Układ napędowy ciągnika PCA-1 w programie Matlab-Simulink [1]

2.3. Model fizyczny wózka napędowego

Na podstawie modelu geometrycznego opracowano model fizyczny wózka napędowego (rys. 7). Budowa modelu fizycznego polegała na usunięciu zbędnych podzespołów i elementów z modelu geometrycznego, nie mających wpływu na wyniki symulacji numerycznej, a ułatwiających i przyspieszających czas obliczeń. Do głównych uproszczeń należą:

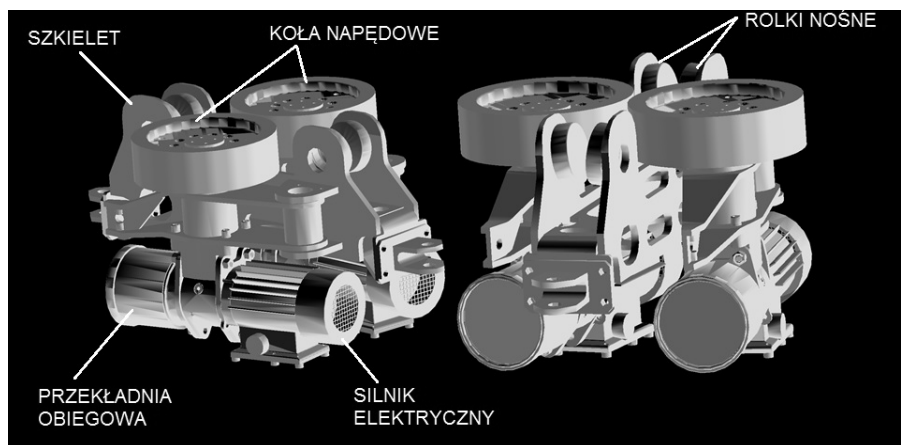
- modyfikacja obudowy silnika,
- scalenie okładzin z kołem ciernym,
- scalenie obudowy silnika z wahaczami,
- usunięcie otworów montażowych kół ciernych.

W modelu fizycznym poszczególne bryły wózka napędowego połączone ze sobą poprzez nadanie więzów geometrycznych o różnej liczbie stopni swobody.

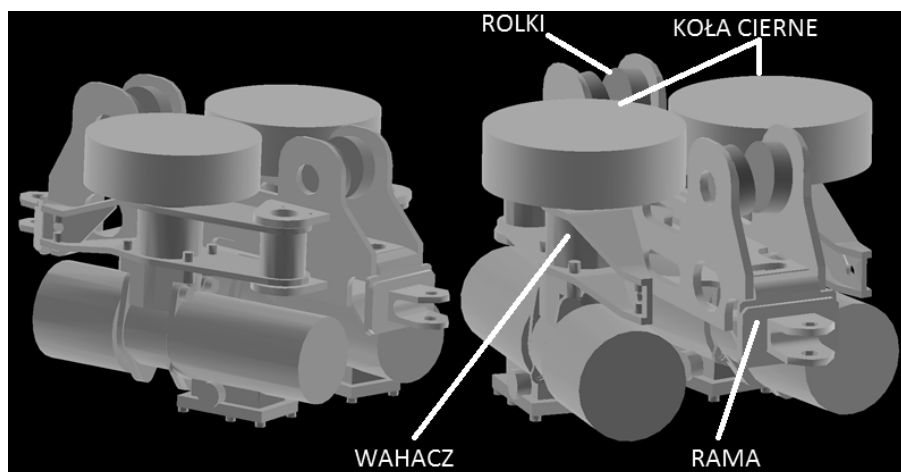
Rolki, na których wózek napędowy przemieszcza się po szynie połączone z ramą ciągnika za pomocą

więzów obrotowych (o jednym stopniu swobody). Możliwy był zatem obrót rolek wokół zdefiniowanych osi obrotu (rys. 8a). Więzy obrotowe zastosowano także do połączenia kół ciernych z wahaczami oraz wahaczy z ciągnikiem (rys. 8b i c). Połączenia te umożliwiły obrót koła ciernego wokół zdefiniowanej osi obrotu, z zapewnieniem stałego kontaktu koła ciernego z szyną podwieszoną, czego efektem było działanie siły tarcia i przemieszczanie się ciągnika w żądanym kierunku.

Utworzono modele kontaktów pomiędzy szyną trasy podwieszoną a rolkami jezdnyymi, kołami ciernymi oraz ramą ciągnika. Modele kontaktów umożliwiły przemieszczanie się ciągnika PCA-1 wzdłuż zdefiniowanej trasy podwieszonej. W modelu kontaktu kół ciernych z szynami wprowadzono stały współczynnik tarcia o wartości 0,4. W pozostałych modelach kontaktu współczynnik tarcia wyniósł 0,5.



Rys.6. Model geometryczny wózka napędowego ciągnika PCA - 1 opracowany w środowisku programu CAD [1]

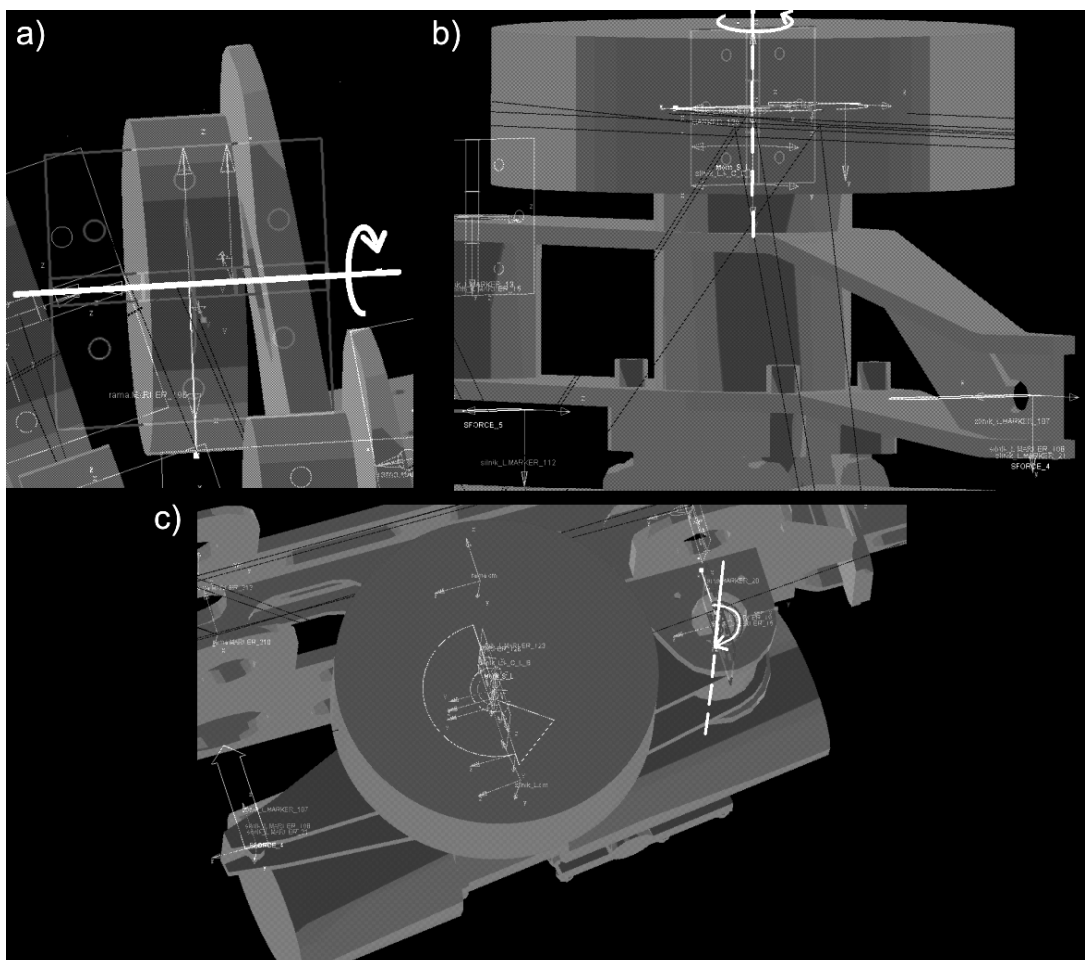


Rys.7. Model fizyczny wózka napędowego ciągnika PCA-1 [1]

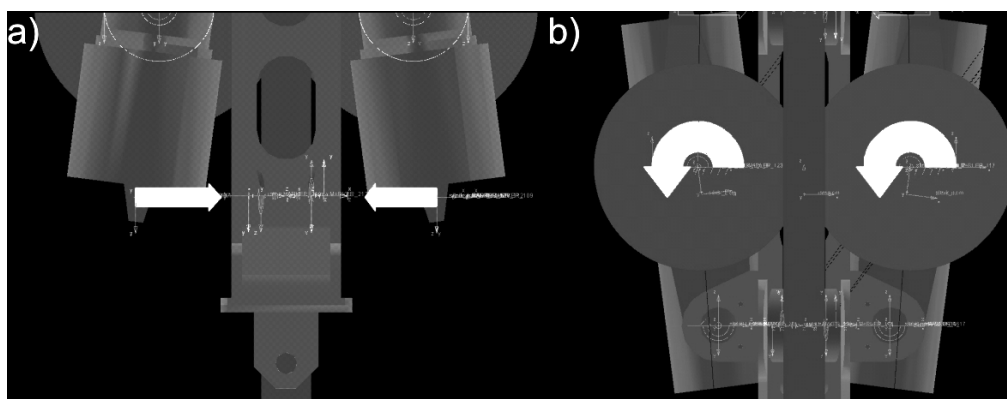
Wahacze, na których zamontowano silnik oraz koła cienne, dociskane były poprzez sprężyny, co pozwalało na uzyskanie odpowiedniej siły tarcia pomiędzy kołami ciernymi a szyną. Zakres siły docisku sprężyny zastosowanej w ciągniku wahał się w przedziale 3,5 do 5,7 kN. W celu uzyskania możliwości zmiany siły docisku kół ciernych w modelu fizycznym, sprężynę dociskającą zastąpiono parą wektorów o zdefiniowanym kierunku i zwrocie. Wartość siły była wielkością parametryczną, co pozwalało na jej zmianę podczas

analiz numerycznych. Widok zdefiniowanej pary wektorów ściskających wahacze przedstawiono na rysunku 9a.

Rzeczywisty ciągnik PCA-1 napędzany jest silnikami elektrycznymi, generującymi moment obrotowy multiplikowany w przekładni i przekazywany jest na koła cienne. Koła cienne wprowadzają ciągnik w ruch wzdłuż szyny. W modelu obliczeniowym zdefiniowano dwa wektory momentu obrotowego



Rys.8. Więzy geometryczne w modelu fizycznym wózka napędowego: a) połączenie rolek z ramą – więź obrotowy, b) połączenie koła ciernego z wahaczem – więź obrotowy, c) połączenie wahacza z ramą – więź obrotowy [1]



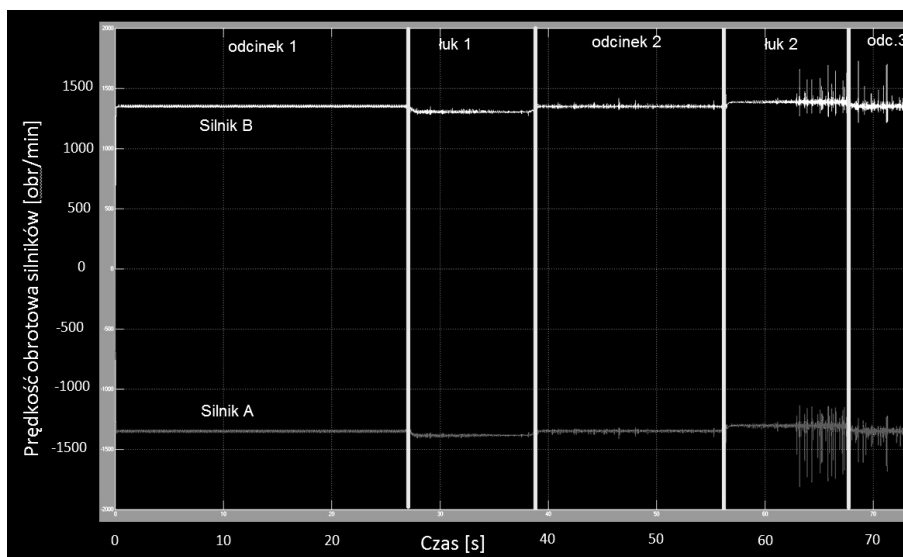
Rys.9. Widok pary wektorów sił dociskających koła cienne do szyny (a) oraz wektorów momentów napędowych na kołach ciernych (b)

przyłożone do kół ciernych. Wartość zadawanego momentu była wartością parametryczną i wynikała bezpośrednio z prędkości obrotowej silnika elektrycznego, obciążenia ciągnika oraz częstotliwości prądu zasilającego. Widok zdefiniowanych wektorów momentów przedstawia rysunek 9b.

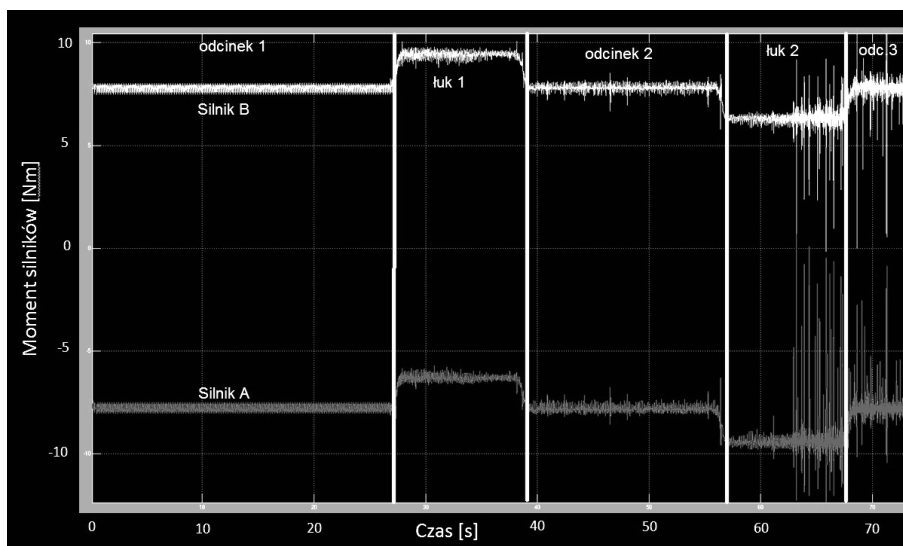
3. Wyniki badań symulacyjnych

Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych po przejeździe ciągnika PCA-1 wzdłuż

poziomej trasy przedstawionej na rysunku 3. Podczas przejazdu przez pierwszy odcinek trasy oba silniki napędowe obracały się z tą samą prędkością i były obciążone równomiernie momentem wynoszącym 7,8 Nm. Przejazd przez pierwszy łuk spowodował wzrost momentu obciążenia silnika, znajdującego się po wewnętrznej stronie łuku trasy (silnik B), jednocześnie malała wartość momentu obciążenia silnika znajdującego się po zewnętrznej stronie (silnik A). Zgodnie z charakterystyką mechaniczną silnika elektrycznego prędkości obu silników napędowych



Rys.10. Wykres prędkości obrotowej silników elektrycznych [1]



Rys.11. Wykres momentów generowanych przez silniki elektryczne [1]

Zestawienie wartości momentów silników dla siły pociągowej 3,7 kN [1]

Tabela 1

	Silnik B na prostej	Silnik A na prostej	Silnik B na łuku 1	Silnik A na łuku 1	Silnik B na łuku 2	Silnik A na łuku 2
Moment	7,8 Nm	7,8 Nm	9,6 Nm	6 Nm	6 Nm	9,6 Nm
Krotność momentu	k = 1	k = 1	k = 1,23	k = 0,77	k = 0,77	k = 1,23

gdzie: k = krotność momentu silnika typu SGKg80-4HP ($T_n = 7,8$ Nm)

ciągnika PCA-1 uległy zmianie proporcjonalnie do momentów obciążenia. Po przejechaniu przez łuk, momenty obciążenia oraz prędkości silników wyrównały się. Przejazd przez kolejny łuk, w prawo, był analogiczny do przejazdu przez pierwszy łuk, z tą różnicą, że role silników zmieniły się, co jest widoczne na wykresach.

W tabeli 1 przedstawiono zestawienie wartości momentów obciążenia silników na odcinku prostym oraz na łukach trasy w czasie przejazdu ciągnika PCA-1 obciążonego siłą 3,7 kN (maksymalną siłą uciągu ciągnika).

Jazda ciągnika PCA-1 po łukach o najmniejszym dopuszczalnym promieniu skrętu, powoduje zmianę obciążania się silników o 23%. Taka różnica zmian obciążeń dla napędu dwusilnikowego, które zasilane są z jednego falownika jest w tym przypadku dozwolona, gdyż oba koła napędowe nie są sztywno ze sobą połączone, lecz są dociskane do profilu trasy za pomocą sprężyn.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały (tabela 1), że przy maksymalnym obciążeniu ciągnika PCA-1, podczas jazdy po łuku, o najmniejszym dopuszczalnym promieniu skrętu, następuje wzrost wartości momentu o krotności równej 1,23 w stosunku do momentu znamionowego silnika elektrycznego. Jest to krotność dopuszczalna, która nie prowadzi do zadziałania zabezpieczeń silników elektrycznych (maksymalna przeciążalność wynosi 2,1). Z wykresu 10 można wywnioskować, że jazda ciągnika PCA-1 po łukach trasy odbywała się w sposób płynny, nie

występowały nagłe skokowe zmiany w prędkościach obu silników. W celu weryfikacji badań symulacyjnych przeprowadzone zostaną badania na rzeczywistym obiekcie.

Literatura

1. Konsek R., Kaczmarczyk K., Szewerda K.: Manewrowy ciągnik elektryczny do transportu materiałów i ludzi. ITG KOMAG Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
2. Konsek R., Kaczmarczyk K., Budzyński Z., Polnik B.: Podwieszony ciągnik akumulatorowy PCA-1. Napędy i Sterowanie nr 7/8 2013, s.112-115.
3. Winkler T., Tokarczyk J.: Tworzenie wirtualnych prototypów maszyn górniczych. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007.
4. Konsek R., Szewerda K., Tokarczyk J., Kaczmarczyk K.: Badania symulacyjne podwieszonego ciągnika PCA-1 z nierównomiernym stopniem zużycia kół ciernych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność, KOMTECH 2013. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2013.
5. Konsek R.: Nowoczesny napęd akumulatorowy ciągnika PCA-1 jako alternatywa dla obecnie stosowanych napędów w ciągnikach transportowych. Maszyny Elektryczne, Zeszyty Problemowe BOBRME Komel 2012 nr 95 s. 1-5.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2013 r.