

MODELOWANIE I BADANIA SYMULACYJNE HYDRAULICZNEGO UKŁADU ZAPEWNIENIA STABILNOŚCI POJAZDU

Andrzej Auguściński¹, Bartosz Minorowicz²

¹Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, ²Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania

Streszczenie. W artykule zaprezentowano sposób modelowania i badania symulacyjne stateczności koncepcyjnej konstrukcji mobilnej maszyny roboczej. Założenia maszyna ma poruszać się po grząskim i nierównym terenie o zmiennych własnościach mechanicznych. Napęd stanowią trzykółka umieszczone szeregowo wzdłuż osi podłużnej pojazdu. Za stateczność odpowiedzialna jest para bocznych kół podporowych na ramionach, połączonych z ramą pojazdu. Autorzy przedstawili w artykule problematykę oraz różne warianty koncepcyjne zapewniające stateczność maszyny podczas ruchu. Do badań symulacyjnych wybrano układ z teleskopowymi ramionami. Regulacja długości ramion realizowana jest za pomocą siłowników hydraulicznych. Zastosowano napęd hydrauliczny z uwagi na jego zaletę, jaką jest zdolność do przenoszenia bardzo dużych sił oraz wykonywania ruchu liniowego w szerokim zakresie prędkości. Dla tego rozwiązania zaprojektowano układ mechaniczno hydrauliczny, a następnie model fizyczny, który poddano pewnym uproszczeniom i ten ostatni model stał się podstawą do badań symulacyjnych stateczności pojazdu. Wyniki badań przedstawiają zachowanie się układu dla różnych prędkości ruchu i zmian profilu terenu. Do eksperymentów symulacyjnych posłużono się oprogramowaniem Matlab/Simulink.

Słowa kluczowe: układ hydrauliczny, symulacja, modelowanie, maszyny robocze, stabilizacja

MODELING AND SIMULATION RESEARCH OF A HYDRAULIC STABILITY SYSTEM FOR VEHICLE

Abstract. The paper presents the modeling and stability simulation tests of conceptual design of mobile working machine. By design the machine has to move on a muddy and uneven terrain with variable mechanical properties. The drive consists of three wheels arranged in series along the longitudinal axis of the vehicle. For the stability responsible is the pair of side wheels supporting on the shoulders and connected to the vehicle frame. The authors presented in the article the problems and different variants of a conceptual machinery to ensure stability during movement. For the simulation tests selected system with telescopic arms. Adjust the length of the arms is achieved by hydraulic actuators. Hydraulic actuator was used because of its advantage, which is the ability to move very large forces and perform linear motion over a wide speed range. Mechanical and hydraulic system was designed for this solution, and physical model which has been simplified, and last model became basic for simulation studies of stability of the vehicle. The results represent the behaviour of the system for different speeds of movement and changes in terrain profile. For the simulation experiments used a Matlab/Simulink software.

Keywords: hydraulic circuit, simulation, modeling, working machines, stabilisation

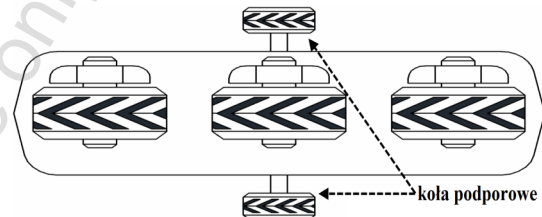
Wstęp

Historia wykorzystania komputerowego wspomaganie pracy (CAx), rozpoczyna się wraz upowszechnieniem się w komercyjnym użyciu pierwszych komputerów. Pojawienie się programów z grupy CAE umożliwiło wykorzystanie rosnącej ciągle mocy obliczeniowej układów scalonych do rozwiązywania skomplikowanych układów równań. Główne cele stosowania technik komputerowego wspomaganie prac inżynierskich przedstawiono w [4]. Swoje miejsce w kategorii CAE znalazło również oprogramowanie symulacyjne (SIM), które umożliwiło przeniesienie całości prac związanych z modelowaniem i badaniami symulacyjnymi do środowiska wirtualnego [2, 3, 4]. Wady i zalety używania symulacji w badaniach opisano w [5], rozwój języków symulacyjnych zawarto w [4].

Wdrożenie produkcyjne nowego produktu przeważnie związane jest z budową egzemplarzy prototypowych, co związane jest ze znacznymi nakładami finansowymi. Część tych nakładów można ograniczyć przenosząc niektóre badania do wirtualnej rzeczywistości. Taki sposób działań wybrali autorzy tego artykułu. Zastosowano symulację komputerową w celu przetestowania uproszczonego modelu układu odpowiedzialnego za stateczność maszyny roboczej.

1. Wprowadzenie i określenie problemu

Koncepcja budowy mobilnej maszyny roboczej z jednym rzędem szeregowo umieszczonych kół jezdnych posiada swoje mocne i słabe strony. Jej główną zaletą jest możliwość zastosowania opon o bardzo dużej szerokości, co minimalizuje nacisk na powierzchnię. Jest to bardzo ważna cecha maszyny, ponieważ za założenia jest ona przeznaczona do poruszania się po drogach o nawierzchniach nieutwardzonych, głównie w terenie grząskim o silne zmiennych właściwościach mechanicznych gruntu. Duża powierzchnia styku powoduje lepsze przeniesienie siły napędowej z kół jezdnych na podłoże oraz poprawienie właściwości trakcyjnych. Wadą tego rozwiązania jest to, że z powodu dużej średnicy kół jezdnych, wysoko umieszczony jest środek masy pojazdu. Dlatego dla zapewnienia stateczności podczas jazdy i pracy zdecydowano się na dodanie do maszyny pary kół podporowych,



Rys. 1. Koncepcja układu jezdnego mobilnej maszyny roboczej

co pokazano na rys. 1. Układ jezdny takiej maszyny zakwalifikować można do pojazdów trójśladowych.

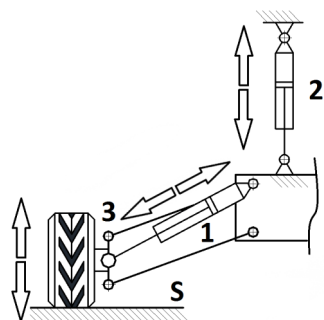
Zagadnienie stateczności maszyny ważne jest z kilku powodów. Brak stateczności może doprowadzić do utraty zdolności kierowania, a w skrajnej sytuacji do przewrócenia się pojazdu. Dobra stateczność może przyczynić się również do zapewnienia równomiernej pracy osprzętu zamontowanego na pojeździe oraz uzyskanie wysokiej jakości jego wykorzystania. Działający sprawnie system zapewnienia właściwej stateczności ma również wpływ na komfort pracy operatora.

2. Różne warianty układu zapewnienia stateczności

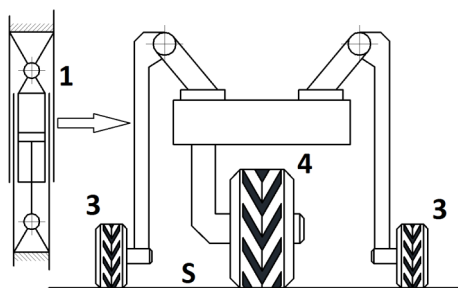
W wyniku prac nad konstrukcją pojazdu powstały cztery koncepcje mechaniczno hydraulicznego układu zapewnienia stateczności pojazdu:

- układ oparty na równoległoboku przegubowym. Koncepcja ta, chociaż ciekawa została porzucona ze względu na jej stopień skomplikowania (rys. 2),
- układ teleskopowy (rys. 3),
- układ korbowy (rys. 4),
- układ dźwigniowy (rys. 5).

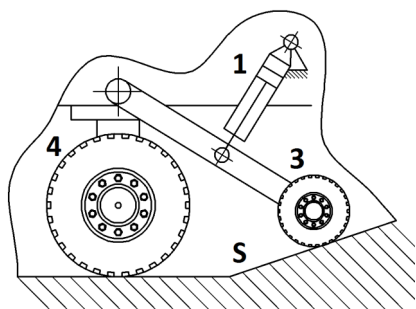
Wszystkie cztery wymienione układy pracują w identyczny sposób. Ich wspólną cechą jest zastosowanie ramion bocznych wyposażonych w napęd hydrauliczny. Obecna technika napędu i sterowań hydraulicznych pozwala na uzyskiwanie krótkich czasów reakcji, oraz ciągłej regulacji w systemie closed loop.



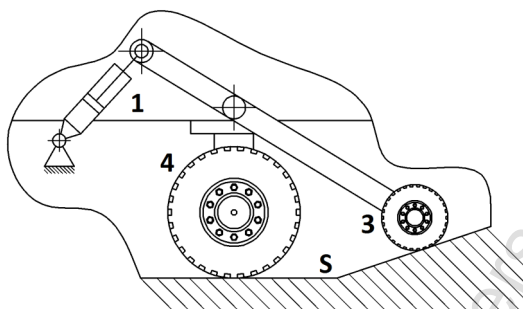
Rys. 2. Układ zawieszenia z równoległobokiem przegubowym



Rys. 3. Teleskopowy układ zawieszenia



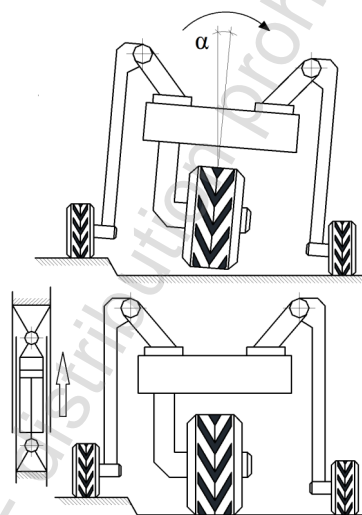
Rys. 4. Układ korbowy



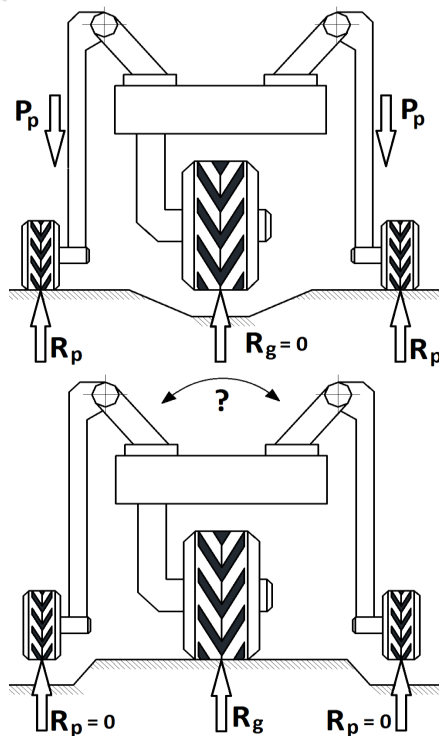
Rys. 5. Układ dźwigniowy

Dużą zaletą jest także bardzo korzystny stosunek mocy do masy układu. Wadą może być cena zastosowania techniki proporcjonalnej. Zapewnienie stateczności to jedyne zadanie ramion. Założono, że cały ciężar maszyny będzie przeniesiony na podłoże poprzez koła główne. Reakcja każdego z kół jezdnych podporowych stanowić będzie 5% reakcji wywieranej przez koła jezdne główne. Najważniejszymi elementami układu są: *1* – siłownik, *2* – siłownik odpowiadający za ustalenie położenia w osi pionowej, *3* – kompletne koło jezdne, *4* – jedno z kół jezdnych oraz powierzchnia *S*, po której porusza się maszyna. W chwili, gdy koło napotka przeszkodę, np. niewielkie wzniesienie, spowoduje to wzrost ciśnienia w komorze pod tłocznikiem siłownika *1*. Rezultatem tego będzie takie przesterowanie zaworu rozdzielającego, aby umożliwić swobodny wypływ cieczy z tej komory, aż do ustalenia założonego ciśnienia. W przypadku większej przeszkody (rys. 2), na chwilę przed uzyskaniem maksymalnego skoku pierwszego stopnia zawieszenia, układ sterujący podniesie za pomocą siłownika *2* całe zawieszenie do góry, do momentu aż pozycja w siłowniku *1* osiągnie tą ze stanu ustalonego.

Do badań symulacyjnych został wybrany układ teleskopowy. Analizie poddano możliwe do wystąpienia podczas eksploatacji przypadki rys. 6, 7. Typową sytuacją jest, gdy jedno z kół podporowych napotyka przeszkodę. Prowadzi to do odchylenia się środka masy maszyny od osi pionowej i zaburzenia stateczności. Utrata kontaktu kół jezdnych z podłożem nastąpić może, gdy jedno z kół podporowych, lub oba naraz, najjeżdżają na przeszkodę. Następuje wtedy przeniesienie się całości lub części ciężaru maszyny na ramiona, konstrukcyjnie nie przystosowane do tak dużych obciążeń.



Rys. 6. Idea działania teleskopowego układu zawieszenia



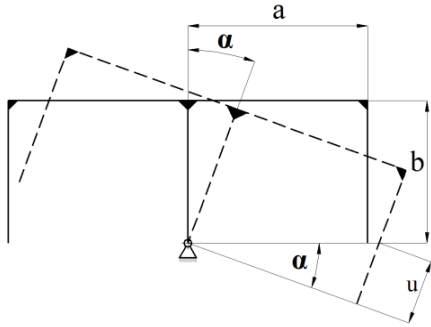
Rys. 7. Najbardziej niekorzystne sytuacje jakie mogą wystąpić podczas jazdy maszyny

Oprócz tego pojazd może utracić w tych sytuacjach zdolności do manewrowania. Najbardziej niekorzystną sytuacją jest, gdy oba koła jezdne podporowe tracą jednocześnie kontakt z podłożem. Drobne zachwianie równowagi może być wtedy przyczyną przewrócenia się maszyny. Dlatego tak bardzo istotnym zagadnieniem jest zaprojektowanie układu hydraulicznego oraz regulacyjnego, aby jak najszybciej reagować na sytuacje opisane powyżej i utrzymać wychylenie maszyny w bezpiecznych granicach.

Celem działania układu sterującego w sytuacji przedstawionej na rys. 6 i 7 jest jak najszybsze uzyskanie kontaktu koła głównego z gruntem. Dla sytuacji z rys. 6 i założonych wymiarów gabarytowych $a = 2,5\text{m}$ i $b = 2\text{m}$ – rys. 8, wyznaczono zależność wychylenia kąтового α od wartości uchybu u :

$$\alpha = \arctan(u/a) [^\circ] \quad (1)$$

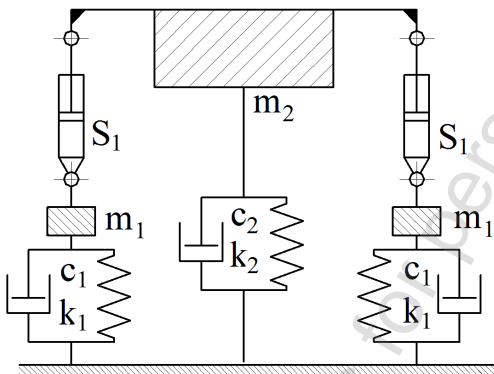
Za bezpieczny poziom wychylenia przyjęto $\alpha = 3^\circ$, czemu odpowiada wartość uchybu u około 130 mm.



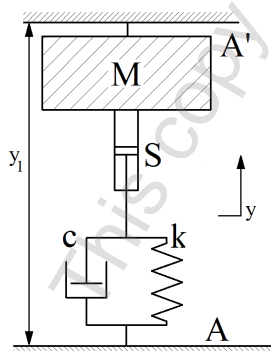
Rys. 8. Założenia konstrukcyjne

3. Model mechaniczny

Wariant przedstawiony na rys. 3, został zapisany w formie schematu mechanicznego na rys. 9. Układ ten jest układem trójmasowym. Centralnie ułożona masa m_2 oraz masy m_1 reprezentujące masy ramion oraz kół jezdnych bocznych. Występują w nim dwa siłowniki S_1 dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem, znajdujące się w ramionach podporowych, których funkcja została wcześniej przedstawiona. Każdą z opon zastąpiono modelem uwzględniającym sprężystość i tłumienie promieniowe. Oba koła jezdne podporowe są takie same, dlatego opisane są przez współczynnik sztywności promieniowej k_1 oraz współczynnik tłumienia promieniowego c_1 . Koło jezdne oznaczone jest indeksem 2. Na potrzeby badań symulacyjnych powstał model układu zawieszenia pojazdu.



Rys. 9. Schemat mechaniczno hydrauliczny wariantu II

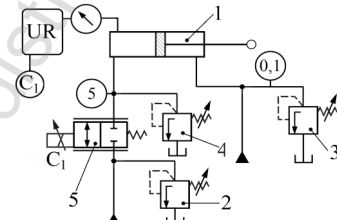


Rys. 10. Model symulacyjny układu zawieszenia pojazdu

Z masą M związane jest obciążenie przenoszone przez ramię podczas pracy. Tak stworzony model umożliwia przebadanie zachowania się układu w sytuacjach podobnych do przedstawionej, y – odległość w stanie ustalonym bez wymuszeń (na rys. 10 $y_1 = y$), Δy – amplituda wymuszenia. na rys. 6. Wszystko znajduje się w zamkniętej przestrzeni. Pominięte zostały zagadnienia związane z wytrzymałością mechaniczną. Ruch może odbywać się jedynie w kierunku osi pionowej y . Wymuszeniem kinematycznym jest zmiana odległości pomiędzy płaszczyznami A oraz A' . Odległość ta zmienia się w zakresie $y_1 = y \pm \Delta y$ gdzie: y_1 – odległość pomiędzy płaszczyznami, y – odległość w stanie ustalonym bez wymuszeń (na rys. 10 $y_1 = y$), Δy – amplituda wymuszenia.

4. Układ hydrauliczny

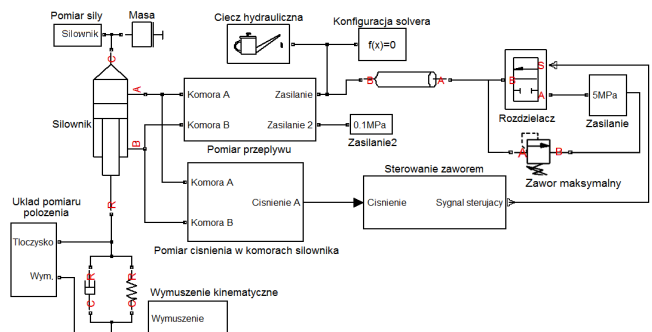
Parametrem regulowanym będzie ciśnienie panujące pod tłokiem siłownika, które w stanie ustalonym wynosić będzie 5 MPa. Układ składa się z siłownika dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem (1), zaworów przelewowych (2, 3), zaworu ciśnienia maksymalnego (4), ustawionego na wartość 5 MPa, rozdzielającego zaworu proporcjonalnego 2/2 (5), źródła zasilania, które nie jest w tym przypadku rozpatrywane oraz układu regulacji UR (rys. 11).



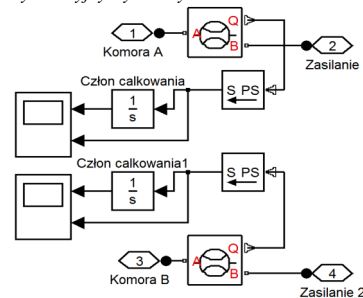
Rys. 11. Schemat układu hydraulicznego

5. Model symulacyjny

Na podstawie modelu układu mechanicznego (rys. 10) i schematu układu hydraulicznego (rys. 11) opracowany został model symulacyjny. W tym celu posłużono się programem Matlab/Simulink (rys. 12). W celu zwiększenia czytelności modelu zastosowano jak największą liczbę wyspecjalizowanych podsystemów (np. pomiar przepływu cieczy w przewodach zasilających, dodatkowo po scałkowaniu sygnału otrzymano zmiany objętości w czasie, rys. 13), pozostawiając w części głównej modelu tylko niezbędne elementy. W układzie regulacji wykorzystano typowy regulator typu P (proporcjonalny).



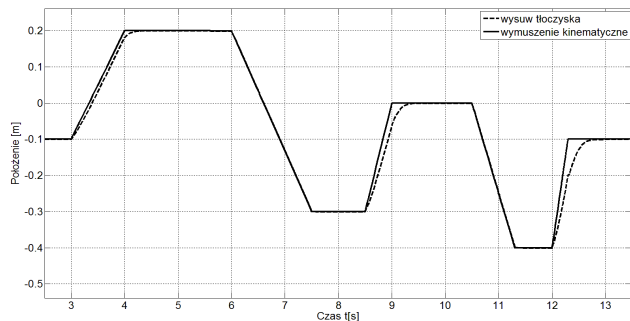
Rys. 12. Model symulacyjny wykonany w Simulinku



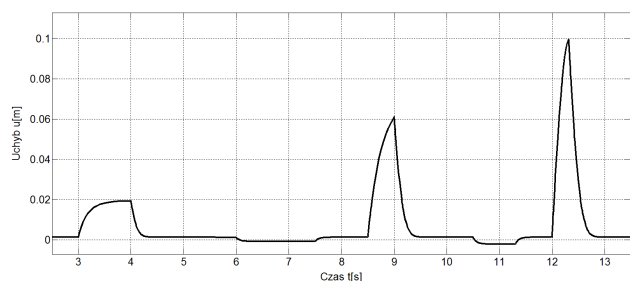
Rys. 13. Podsystem pomiaru przepływu cieczy

6. Wyniki badań symulacyjnych

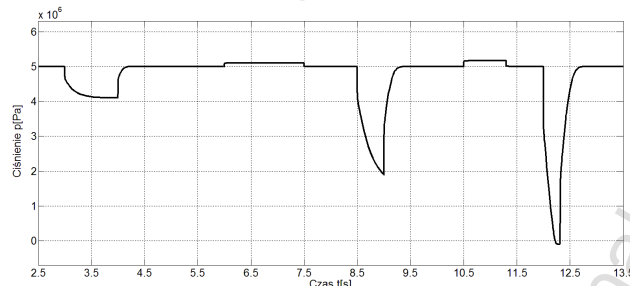
Wartości dodatnie przemieszczeń tłoczyska oznaczają pojawienie się przeszkody w postaci obniżenia w gruncie. Zmiana profilu terenu została zobrazowana jako zmiana położenia osi koła jeźdźnego, w osi pionowej y w zależności od czasu t , dla prędkości roboczej 1 m/s.



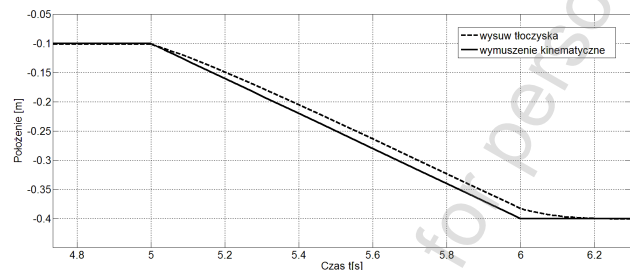
Rys. 14. Porównanie zmian położenia osi koła w czasie dla wymuszenia kinematycznego oraz zmian pozycji tłoka w siłowniku



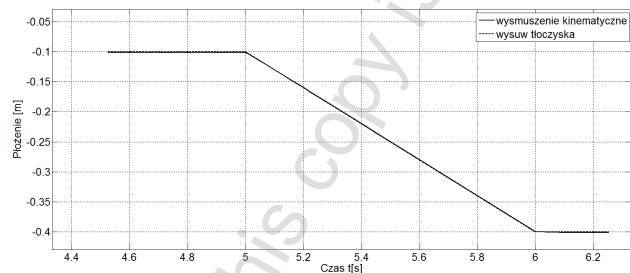
Rys. 15. Maksymalna wartość uchybu położenia osi koła w czasie



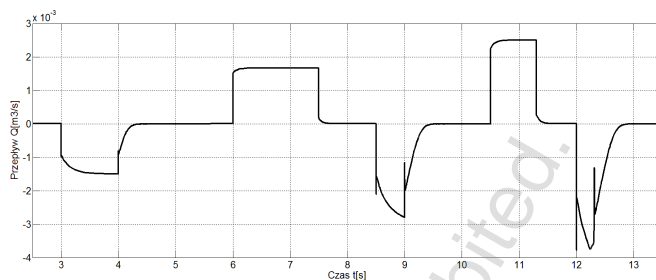
Rys. 16. Wykres zmian ciśnienia w komorze siłownika, w zależności od czasu



Rys. 17. Najazd na przeszkodę bez zaworu maksymalnego 4 rys 11



Rys. 18. Najazd na przeszkodę z zaworem maksymalnym 4 rys 11



Rys. 19. Zależność przepływu Q od czasu t dla prędkości roboczej 1 m/s (napelnianie komory pod tłokiem)

7. Wnioski

Pierwsze wyniki badań są obiecujące i zachęcają do dalszego rozwoju tego tematu. Dla prędkości roboczej 1 m/s, ani razu nie została przekroczona graniczna wartość uchybu ustalona w punkcie 2. (rys. 14 i 15). Wartość uchybu zależy od dwóch parametrów: prędkości ruchu oraz wielkości napotkanej na drodze przeszkody. Układ sprawdza się dobrze podczas najazdu na wzniesienie, wówczas ubytek cieczy z komory pod tłokiem siłownika regulowany jest jedynie za pomocą zaworu maksymalnego 4 rys. 11, 14 i 18. Gorzej jest w sytuacji podczas nagłego pojawienia się zagłębienia, wtedy za zmiany położenia tłoczyska odpowiada układ regulacji rys. 11. Ponieważ wielkością regulowaną jest wielkość ciśnienia w komorze pod tłokiem siłownika, dlatego wielkość uchybu jest zależna od dynamiki jego zmian rys. 16, dodatkowo do sterowania wykorzystano regulator P. Zastosowanie pomiaru przepływu cieczy pozwala na dobranie wydatku pompy gwarantującej zachowanie stateczności pojazdu w założonych warunkach (rys. 19). Na rys. 17 i 18 ukazano poprawę pracy układu zawieszenia poprzez dodanie zaworu maksymalnego przed komorą A siłownika.

Literatura

- [1] Banks J., Nelson B. L., Nicol D. L.: *Discrete-Event System Simulation 5th edition*. New Jersey: Prentice Hall, 2009.
- [2] Böhn J. H., Myklebust A.: *Computer aided design [W:] McGraw-Hill Concise Encyclopedia of Science and Technology*. New York City: The McGraw-Hill Professional, New York City 2009.
- [3] Chlebus E.: *Techniki komputerowe Cax w inżynierii produkcji*. Warszawa: WNT, 2000.
- [4] MacKrell J., Herzog B.: *Encyclopedia of computer science*. Chichester: John Wiley and Sons Ltd., Chichester, 2000.
- [5] Maria A.: *Introduction to modeling and simulation*. Winter Simulation Conference 1997.

Dr inż. Andrzej Auguściński

Jest opiekunem specjalności Mechatronika. Prowadzi wykłady z przedmiotów: Podstawy Konstrukcji Maszyn, Podstawy Pneumatyki i Hydrauliki, Układy Hydrauliczne i Pneumatyczne. Jego główne obszary zainteresowań naukowych to: teoria konstrukcji, dynamika układów napędowych. Jest autorem i współautorem ok. 30 publikacji naukowych



Mgr inż. Bartosz Minorowicz

e-mail: bartosz.minorowicz@doctorate.put.poznan.pl

Autor jest doktorantem w Zakładzie Urządzeń Mechatronicznych. Swoją działalność naukową skupia wokół zagadnień związanych z konstrukcją urządzeń elektrohydraulicznych oraz narzędzi CAX. Największe dotychczasowe osiągnięcia to: Medal Rektora Politechniki Poznańskiej przyznany w 2011 roku oraz wygrana w konkursie NOT na najlepszą pracę dyplomową w Wielkopolsce.

