

## DYNAMICS OF IMPACT OF AGRICULTURAL MACHINERY ON THE TRACTORS IN THE PROCESS OF TRANSPORT

### Summary

The paper presents a mathematical model, which may be used for analyzing the behaviour of tractor – agricultural machine combinations at the preliminary design stages. In the study, it was adopted flat, two-wheeled tractor model including, by forces applied to the hitch pin, trailer's impact on the behaviour of unit. Its implementation uses the Simulink module of the Matlab environment. Examples of simulation calculations are presented. Obtained results enable to estimate the impact of the agricultural machinery to the tractor behaviour on the road.

**Key words:** modeling, simulation, agricultural machine

## DYNAMIKA ODDZIAŁYWANIA MASZYN ROLNICZYCH NA CIĄGNIK W PROCESIE TRANSPORTU

### Streszczenie

W artykule przedstawiono model matematyczny, który może posłużyć do analiz zachowania zestawów ciągnik – maszyna rolnicza we wstępnych etapach projektowania. Przyjęto w ramach studium płaski model dwukołowy „jednośladowy” ciągnika uwzględniający, poprzez siły przyłożone na czop zaczepu, wpływ przyczepy na zachowanie ruchu agregatu. Do jego implementacji zastosowano moduł Simulink środowiska Matlab. Przedstawiono przykłady obliczeń symulacyjnych. Uzyskane wyniki pozwalają na ocenę wpływu oddziaływania maszyn rolniczych na zachowanie ciągnika podczas ruchu na drodze.

**Słowa kluczowe:** modelowanie, symulacja, maszyny rolnicze

### 1. Wstęp

Jednym z problemów spotykanych w trakcie projektowania i badań maszyn rolniczych jest przewidywanie zachowania agregatu składającego się z ciągnika i połączonej z nim maszyny. Obecnie agregaty rolnicze mogą poruszać się po drogach publicznych z prędkościami wynikającymi z możliwości ruchowych ciągnika, np. 40 km/h. Prędkość 40 km/h przy pokonywaniu przez agregat łuków drogi publicznej jest znaczącą z punktu widzenia czynnego bezpieczeństwa ruchu. Bezpieczeństwo czynne, w którego skład wchodzi między innymi kierowność oraz stateczność ruchu pojazdu, są głównymi elementami rozpatrywanymi w ramach rozwiązywania problemów dynamiki pojazdu, dla którego należy zbudować model adekwatny do reprezentowania badanych zjawisk, jakie zachodzą w czasie ruchu agregatu rolniczego.

W artykule przedstawiono koncepcję modelu matematycznego, który może posłużyć do takich analiz. Jest to płaski model dwukołowy, który opisuje zachowanie pojazdu poruszającego się ze zmienną prędkością po torze prób w kształcie "ósemki". Model ciągnika uwzględnia, poprzez siły przyłożone na czop zaczepu, wpływ przyczepy na zachowanie ruchu agregatu. Dzięki zastosowanemu uproszczeniu jest stosunkowo nieskomplikowany. W dostatecznym stopniu uzależnia jednak parametry ruchu ciągnika od jego parametrów geometrycznych i masowych oraz od oddziaływań wynikających z zagregowania maszyn rolniczych. Do jego implementacji zastosowano moduł Simulink środowiska Matlab.

### 2. Rodzaje połączeń kinematycznych ciągnika z maszyną rolniczą

Najczęściej stosowana metoda agregacji maszyny rolniczej z ciągnikiem polega na wykorzystaniu trzypunktowego układu zawieszenia (rys. 1).



Rys. 1. Połączenie maszyny rolniczej z ciągnikiem przy użyciu trzypunktowego układu zawieszenia  
Fig. 1. The combination of agricultural machine with tractor using three-point hitch linkage

Połączenie takie powoduje, że maszyna rolnicza prowadzona jest przez ciągnik zgodnie z jego kierunkiem ruchu. Układ ten pozwala jednak na przemieszczanie się pionowe maszynie. W maszynie są częstokroć wykorzystywane koła pomocnicze dla odciążenia pionowego ciągnika.

Bardzo często używanym połączeniem ciągnika rolniczego z maszyną rolniczą jest zaczep kulowy i zaczep standardowy (rys. 2).



Rys. 2. Zaczep łączący maszynę rolniczą z ciągnikiem  
Fig. 2. Hitch connects agricultural machine with tractor

Z przedstawionych przykładów wynika, że stosowane są dwa rodzaje połączeń kinematycznych ciągnika z maszyną rolniczą:

- pierwszy rodzaj – przenoszący siły wzdłużne i poprzeczne – typ I (maszyna rolnicza związana z ciągnikiem w sposób sztywny w płaszczyźnie poziomej),
- drugi rodzaj – przenoszący siły wzdłużne, poprzeczne oraz pionowe – typ II (maszyna rolnicza powiązana z ciągnikiem przegubowo).

Wynika stąd, że bardziej ogólnym przypadkiem jest zagregowanie maszyny rolniczej z ciągnikiem przy użyciu przegubu typu II, ponieważ przenosi on siły od maszyny rolniczej w trzech kierunkach zarówno w czasie transportu, jak i podczas realizacji procesu technologicznego. Typ II przegubu można zastąpić przegubem stosowanym w pojazdach samochodowych pozwalających na połączenie przyczepy z pojazdem.

W celu wyznaczenia wszystkich parametrów związanych z określeniem dynamiki, do badań przyjęto rolniczy agregat transportowy przedstawiony na rys. 3. Służy on rolnikom do przewożenia nie tylko płodów rolnych, lecz również zwierząt. Do przewozu zwierząt stosowane są specjalne zabudowy skrzyni. Przyczepa połączona jest z pojazdem przy użyciu przegubu typu II (przegub kulowy).

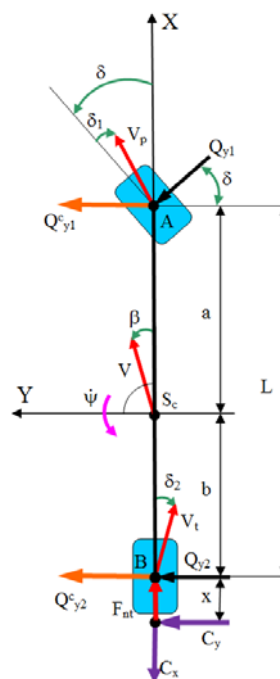


Rys. 3. Badany obiekt  
Fig. 3. Vehicle intended for tests

### 3. Charakterystyka modelu

Model fizyczny przyjętego do studium dynamiki agregatu rolniczego przedstawiono na rys. 4. Dla uproszczenia rozpatrywania dynamiki takiego pojazdu przyjęto model jednośladowy, ponieważ rozważano dynamikę poprzeczną w aspekcie studium stateczności ruchu. Przyjęto następujące oznaczenia:

- $v$  – wektor prędkości środka ciężkości agregatu,
- $v_p, v_t$  – wektory prędkości kół przedniej osi ciągnika i tylnej osi ciągnika,
- $\delta_1, \delta_2$  – kąty znoszenia odpowiednio dla przedniego koła ciągnika oraz tylnego koła ciągnika,
- $\delta$  – kąt skrętu koła kierowanego,
- $\dot{\psi}$  – prędkość kątowna odchylenia, prędkość obrotu pojazdu w płaszczyźnie jezdni,
- $\beta$  – kąt bocznego znoszenia pojazdu,
- $Q_{y1}, Q_{y2}$  – siły poprzeczne działające na koła agregatu,
- $C_x, C_y$  – siła wzdłużna i poprzeczna, z jaką przyczepa działa na ciągnik,
- $Q_{y1}^c, Q_{y2}^c$  – siły poprzeczne, z jakimi przyczepa działa na osie ciągnika,
- $F_{nt}$  – siła napędowa tylna,
- $I_{zz}$  – moment bezwładności agregatu,
- $m$  – masa agregatu,
- $a, b$  – odległość odpowiednio osi przedniej oraz osi tylnej ciągnika od środka ciężkości agregatu,
- $x$  – odległość zaczepu od osi tylnej.



Rys. 4. Model „jednośladowy” ciągnika rolniczego poruszającego się po łuku drogi

Fig. 4. “Bicycle” model of a tractor moving along a path arc

Zakłócenia w postaci wymuszeń kinematycznych drogi zostały pominięte. Założono jazdę po równej, gładkiej nawierzchni – są to warunki, jakie z kolei zapewniono podczas badań eksperymentalnych. Założenie to jest słuszne dla zakresu analizowanych częstotliwości drgań nie przekraczających 25 Hz. Zapewnia to ich porównywalność.

Równania ruchu uzyskuje się sumując siły i momenty w środku ciężkości agregatu. Mając dane równanie równowagi dynamicznej dla oddziaływania sił poprzecznych (1) oraz równanie równowagi względem osi OZ (2), po przekształceniach otrzymuje się układ równań (5).

$$mv(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = Q_{y1} + Q_{y2} + Q_{y1}^c + Q_{y2}^c \quad (1)$$

$$I_{zz}\ddot{\psi} = (Q_{y1} + Q_{y1}^c) \cdot a - (Q_{y2} + Q_{y2}^c) \cdot b \quad (2)$$

Siły boczne działające na koła można określić za pomocą równań:

$$Q_{y1} = K_{\delta 1} \cdot \delta_1, \quad Q_{y2} = K_{\delta 2} \cdot \delta_2, \quad (3)$$

gdzie:

$K_{\delta 1}$ ,  $K_{\delta 2}$  – współczynnik sztywności poprzecznej osi przedniej i osi tylnej,

przy czym przyjęto założenie, że sztywność poprzeczna (zawieszenie osi oraz opony) jest liniowa, co można założyć dla przyspieszeń poprzecznych mniejszych od  $4 \text{ m/s}^2$ , natomiast siły poprzeczne pochodzące od przyczepy, a działające na pojazd można określić na podstawie równania momentów względem punktu A i B w postaci:

$$Q_{y1}^c = \frac{C_y \cdot x}{L}, \quad Q_{y2}^c = -\frac{C_y \cdot (L+x)}{L} \quad (4)$$

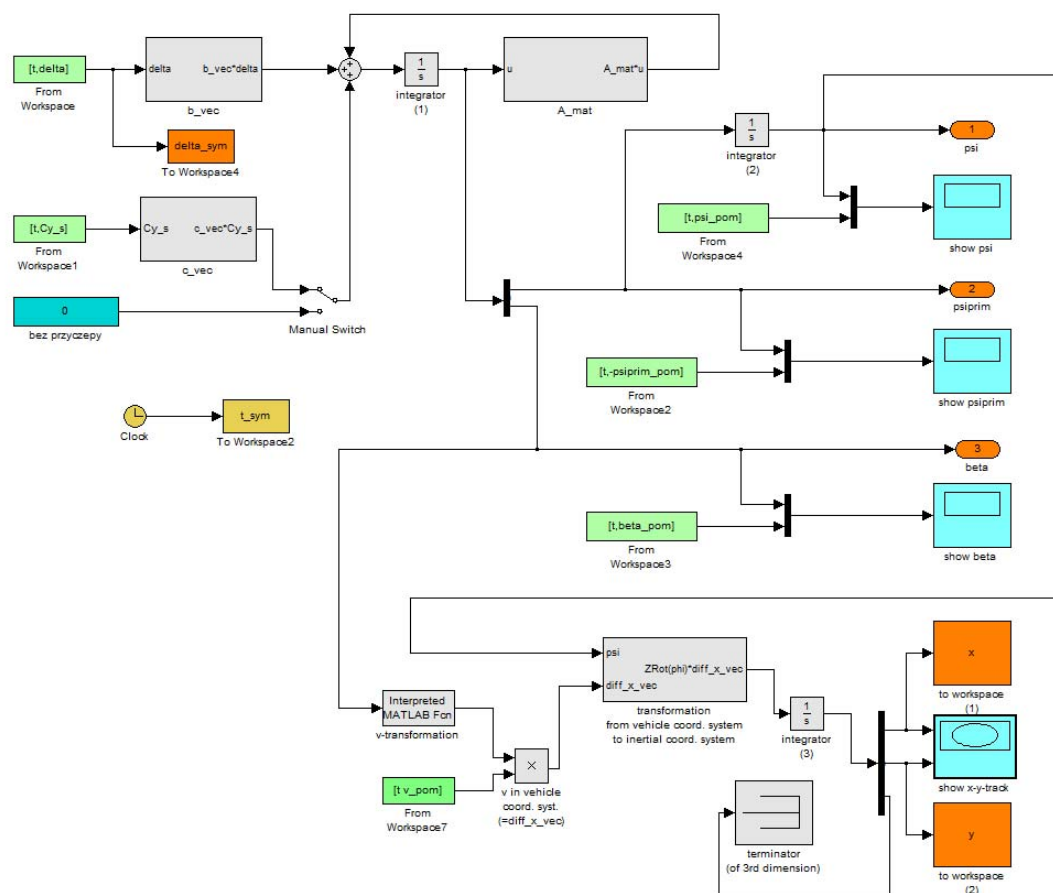
$$\begin{pmatrix} \ddot{\psi} \\ \ddot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{K_{\delta 1} a^2 + K_{\delta 2} b^2}{I_{zz} v} & -\frac{K_{\delta 1} a - K_{\delta 2} b}{I_{zz}} \\ -\frac{mv^2 + K_{\delta 1} a - K_{\delta 2} b}{mv^2} & -\frac{K_{\delta 1} + K_{\delta 2}}{mv} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{K_{\delta 1} a}{I_{zz}} \\ \frac{K_{\delta 1}}{mv} \end{pmatrix} \delta + \begin{pmatrix} \frac{C_y \cdot x \cdot a + (L+x) \cdot b}{L} \\ -\frac{C_y}{mv} \end{pmatrix} \quad (5)$$

#### 4. Implementacja modelu

Opisany powyżej, w zarysie, model został zaimplementowany w module Simulink środowiska Matlab. Składa się z pięciu zasadniczych części:

- na podstawie informacji o zmianach kąta skrętu koła kierowanego  $\delta$ , prędkości jazdy i zapisanych w pamięci danych o parametrach geometrycznych agregatu rozwiązywany jest układ równań (5),
- obliczany jest kąt  $\psi$  odchylenia wokół osi Z,
- obliczana jest prędkość kątowa obrotu pojazdu  $\dot{\psi}$ ,
- obliczany jest kąt znoszenia pojazdu  $\beta$ ,
- obliczana jest trajektoria ruchu środka ciężkości agregatu.

Wyniki obliczeń prezentowane są w postaci graficznej, na wykresach oraz w postaci zbiorów liczbowych, które mogą być wykorzystywane do dalszych obliczeń. Na rys. 5 przedstawiono schemat implementacji modelu w programie Simulink.



Rys. 5. Schemat implementacji modelu agregatu w programie Simulink  
Fig. 5. Implementation diagram for the unit model in the Simulink application

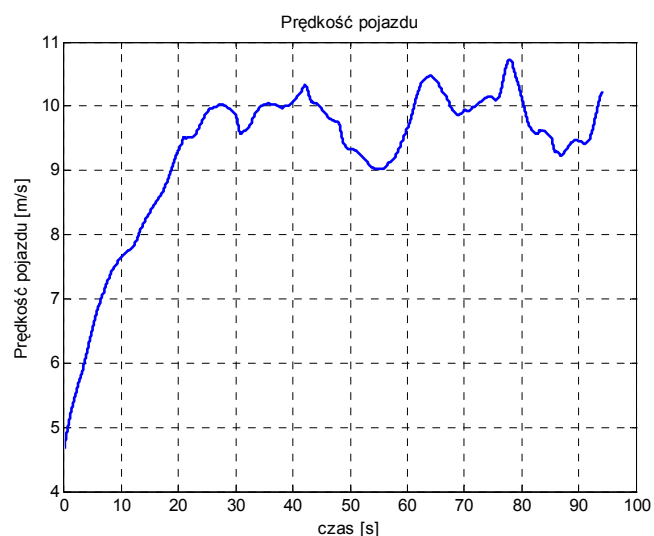
## 5. Symulacja komputerowa

Dla pojazdu przedstawionego na rys. 3 przyjęto następujące dane:

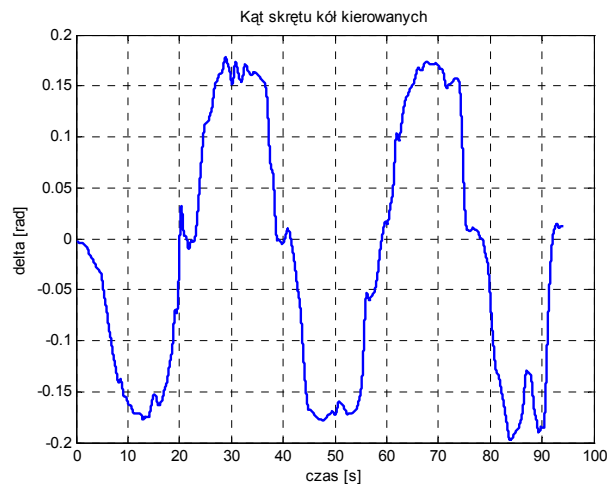
- masa pojazdu –  $m = 2120$  kg,
- moment bezwładności pojazdu względem pionowej osi przechodzącej przez środek ciężkości oraz prostopadłej do poziomej płaszczyzny pojazdu –  $I_{zz} = 4056$  [kg·m<sup>2</sup>],
- współczynnik odporności na znoszenie kół przedniej osi  $K_{\delta 1} = 44523$  [N·rad<sup>-1</sup>],
- współczynnik odporności na znoszenie kół tylnej osi  $K_{\delta 2} = 81112$  [N·rad<sup>-1</sup>],
- wymiary przedstawione na rys. 4 –  $a = 1,303$  [m],  $b = 1,691$  [m],  $x = 0,1$  [m].

Współczynnik odporności na znoszenie kół przedniej i tylnej osi wyznaczono w procesie identyfikacji parametrów modelu przedstawionego na rys. 4. Identyfikację przeprowadzono porównując wartości zmiennych takich jak prędkość przemieszczenia poprzecznego lub kąt skrętu agregatu uzyskane na podstawie eksperymentu identyfikacyjnego (pomiarów) oraz na podstawie obliczeń symulacyjnych. Szczegóły wyznaczenia tych wartości przedstawiono w literaturze [2].

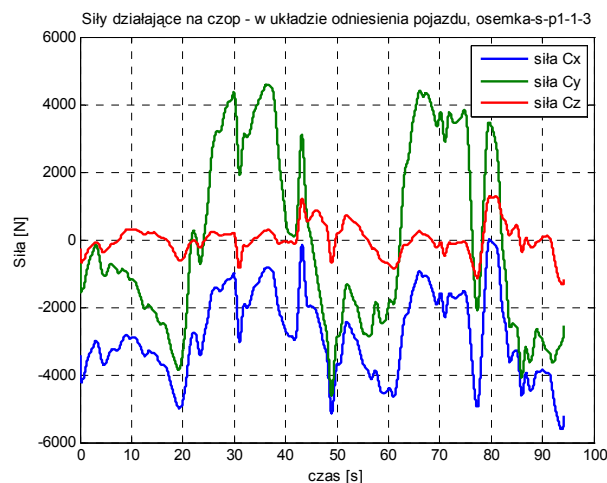
W celu wstępnego sprawdzenia własności zaproponowanego modelu przeprowadzono szereg symulacji umożliwiających określenie wpływu przyczepy na zachowanie analizowanego pojazdu rolniczego. Uzyskane rezultaty porównano z wynikami otrzymanymi z pomiarów. Podczas symulacji przyjęto, że pojazd porusza się ze zmienną prędkością (rys. 6), a parametrem sterującym (wejściowym) symulacji był kąt skrętu kół kierowanych (rys. 7). Symulacje przeprowadzono dla pojazdu z załadowaną przyczepą. Wpływ przyczepy w modelu uwzględniony został poprzez siły przyłożone na czop zaczepu kulowego (rys. 8). Sposób rozmieszczenia czujników pomiarowych na konstrukcji dyszla przyczepy, które posłużyły do wyznaczenia sił oddziaływania przyczepy na pojazd przedstawiono na rys. 9. We wszystkich analizowanych przypadkach pojazd poruszał się po torze w postaci ósemki przedstawionej na rys. 10.



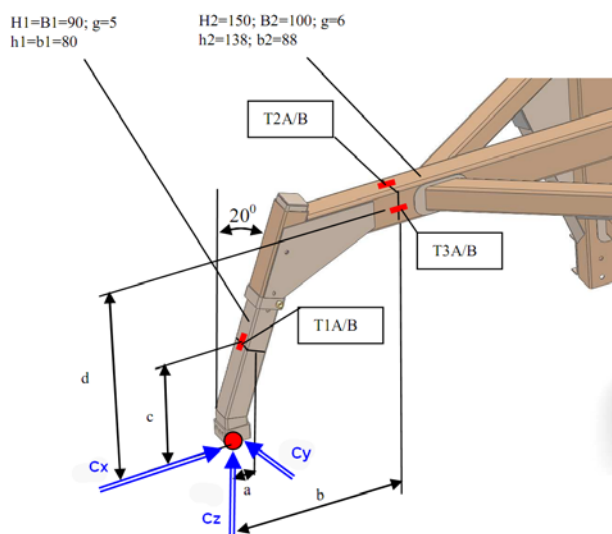
Rys. 6. Prędkość pojazdu w trakcie pomiaru  
Fig. 6. The vehicle speed during the test



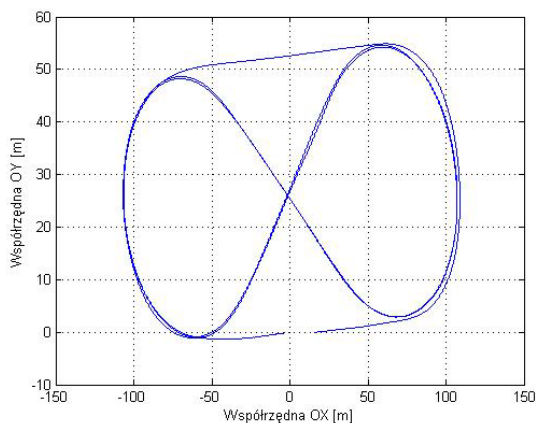
Rys. 7. Kąt skrętu kół przednich przy jeździe po torze ruchu w postaci "ósemki"  
Fig. 7. Steering angle of the front wheels – driving on the eight-shaped test track



Rys. 8. Siły działające na czop zaczepu kulowego – w układzie odniesienia pojazdu  
Fig. 8. The forces acting on the hitch pin – reference system of the vehicle

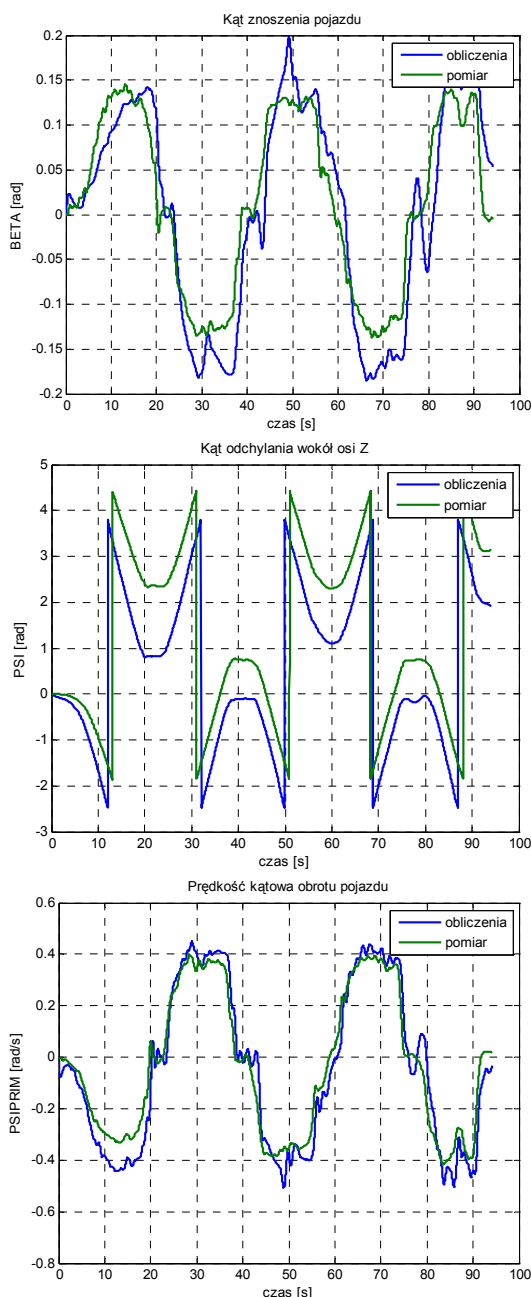


Rys. 9. Rozkład tensometrów służących do pomiaru siły  $F_x$ ,  $F_y$  oraz  $F_z$  pochodzącej od oddziaływania naczepy  
Fig. 9. Distribution of strain gauges to measure the forces  $F_x$ ,  $F_y$  and  $F_z$  that come from the impact of the trailer



Rys. 10. Tor ruchu pojazdu podczas prób prowadzonych na płycie lotniska Bednary

Fig. 10. Vehicle track during tests carried out at the Bednary airport



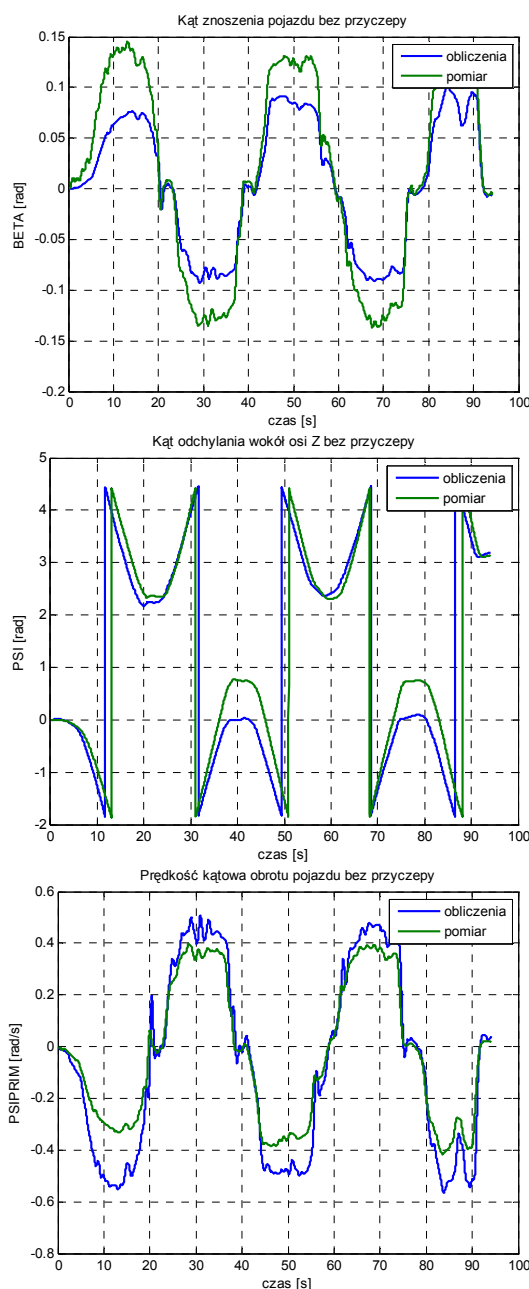
Rys. 11. Kąt znoszenia pojazdu, kąt odchylenia oraz prędkość kątowna odchylenia – samochód z przyczepą załadowaną

Fig. 11. Vehicle's drift angle, yaw angle and deflection angular velocity – car with a loaded trailer

Dla pojazdu z załadowaną przyczepą, po przeprowadzeniu symulacji komputerowej, uzyskano następujące przebiegi kąta znoszenia  $\beta$ , kąta odchylenia  $\psi$  oraz prędkości kątownej odchylenia  $\dot{\psi}$  (rys. 11).

Na rys. 11 zilustrowano zestawienie wyników obliczeń symulacyjnych i badań eksperymentalnych dla pojazdu z przyczepą załadowaną. Można zauważyć dużą zgodność wyników potwierdzającą prawidłowy opis matematyczny pojazdu rolniczego.

Na rys. 12 przedstawiono zestawienie wyników z badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń symulacyjnych. Przebiegi z pomiarów są takie same jak dla przykładu z rys. 11, różnią się wyniki symulacji, które dla danego przypadku nie uwzględniają oddziaływania przyczepy na pojazd. Zgodnie z oczekiwaniami, prędkość kątowna wyznaczona na podstawie obliczeń symulacyjnych przejazdu bez uwzględniania wpływu przyczepy na pojazd jest większa, niż wartość prędkości kątownej zarejestrowanej podczas badań eksperymentalnych. Jest to związane z efektem „trzymania” pojazdu przez przyczepę.



Rys. 12. Kąt znoszenia pojazdu, kąt odchylenia oraz prędkość kątowna odchylenia – samochód bez oddziaływania przyczepy

Fig. 12. Vehicle's drift angle, yaw angle and deflection angular velocity - a car without trailer impact

## 6. Podsumowanie

Porównanie wyników daje podstawę do sformułowania wniosku o dobrej zgodności przebiegów czasowych otrzymanych z symulacji i badań eksperymentalnych, co uzasadnia stwierdzenie, że model symulacyjny dobrze odzwierciedla własności obiektu rzeczywistego. Przeprowadzone testy wykazały, że model reaguje właściwie na zmiany parametrów i w prawidłowy sposób odwzorowuje wpływ przyczepy na zachowanie pojazdu podczas ruchu.

## 7. Bibliografia

- [1] Pawłowski T., Wojciechowski J., Osmólski W.: Dynamika ruchu agregatu rolniczego poruszającego się po drogach publicznych. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, 2012, Vol. 57(2).
- [2] Pawłowski T., Wojciechowski J., Osmólski W.: Identyfikacja parametryczna na przykładzie sztywności poprzecznej agregatu rolniczego w aspekcie bezpieczeństwa ruchu. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, 2012, Vol. 57(2).