

Badania symulacyjne zachowań kinematycznych i ocena parametrów inżynierskich wirtualnego modelu paszowozu

Streszczenie

W artykule przedstawiono przykład wykorzystania nowoczesnych metod symulacji kinematycznej podczas projektowania wozu paszowego uwzględniających jego rzeczywiste warunki pracy. Zostało również wyjaśnione praktyczne podejście do tego typu obliczeń, ze zwróceniem szczególnej uwagi na możliwości skrócenia ich czasu i kosztów. Wymiernym rezultatem prowadzonych prac jest wdrożenie do produkcji wyrobu wypełniającego lukę na rynku produkowanych w Polsce urządzeń z jednym pionowym mieszadłem ślimakowym, przeznaczonych do pracy w średnich i dużych gospodarstwach rolnych, specjalizujących się w produkcji mleka i mięsa wołowego, w których stosowane jest żywienie bydła w systemie TMR.

Wprowadzenie

Sprawdzenie stateczności i działania układów kinematycznych maszyn, na etapie założeń konstrukcyjnych, można przeprowadzić stosując symulacyjne metody badań, z wykorzystaniem modelowania matematycznego na komputerowych stanowiskach badawczych. Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu dysponuje nowoczesną aparaturą badawczą, obejmującą komputerowe stacje graficzne wyposażone w oprogramowanie do prowadzenia symulacji zachowań kinematycznych układów mechanicznych, poddanych obciążeniom statycznym i dynamicznym.

Uzyskane modele i wyniki zostały wykorzystane nie tylko do oceny jakości konstrukcji na aktualnym etapie prac projektowych, ale także jako dane wejściowe do dalszych analiz dokonywanych, np. w zakresie oszacowania wyężenia konstrukcji nośnej.

Przeprowadzana analiza kinematyczna stateczności wozu paszowego obejmowała wyznaczenie nacisków na kołach i dyszlu pod obciążeniem nominalnym 5250 kg oraz 7000 kg (obciążenie maksymalne, jakie mogą przenieść zaproponowane opony wozu). Analiza obejmowała przejazdy po drodze prostej oraz z uwzględnieniem nierówności nawierzchni i nachyleń: poprzecznych i podłużnych

Opis modelu obliczeniowego, implementacja obciążeń

Na rys. 3 przedstawiono modele obliczeniowe przygotowane na potrzeby analiz kinematycznych. Model obliczeniowy odwzorowuje z dużą dokładnością całą konstrukcję wozu paszowego.

Model wykonany został jako objętościowy w skali 1:1. Paszę wypełniającą skrzynię ładunkową zamodelowano jako bryłę sztywną z przypisaną gęstością materiałową równą masie

załadowanej paszy. Pozostałym elementom konstrukcyjnym przypisano gęstość stali, tj. 7800 kg/m³. Masę konstrukcji system komputerowy oblicza automatycznie na podstawie objętości zamodelowanej bryły oraz gęstości przypisanego do niej materiału. W tab. 1 zestawiono gęstości materiałów przypisanych do modelu obliczeniowego oraz obliczone przez program masy wybranych elementów konstrukcji.

Analiza wstępna

Model obliczeniowy zaprezentowany na rys. 1, posłużył do określenia optymalnego położenia osi wozu paszowego względem oka dyszla. W modelu tym oś wozu paszowego przesuwana była ze skrajnego tylnego położenia w kierunku dyszla. Dzięki takiej analizie można z wykresów (rys. 2) określić optymalne położenie osi wozu paszowego względem oka dyszla. Za optymalne położenie osi uznano takie usytuowanie, w którym nacisk na oś nie przekracza dopuszczalnej wartości 11120 kg (~109087 N) a nacisk na dyszel 1000 kg (9810 N).

Oś wozu paszowego uzyskuje optymalne położenie, dla przyjętych przypadków obciążeń, w 6,8 sekundy analizy, co odpowiada odległości osi od tylnej krawędzi ramy równej 703 mm. Takie położenie ramy przyjęto do dalszych analiz kinematycznych.

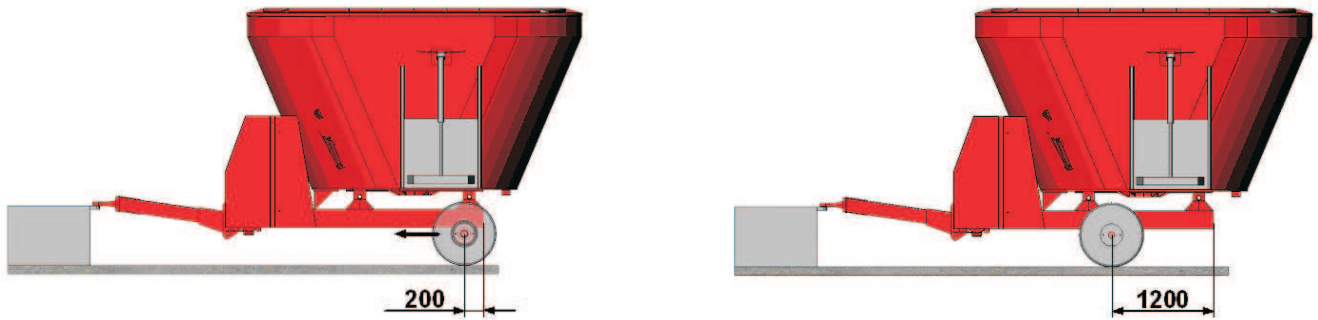
Analiza właściwa

Do dalszych analiz kinematycznych przyjęto dwa modele obliczeniowe:

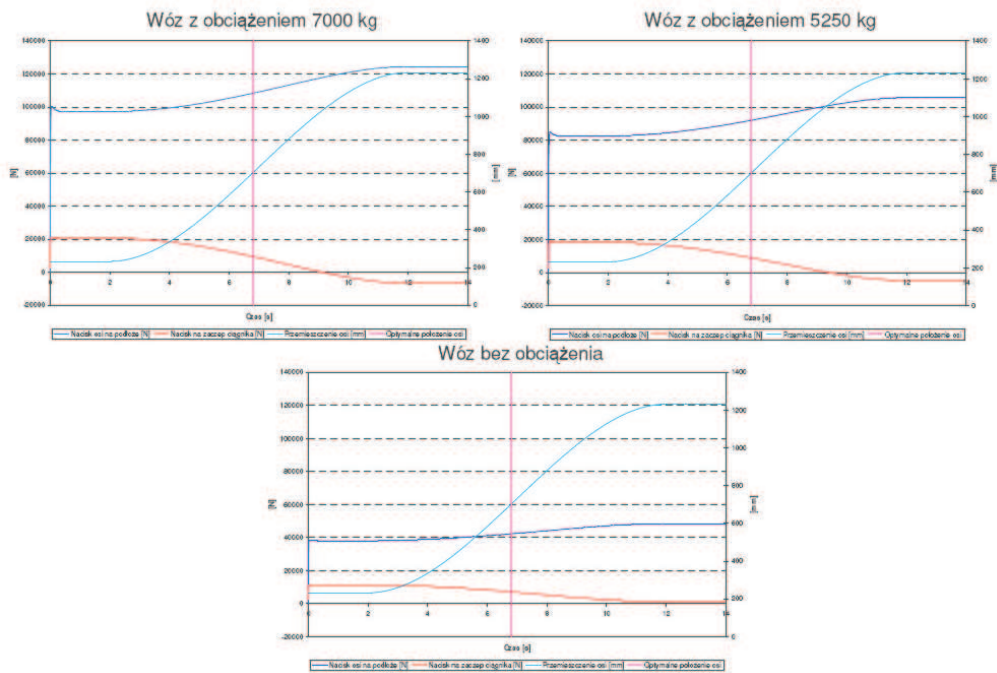
- model do analizy obciążeń podczas przemieszczania wozu paszowego zagregowanego z ciągnikiem (rys. 3A),
- model do analizy obciążeń podczas mieszania paszy na postoju (rys. 3B).

Tab. 1. Zestawienie danych fizycznych materiału przypisanego do poszczególnych zespołów wozu paszowego

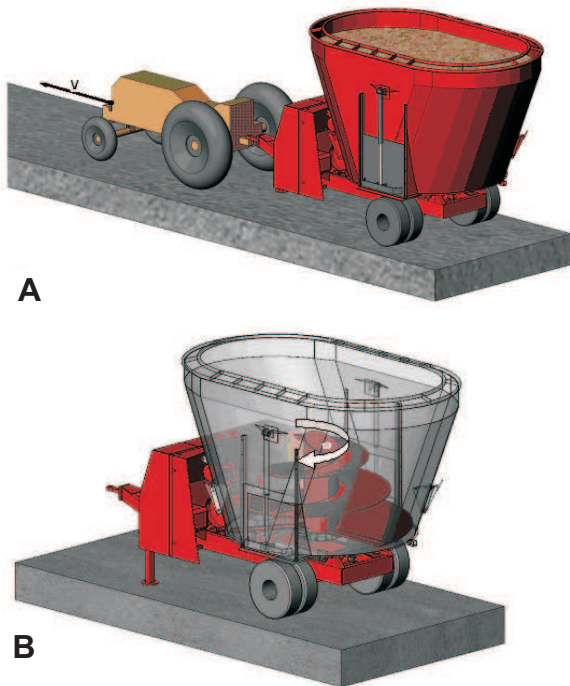
| Nazwa elementu konstrukcji | Gęstość [kg/m ³] | Masa [kg] | | |
|--|------------------------------|-----------|--------|--------|
| | | Pusty | Ład. 1 | Ład. 2 |
| Rama nośna | 7 800 | 519 | 519 | 519 |
| Układ jezdy | 482 | 192 | 192 | 192 |
| Skrzynia ładunkowa | 7 800 | 2 596 | 2 596 | 2 596 |
| Ślimak mieszająco-docinający paszę | 7 800 | 893 | 893 | 893 |
| Silnik spalinowy kpl. | 3 768 | 488 | 488 | 488 |
| Masa ładunku (proponowana przez Zleceniodawcę) | 422 | – | 5 250 | – |
| Masa ładunku (maksymalna) | 560 | – | – | 7 000 |
| Inne | – | 355 | 355 | 355 |
| Suma | | 5 043 | 10 293 | 12 043 |



Rys. 1. Optymalizacja położenia osi wozu paszowego

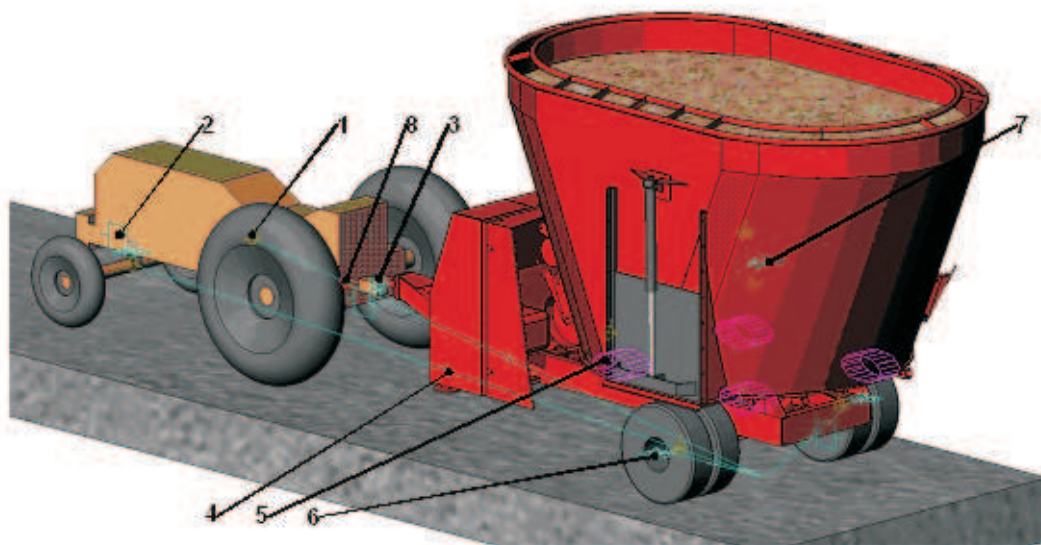


Rys. 2. Siły pochodzące od osi kół i dyszla wozu paszowego podczas przemieszczania osi



Rys. 3. Widok ogólny modelu obliczeniowego dla analiz kinematycznych:
A – analiza obciążeń podczas przemieszczania wozu paszowego, B – analiza obciążeń podczas mieszania paszy

Rys. 4. Warianty drogi przyjęte do analiz kinematycznych:
A – droga płaska, B – droga z pojedynczym karbem i pochylem poprzecznym $8,5^\circ$, C – droga z pochylem podłużnym w dwóch kierunkach $8,5^\circ$



Rys. 5. Rodzaje kontaktów zastosowanych w modelu dla analiz kinematycznych:

1 - znacznik środka ciężkości bryły, 2 - położenie punktu na płaszczyźnie, 3 - przegub kulowy, 4 - kontakt 3D, 5 - kontakt tuleja, 6 - więz obrotowy typu zawias, 7 - więz sztywny, 8 - siła powodująca ruch układu

Do analizy modelu związanego z przemieszczaniem wozu paszowego przyjęto trzy warianty drogi (rys. 4):

- droga płaska, na której analizowano zachowanie wozu paszowego podczas hamowania (A),
- droga z pojedynczym karbem i pochyleniem poprzecznym $8,5^\circ$ (B),
- droga z pochyleniem podłużnym w dwóch kierunkach $8,5^\circ$ (C).

W obliczeniach kinematycznych przyjęto trzy warianty obciążenia (tab. 2):

- paszą przy maksymalnym napełnieniu 7000 kg (maksymalne obciążenie jakie mogą przenieść zaproponowane opony wozu),
- paszą przy nominalnym napełnieniu 5250 kg,
- obciążenie pochodzące od masy wozu paszowego z pustą skrzynią ładunkową.

Dla wszystkich wariantów obciążenia wyznaczono maksymalne naciski na koła i zaczep dyszla samego wozu paszowego oraz w miejscach mocowania skrzyni ładunkowej do ramy (w punktach mocowania sensorów wag).

Model kinematyczny utworzony z modelu objętościowego sporządzono z wykorzystaniem kontaktu dwóch brył, ze względu na ich cechę umożliwiające zrywanie kontaktu (rys. 5).

Kontakt (2) typu położenie punktu na płaszczyźnie wykorzystano w celu prowadzenia obiektów ciągnik/wóz paszowy w płaszczyźnie środkowej podłoża. Kontakt ten przypisuje położenie punktu należącego do jednego elementu modelu do płaszczyzny należącej do drugiego elementu modelu. Pozostawia wolną translację w dowolnym kierunku płaszczyzny i wolne rotacje we wszystkich płaszczyznach.

W celu połączenia dyszla wozu paszowego z zaczepem ciągnika wykorzystano przegub kulowy (3). Pozwala on na swobodny obrót łączonych elementów względem wszystkich osi w zdefiniowanym punkcie.

Kontakty typu 3D (4) wykorzystano do zamodelowania elastycznego kontaktu kół jezdnych z podłożem dla następujących par elementów konstrukcji wozu paszowego:

- koła wozu/podłoże,
- koła ciągnika/podłoże.

Tab. 2. Warianty obciążenia i parametry zmienne przyjęte w trakcie analizy podczas przemieszczania wozu

| Przypadek obliczeniowy | | Wariant drogi wg rys. 4 | Prędkość jazdy [km/h] |
|---|--------------|-------------------------|---------------------------|
| Maksymalne napełnienie skrzyni ładunkowej 7000 kg | Symulacja 1 | B | 5 |
| | Symulacja 2 | C | |
| | Symulacja 3 | B | 10 |
| | Symulacja 4 | C | |
| Nominalne napełnienie skrzyni ładunkowej 5250 kg | Symulacja 5 | B | 5 |
| | Symulacja 6 | C | 10 |
| | Symulacja 7 | B | |
| | Symulacja 8 | C | |
| Skrzynia ładunkowa bez ładunku | Symulacja 9 | B | 5 |
| | Symulacja 10 | C | |
| | Symulacja 11 | B | 10 |
| | Symulacja 12 | C | |
| Maksymalne napełnienie skrzyni ładunkowej 7000 kg | Symulacja 13 | A | 10 (czas wyhamowania 5 s) |
| Nominalne napełnienie skrzyni ładunkowej 5250 kg | Symulacja 14 | A | 10 (czas wyhamowania 5 s) |
| Skrzynia ładunkowa bez ładunku | Symulacja 15 | A | 10 |

Kontakty typu tuleja (5) wykorzystano do zamodelowania pary elementów konstrukcji wozu paszowego rama/skrzynia ładunkowa kontakt ten opisuje dynamiczne relacje między dwoma współpracującymi elementami.

Więź obrotowy typu zawias (6) wykorzystano do zamodelowania pary elementów konstrukcji wozu paszowego koła/oś. Zapewnia on obrót łączonych elementów względem wspólnej osi. Definiowany przez wskazanie osi wzajemnego obrotu.

Więźem sztywnym (7) połączono sztywno ślimak mieszająco-docinający ze skrzynią ładunkową, blokując wzajemne ich przemieszczanie. W modelu do analizy obciążeń podczas mieszania paszy na postoju więź ten został zastąpiony więźem obrotowym.

W modelu kinematycznym obciążeń podczas przemieszczania wozu paszowego zagregowanego z ciągnikiem, przyjęto dwa rodzaje wymuszeń (grawitacyjne i prędkości jazdy):

- grawitację przyłożono globalnie o wartości równej $g=9,81 \text{ m/s}^2$,
- prędkość ruchu wymuszono na osi tylnej ciągnika, przyjmując dwa przypadki: prędkość $v=5 \text{ km/h} = 1389 \text{ mm/s}$ oraz $v=10 \text{ km/h} = 2778 \text{ mm/s}$. W przypadku analizy zachowania wozu paszowego podczas hamowania przyjęto czas wyhamowanie 5 s z prędkości $v=10 \text{ km/h} = 2778 \text{ mm/s}$.

Z kolei w modelu kinematycznym obciążeń podczas mieszania paszy na postoju przyjęto następujące przypadki wymuszeń:

- grawitację przyłożono globalnie o wartości równej $g=9,81 \text{ m/s}^2$,
- prędkość ruchu obrotowego ślimaka mieszająco-docinającego wymuszono na kontakcie w węźle obrotowym, przyjmując: $\omega = 24 \text{ obr/min} = 144 \text{ deg/s}$.

Tab. 3. Warianty obciążenia i parametry zmienne przyjęte w trakcie analizy podczas mieszania paszy na postoju

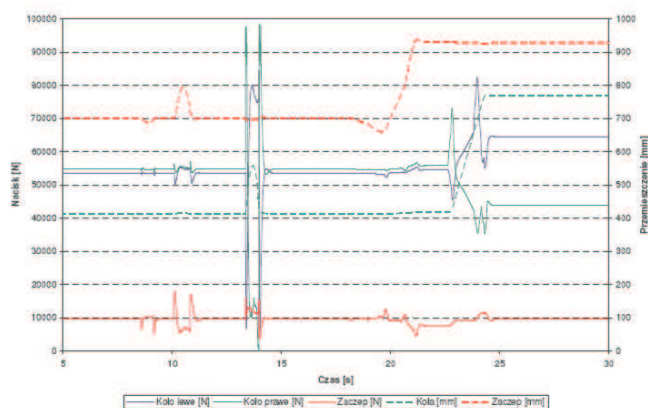
| Przypadek obliczeniowy | | Prędkość obrotowa ślimaka [obr/min] |
|---|--------------|-------------------------------------|
| Maksymalne napełnienie skrzyni ładunkowej 7000 kg | Symulacja 16 | 24 |
| Nominalne napełnienie skrzyni ładunkowej 5250 kg | Symulacja 17 | 24 |
| Skrzynia ładunkowa bez ładunku | Symulacja 18 | 24 |

Analiza wyników badań

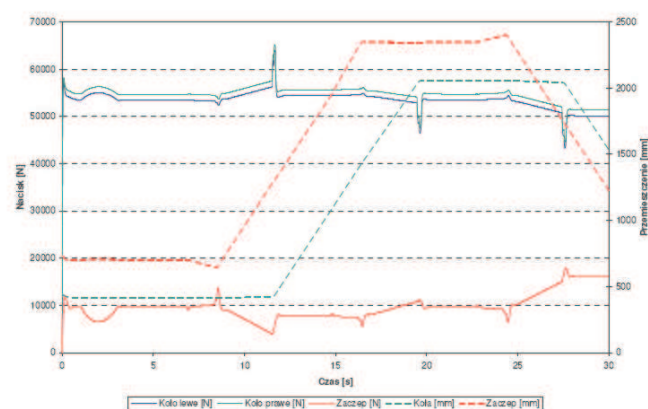
Wyniki przeprowadzonej analizy kinematycznej przedstawiono w postaci przykładowych wykresów sił na rys. 6-9. Dla każdej symulacji analizy (tab. 2 i 3), wyznaczano siłę obciążającą hak zaczepu ciągnika rolniczego oraz reakcje kół względem drogi i jej nierówności oraz siłę obciążającą sensory wag, łączących skrzynię ładunkową z ramą (wykresów nie podano). Siły z wykresu obciążającego ramę, zostały zaimplementowane do obliczeń wytrzymałościowych MES konstrukcji nośnej wozu paszowego.

Wszystkie przedstawione wykresy wyskalowano w tych samych jednostkach, tak więc oś X to czas symulacji w sekundach [s], oś Y z lewej strony wyraża siłę w Newtonach [N], natomiast oś Y z prawej strony wyraża przemieszczenie w milimetrach [mm]. Dzięki temu w łatwy sposób można porównywać ze sobą wszystkie przypadki symulacji.

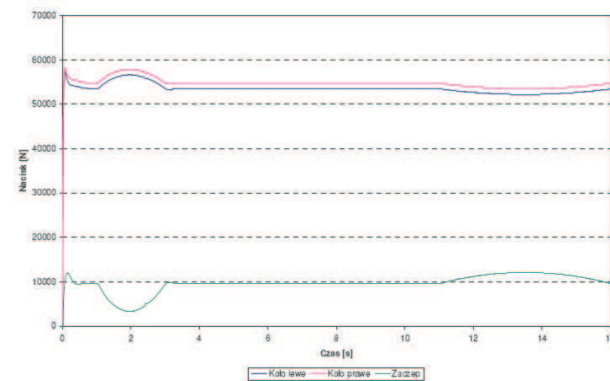
Na wykresach w początkowej fazie ruchu widoczne jest charakterystyczne zaburzenie. Wynika to z tego, że w momencie startu obliczeń model znajduje się w położeniu nierównowagi statycznej.



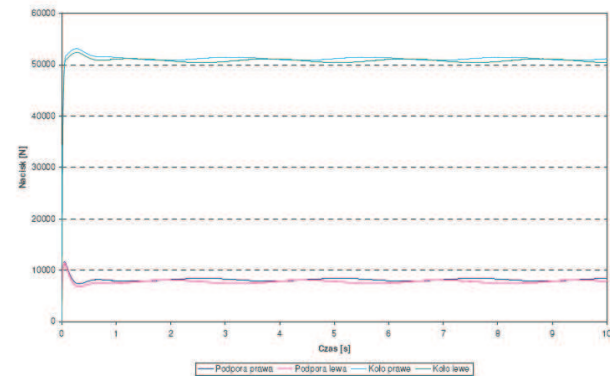
Rys. 6. Wykres siły nacisku na koła wozu paszowego oraz na koniec dyszla wraz z przemieszczeniem symulacja 1



Rys. 7. Wykres siły nacisku na koła wozu paszowego oraz na koniec dyszla wraz z przemieszczeniem symulacja 2



Rys. 8. Wykres siły nacisku na koła wozu paszowego oraz na koniec dyszla symulacja 13



Rys. 9. Wykres siły nacisku na koła wozu paszowego oraz na podpory przednie symulacja 16

Analiza otrzymanych w wyniku obliczeń komputerowych wykresów pozwoliła ocenić wpływ warunków jazdy i własności modelu na stateczność wozu paszowego. Wóz paszowy posiada bardzo dobre własności trakcyjne w przypadku przejazdów z mniejszymi prędkościami (5 km/h).

Zaobserwowano dużą podatność konstrukcji na wymuszenia dynamiczne od nierówności drogi. W związku z powyższym przejazdy wozu paszowego przy małych prędkościach jazdy i na bardzo nierównym terenie powinny odbywać się z dużą ostrożnością kierującego ciągnikiem rolniczym. Przy kącie pochylenia $8,5^\circ$ (w każdym kierunku), wynikającym z wymagań norm bezpieczeństwa i przyjętych prędkościach jazdy 5 i 10 km/h, nie występuje niebezpieczeństwo wywrócenia wozu, mimo że koło z prawej strony wozu paszowego w czasie najechania na przeszkodę typu kamień, traci chwilowo kontakt z podłożem. Należy zwrócić uwagę na fakt, że zamodelowana wysokość nierówności drogi „typu kamień” jest praktycznie maksymalną wysokością, jaką można pokonać ze stosunkowo wysokimi prędkościami dla tego typu przeszkody.

Należy zatem zauważyć, że dla badanej konstrukcji szczególnie niebezpieczne mogą okazać się wyboiste polne drogi, po których wóz paszowy porusza się podczas transportu paszy do obór.

Podsumowanie

Przeprowadzone obliczenia dotyczą analizy konstrukcji nośnej wozu paszowego w ujęciu globalnym, przy założonych

obciążeniach statycznych (uzgodnionych ze zleceniodawcą).

- Z przeprowadzanych analiz kinematycznych wynika, że:
- wóz paszowy zachowuje stateczność przy prędkościach jazdy rzędu do 10 km/h,
 - nie występuje niebezpieczeństwo wywrócenia wozu przy symulowanej prędkości jazdy 10 km/h z uwzględnieniem różnic wysokości przekroju poprzecznego i podłużnego drogi ($8,5^\circ$),
 - zaobserwowano dużą podatność konstrukcji na wymuszenia dynamiczne od nierówności drogi. W związku z powyższym przejazdy wozu paszowego przy wyższych prędkościach jazdy i na bardzo nierównym terenie powinny odbywać się z dużą ostrożnością kierującego ciągnikiem rolniczym.

Literatura

- [1] Szulc T., Sobkowiak B., Łowiński Ł.: Wóz paszowy przyczepiany z załadunkiem zewnętrznym i własnym źródłem napędu. Opracowanie modeli CAD 3D wozu paszowego, PIMR, Poznań 2006
- [2] Szulc T., Sobkowiak B., Grzechowiak R.: Wóz paszowy przyczepiany z załadunkiem zewnętrznym i własnym źródłem napędu. Komputerowa analiza wytrzymałościowa, kinematyczna i optymalizacja konstrukcji nośnej wozu paszowego, PIMR, Poznań 2006
- [3] SolidWorks. Help on COSMOSMotion. Pliki pomocy systemu SolidWorks.

Simulation research of kinematic behaviour and estimation of engineering parameters of virtual model of forage trailer

Summary

The use of modern methods of kinematic simulation during designing of a new forage trailer is presented in the paper. Practical approach to this type of calculations was also discussed. Special attention was paid to the possibility of shortening the amount of time and to lowering the costs of carrying out of such designing and calculations. As a result of the work the implementation into production of a new forage trailer has been achieved. It will fill up the gap in this type of agricultural equipment accessible on the Polish market.