

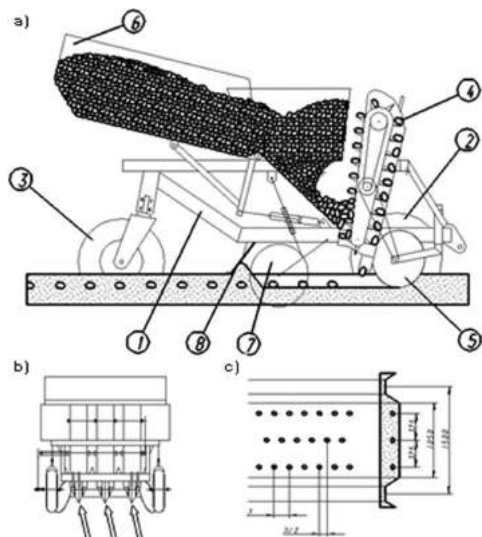
# Analiza konstrukcji nośnej automatycznej sadzarki zagonowej do ziemniaków

Streszczenie

W artykule zaprezentowano wybrane etapy realizacji procesu konstruowania maszyny. Wykorzystano do tego celu system komputerowy Solid Works, za pomocą którego zbudowano model bryłowy automatycznej sadzarki zagonowej do ziemniaków i wykonano analizę kinematyczną. Natomiast systemem komputerowym I-DEAS wykonano obliczenia wytrzymałościowe Metodą Elementów Skończonych (MES). Z przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej wynika, że wystąpiło przekroczenie dopuszczalnej granicy naprężeń. Na drodze zmian pierwotnej konstrukcji dyszla zaczepowego zastosowano korzystniejszy układ belek.

## 1. Wstęp

W prezentowanym artykule przedstawiono przebieg symulacji i obliczeń wytrzymałościowych związanych z warunkami pracy sadzarki automatycznej do ziemniaków w uprawie zagonowej. Uprawa zagonowa polega na tym, że wysadzone ziemniaki w jednym zagonie mają dwa, trzy, lub cztery rzędy posadzonych ziemniaków. Metoda upraw ziemniaków w zagonie ma coraz większe rzesze zwolenników ze względu na lepsze plonowanie rośliny.



Rys. 1. Schemat sadzarki w wersji 3-rzędowej do zagonowej uprawy ziemniaków: a) przekrój wzdłużny sadzarki, b) widok z przodu na sadzarkę, c) przekrój zagonu 1 - rama nośna, 2 - koła przednie napędowe, 3 - koła tylne samoskrętne, 4 - zespół wysadkowy, 5 - redlica tarczowo-klinowa, 6 - zbiornik uchylny, 7 - tarcze obsypujące, 8 - urządzenie formujące zagon

Celem pracy jest ocena wytrzymałości konstrukcji nośnej, zlokalizowanie ewentualnych miejsc przekroczenia poziomu naprężeń dopuszczalnych sadzarki poddanej wielowariantowym przypadkom obciążeń występujących podczas eksploatacji.

Pierwszym krokiem jest opracowanie komputerowego modelu bryłowego CAD-3D sadzarki zagonowej trzyrzędowej. Następnie przedstawienie wyników i ocena analizy kinematycznej, dynamicznej i wytrzymałościowej modeli matematycznych na przykładzie modelu wirtualnego.

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzone elementa-

mi płytowo-powłokowymi pozwoliły uzyskać dokładny rozkład naprężeń. Z analizy wytrzymałościowej wynika, że wystąpiło przekroczenie dopuszczalnej granicy naprężeń dla stali St3.

Uzyskane modele i wyniki będą wykorzystane nie tylko do oceny jakości konstrukcji na aktualnym etapie prac projektowych, ale także posłużą jako dane wejściowe do dalszych analiz dokonywanych np. w zakresie przeprowadzenia symulacji ich zachowań, ze szczególnym uwzględnieniem zachowania się samoskrętnych kół sadzarki.

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 oraz do optymalizacji wytrzymałości konstrukcji nośnych, poddanych obciążeniom statycznym i dynamicznym.

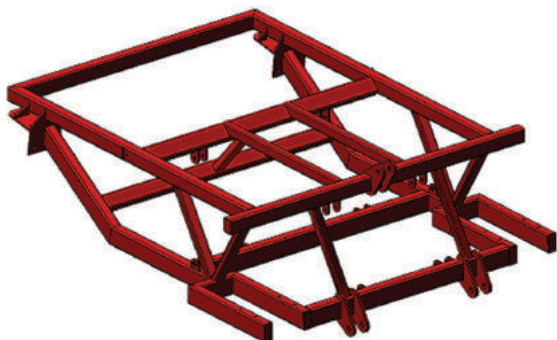
## 2. Opracowanie modelu 3D konstrukcji nośnych sadzarek i taśmowo-czerpakowego zespołu wysadzającego

W konstrukcji sadzarki trzyrzędowej proponuje się przyjęcie półzawieszanego systemu agregowania z ciągnikami. Zapewni on możliwość znacznego zwiększenia ładowności zbiorników sadzarek, jak również możliwość współpracy z ciągnikami małej i średniej mocy. W efekcie uzyska się znaczne zwiększenie wydajności sadzarek oraz zmniejszenie nakładów energetycznych, a więc zwiększenie efektywności procesu sadzenia.

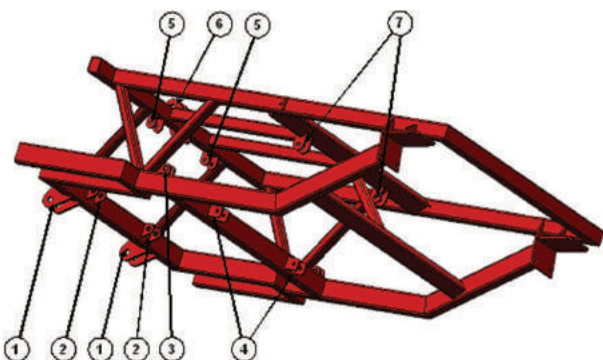
Rama nośna sadzarki oparta będzie na czterokołowym układzie jezdnym na dwóch kołach przednich podporowo-napędowych oraz dwóch kołach tylnych podporowych, samoskrętnych lub stałych. W pierwszym rozwiązaniu z samoskrętnym układem jezdnym sadzarka zaczepiona będzie do tylnego trzypunktowego układu zawieszenia ciągnika. W drugim rozwiązaniu sadzarka zaczepiona będzie za pośrednictwem dyszla i belki z czopami do dolnych cięgien trzypunktowego układu zawieszenia ciągnika. Agregacja ciągnika z sadzarką o różnym układzie jezdnym została przedstawiona w punkcie 3 niniejszego opracowania.

Konstrukcja nośna sadzarki trzyrzędowej (rys. 2) stanowi komplet spawalniczy, wykonany z blach i profili zamkniętych, o przekroju prostokątnym. Na rys. 3 pokazano elementy

przyłączeniowe, stanowiące integralną część konstrukcji nośnej. Punkty 1 służą do połączenia sadzarki z dolnymi ciągnami TUZ ciągnika lub z dyszlem, punkt 6 służy do łączenia sadzarki za pośrednictwem cięgna górnego z TUZ ciągnika lub z dyszlem. W punkcie 3 mocowany jest cylinder siłownika, służący do wydzwigu zbiornika doładowczego. Punkty przyłączeniowe 4 i 7 wykorzystywane są do zamocowania obsypnika. Redlice sadzarki są zawieszane w uchwytach 2 i 5.

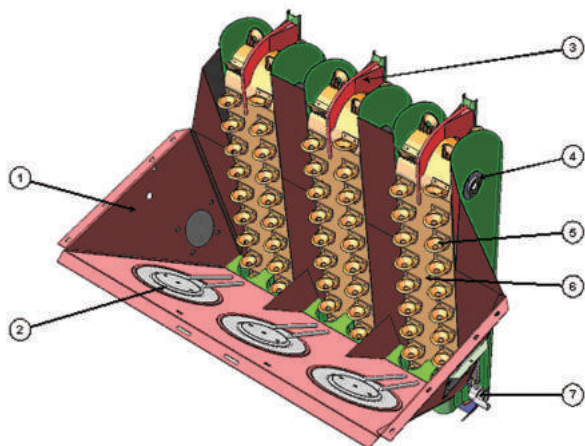


Rys. 2. Widok ogólny modelu 3D konstrukcji nośnej sadzarki zagonowej 3-rzędowej



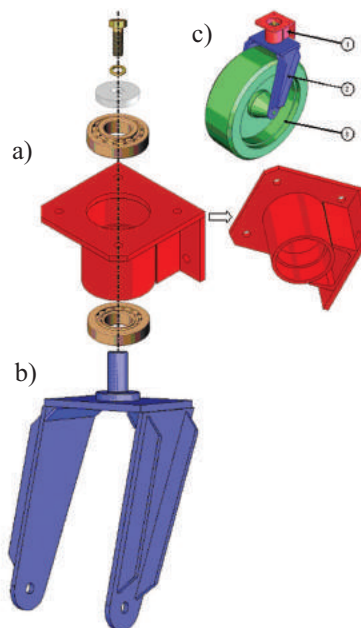
Rys. 3. Widok na elementy przyłączeniowe modelu 3D konstrukcji nośnej sadzarki zagonowej 3-rzędowej

Zespół wysadzający tworzyć będą: przenośnik taśmowo-czerpakowy, obudowa przenośnika, rozdzielacz, wstrząsacz, zgarniacz, napinacz taśmy, obudowy łożysk i kierownica. W sadzarce zastosowane będą trzy zespoły wysadzające (rys. 4). Sadzeniaki, umieszczone w dwóch rzędach czerpaków przenośnika, wysadzane będą do jednej bruzdy, utworzonej przez redlicę tarczowo-klinową.

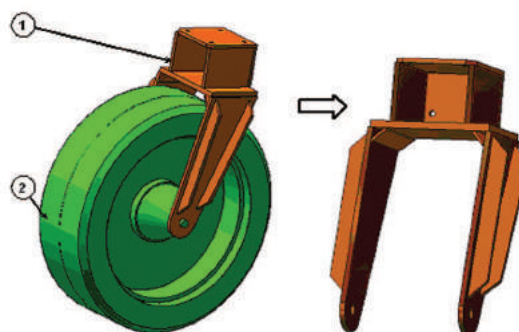


Rys. 4. Widok ogólny modelu 3D taśmowo-czerpakowego zespołu wysadzającego sadzarki zagonowej 3-rzędowej: 1 - szkielet zespołu, 2 - zgarniacz, 3 - rozdzielacz, 4 - obudowa łożyska, 5 - czerpak, 6 - taśma czerpaków, 7 - wałek napędzający zgarniacz, 8 - wstrząsacz, 9 - zasuwa, 10 - napinacz, 11 - kierownica

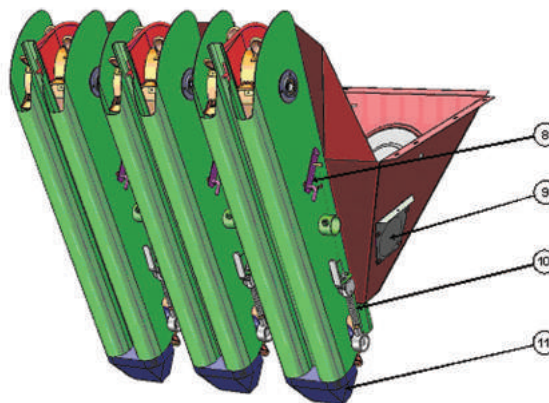
Model 3D tylnego koła jezdnego samoskrętnego (rys. 5) składa się z piasty widełek 1 (komplet spawalniczy) mocowanej do ramy śrubami, widełek koła (komplet spawalniczy) 2 połączonych z piastą za pośrednictwem dwóch łożysk stożkowych i koła 3, które zostało zamodelowane w sposób uproszczony.



Rys. 5. Model 3D tylnego koła jezdnego samoskrętnego dla sadzarki 3-rzędowej: a - piasta widełek, b - widełki sadzarki, c - koło jezdne



Rys. 6. Model 3D tylnego koła jezdnego stałego dla sadzarki zagonowej 3-rzędowej: 1 - widełki stałe koła jezdnego, 2 - koło jezdne





### 3. Agregacja sadzarki z ciągnikiem

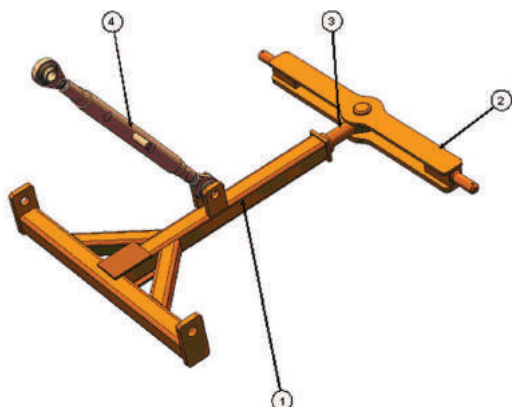
Sadzarka agregowana jest z ciągnikiem za pomocą tylnego TUZ. Sadzarka w wersji z tylnymi kołami samoskrętnymi zaczepiona będzie do dolnych cięgien TUZ ciągnika, natomiast sadzarka w wersji z tylnymi kołami stałymi, zaczepiona będzie do dolnych cięgien TUZ za pośrednictwem dyszla (rys. 7) i belki z czopami b na rys. 7.

Rama główna z układem jezdnym kół stałych i z układem jezdnym kół obrotowych mają ten sam rozstaw uchwytów mocowania.

Konstrukcja dyszla z belką pozwala na jego wychylenie w dwóch płaszczyznach. Na pasach uwrocia oraz do transportowego położenia sadzarki, jej przód podnoszony jest za pośrednictwem podnośnika hydraulicznego ciągnika i w ten sposób jest ona przetaczana na tylnych kołach podporowych. Ten sposób agregowania z ciągnikiem pozwala na uzyskanie sterowności maszyny ze sztywnym układem jezdym kół tylnych.

Drugi sposób z bezpośrednim podłączeniem sadzarki z ciągnikiem polega na zastosowaniu sworzni i dolnych cięgien tylnego TUZ ciągnika. Sworznie służą do łączenia cięgien dolnych podnośnika hydraulicznego z dolnymi uchwytami mocowania sadzarki. W tym przypadku agregacji sadzarki nie wykorzystuje się górnych uchwytów TUZ ciągnika ani sadzarki (nie ma śruby rzymskiej).

Przedstawione sposoby agregowania sadzarki z ciągnikiem stwarzają możliwość stosowania zbiorników sadzeniaków o dużej ładowności, nawet do 3000 kg oraz pozwalają na współpracę z ciągnikami małej mocy nie przekraczającej 40 kW.

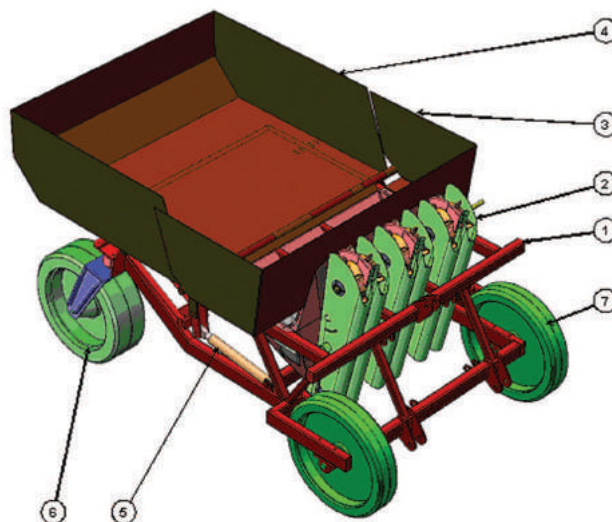


Rys. 7. Dyszel zaczepowy: 1 - dyszel kpl. spawalniczy, 2 - belka dyszla, 3 - łącznik obrotowy, 4 - łącznik śrubowy

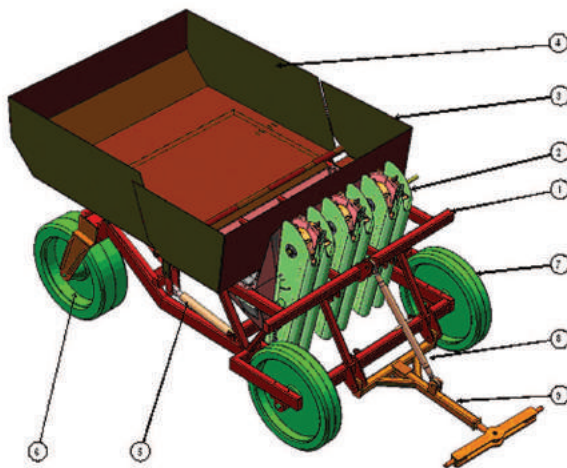
Na rys. 7 pokazano elementy dyszla zaczepowego, który składa się z kpl. spawalniczego 1, belki dyszla 2, obrotowego łącznika 3 i łącznika śrubowego 4 (tzw. śruba rzymska). Łącznik 3 jest połączony z dyszlem obrotowo, a z belką poprzez sworzeń. Dzięki takiemu rozwiązaniu belka zaczepowa ma możliwość obrotu w dwóch płaszczyznach.

### 4. Opis modeli 3D sadzarki zagonowej 3-rzędowej

Model 3D sadzarki składa się z następujących podstawowych elementów (rys. 8): konstrukcji nośnej 1, taśmowo-czerpakowych zespołów wysadzających 2, zbiornika stałego 3, zbiornika doładowczego 4, siłowników hydraulicznych 5, układu wydzwigu zbiornika doładowczego, kół tylnych 6 (koła samonastawne lub stałe) wraz z ich układem zawieszenia, kół przednich 7 - napędzających zespoły wysadzające, cięgła dyszla 8, dyszla 9. W przypadku sadzarek z układem jezdym kół samoskrętnych nie występuje pozycja 8 i 9 wymieniona powyżej.



Rys. 8. Widok ogólny modelu 3D sadzarki zagonowej 3-rzędowej: 1 - konstrukcja nośna, 2 - taśmowo-czerpakowy zespół wysadzający, 3 - zbiornik stały, 4 - zbiornik doładowczy, 5 - siłownik hydrauliczny, 6 - koło tylne obrotowe samoskrętne, 7 - koło przednie napędu zespołu wysadzającego



Rys. 9. Widok ogólny modelu 3D sadzarki zagonowej 3-rzędowej z sztywnym układem jezdym: 1 - konstrukcja nośna, 2 - taśmowo-czerpakowy zespół wysadzający, 3 - zbiornik stały, 4 - zbiornik doładowczy, 5 - siłownik hydrauliczny, 6 - koło tylne obrotowe stałe, 7 - koło przednie napędu zespołu wysadzającego, 8 - cięgło dyszla, 9 - dyszel

Na etapie projektowania i modelowania wyeliminowano błędy, które zostały ujawnione podczas analizy modeli 3D zespołów sadzarki. Analiza kolizji części współpracujących ze sobą pozwoliła na wykluczenie możliwości powstania problemów w montażu i eksploatacji, wynikających z kształtu i rozmiarów części współpracujących.

Przygotowane modele 3D posłużą do opracowania modeli obliczeniowych kinematycznych i MES.

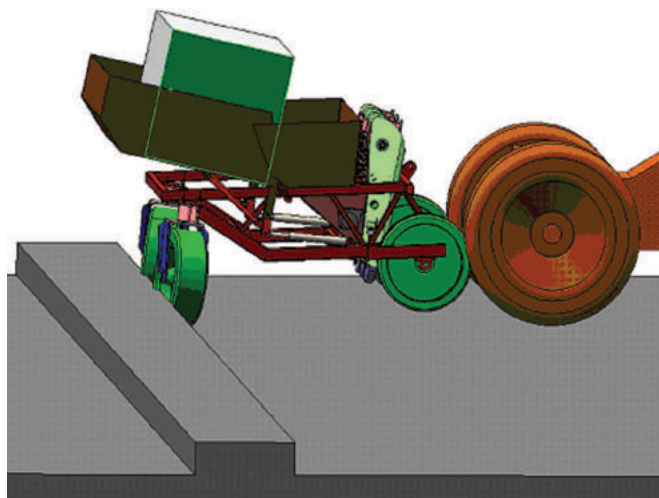
### 5. Analiza kinematyczna

Celem analizy kinematycznej jest określenie wartości obciążeń występujących w symulowanych warunkach pracy sadzarek. Wielowariantowe symulacje komputerowe zostaną także wykorzystane do analiz komputerowych wytrzymałości konstrukcji nośnej maszyny, a mianowicie do określenia wymuszeń w najbardziej istotnych punktach konstrukcji.

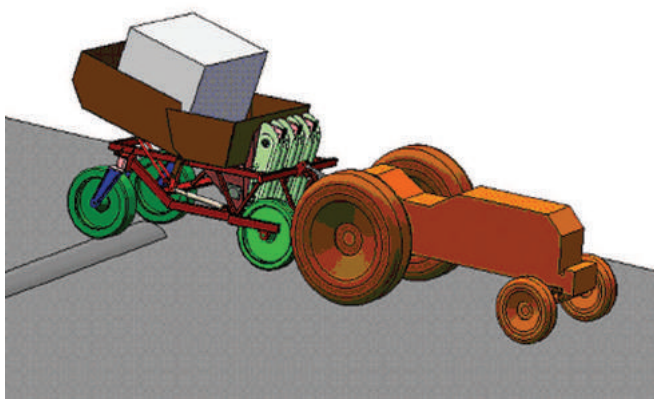
Szczegółowej analizie zostały poddane dwa najbardziej

istotne przypadki pracy sadzarek, a mianowicie zmiany kierunku jazdy oraz przypadek przejazdu sadzarki przez nierówność z uniesieniem zbiornika doładowczego podczas transportu.

Na rys. 10 i 11 zostały pokazane najważniejsze fazy symulacji dla obu analizowanych przypadków.



Rys. 10. Symulacja podczas blokowania kół tylnych faza naporu na przeszkodę, koła ustawione poprzecznie



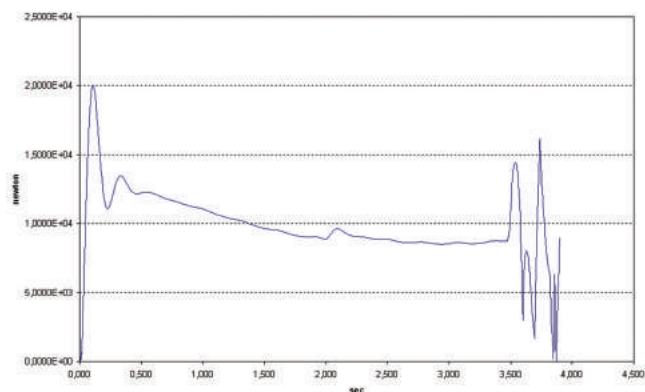
Rys. 11. Symulacja w czasie podniesienia maszyny - przejazd sadzarki przez wzniesienie

Pierwszy z analizowanych przypadków pokazuje zachowanie się maszyny w momencie blokowania tylnych kół sadzarki podczas manewru zmiany kierunku ruchu agregatu. W normalnych warunkach, podczas cofania, następuje samoczynny obrót kół podporowych pod wpływem działania momentu stabilizującego. Analizowany przypadek pokazuje zachowanie maszyny w sytuacji zablokowania kół toczących się po gruncie złej jakości, w którym pod wpływem nacisku koła grzęzną i ich obrót staje się niemożliwy. W wyniku tego zablokowane koła ustawiają się prostopadłe do kierunku ruchu i uniemożliwiają wykonanie manewru cofania.

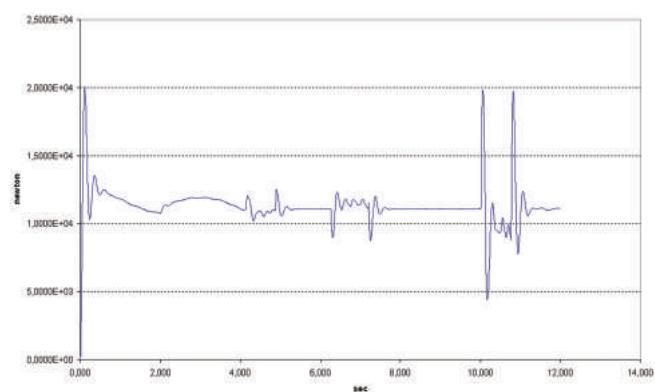
Drugi przypadek ilustruje typową operację podczas pracy sadzarki, gdzie następuje uniesienie zbiornika doładowczego, co pociąga za sobą zmianę obciążeń wszystkich węzłów kinematycznych sadzarki oraz nacisków na koła.

Wszystkie istotne elementy modelu sadzarki uwzględnione zostały w modelu w postaci brył sztywnych, połączonych ze sobą właściwie dobranymi więzami kinematycznymi, odbierającymi między częściami odpowiednie stopnie swobody. W punktach, gdzie było to konieczne, zastosowano elementy sprężyste w celu odsztywnienia analizowanego układu kinematycznego. Do zamodelowania kontaktu kół

sadzarek z nawierzchnią wykorzystano dostępne w systemie obliczeniowym elementy kontaktowe. Ciągnik zamodelowany został w postaci ruchomej bryły sztywnej, na której oparto model wirtualny sadzarki i połączono go z zamodelowanym ciągnikiem za pomocą więzów sferycznych, w dwóch dolnych uchwytach TUZ.



Rys. 12. Dynamiczne zmiany sił w silownikach, sadzarka podczas blokady kół tylnych



Rys. 13. Dynamiczne zmiany sił w silownikach, najazd na przeszkodę

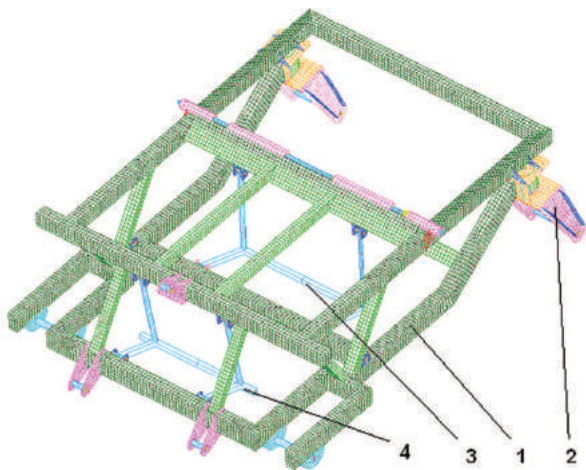
## 6. Model MES

Model obliczeniowy MES powstał na bazie geometrii 3D sadzarki trzyrzędowej, którą przedstawiono w poprzednich rozdziałach. Geometria istotnych elementów konstrukcyjnych została odpowiednio przygotowana i posłużyła bezpośrednio do generacji elementów skończonych. Elementy, których geometria jest mało istotna z punktu widzenia wytrzymałości konstrukcji, zostały zamodelowane w sposób uproszczony (elementy belkowe, prętowe) lub zostały uwzględnione w modelu w inny sposób.

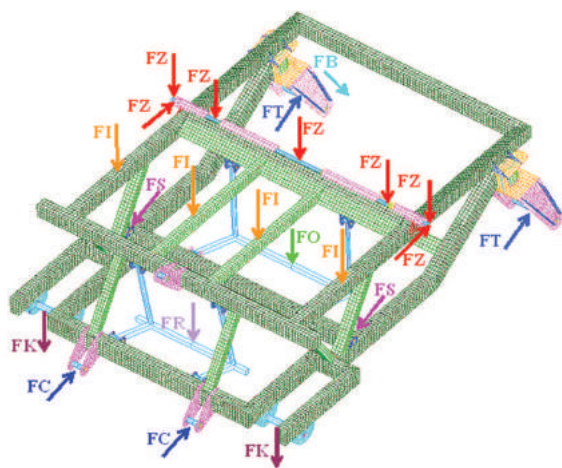
Masy elementów zamodelowanych zostały uwzględnione automatycznie przez system komputerowy, który na podstawie właściwości materiałowych sam wylicza siły inercyjne, działające w modelu.

Model obliczeniowy konstrukcji sadzarki trzyrzędowej pokazano rys. 14. W sposób dokładny zostały zamodelowane następujące elementy konstrukcji: rama nośna 1, widełki kół 2. Inne elementy konstrukcji zamodelowano w sposób uproszczony i do nich należą: układ mocowania obsypnika 3, układ mocowania redlic 4. Elementy nie stanowiące konstrukcji nośnej sadzarki zostały uwzględnione w modelu obliczeniowym w postaci sił zewnętrznych (rys. 15). Kierunki oraz wartości sił działających na poszczególne punkty kinematyczne układu, zostały wyznaczone podczas symulacji modelu wirtualnego sadzark.





Rys. 14. Model obliczeniowy ramy nośnej sadzarki



Rys. 15. Punkty obciążenia modelu sadzarki siłami zewnętrznymi:

*FZ* - siły od masy zbiornika i ładunku, *FI* - siły od masy zbiornika stałego i innych podzespołów niezamodelowanych, *FK* - siły od masy koła przedniego napędu zesp. wysadzających, *FO* - siła od masy obsypnika, *FR* - siła od masy redlicy, *FS* - siły od siłownika (ucha cylindrów), *FT* - siły oporu toczenia, *FC* - siły naporu na TUZ, *FB* - siła boczna

Opracowany model obliczeniowy, przedstawiony na rys. 15 i 16, opisany został przez zastosowanie: elementów objętościowych typu Solid, elementów płytowo-powłokowych czworokątnych i trójkątnych typu Thin Shell, elementów belkowych typu Beam oraz elementów prętowych typu Rod. Elementami powłokowymi opisano wszystkie elementy konstrukcyjne ramy, oprócz łożyska ślizgowego przednich kół, gdzie wykorzystano elementy objętościowe. Natomiast elementy belkowe i prętowe wykorzystano do zamodelowania: ram redlic i obsypnika, sworzni mocowania siłowników, osi kół i zawiasu zbiornika doładowczego.

## 7. Przebieg obliczeń i analiza wyników MES

Opracowaną konstrukcję poddano czterem przypadkom obciążenia:

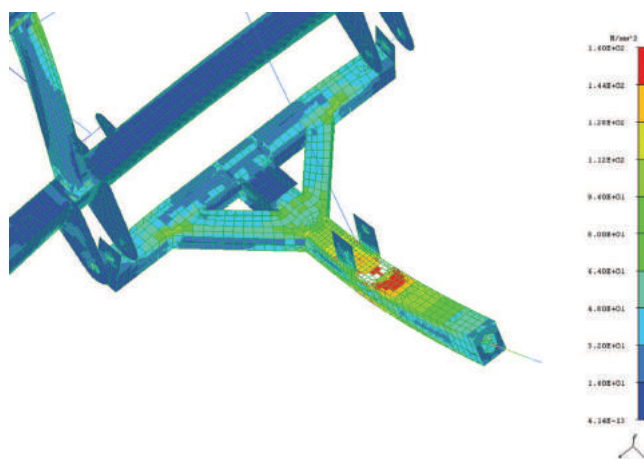
- 1) LC1 - transport sadzarki, nadwyżka dynamiczna 1.4,
- 2) LC2 - transport sadzarki z sztywnym układem jezdnym,
- 3) LC3 - początkowa faza obrotu kół spowodowana zmianą kierunku ruchu agregatu, pozycja wyjściowa koła wyprostowane,
- 4) LC4 - cofanie przy źle ustawionych, zablokowanych kołach.

Stosownie do warunków pracy przyjęto dwa przypadki utwierdzenia konstrukcji. W pierwszym z nich utwierdzenie przyłożono w czterech węzłach konstrukcji, w miejscu kół tylnych i agregacji z ciągnikiem. W przednim prawym uchwycie odebrano wszystkie możliwe kierunki przemieszczenia (XYZ), a w przednim lewym pozostawiono możliwość przemieszczania się w kierunku Z. W pozostałych punktach mocowania (kół tylnych) odebrano przemieszczenia w kierunku pionowym kierunku Y. W drugim przypadku nie występuje mocowanie w uchwytach mocowania z ciągnikiem, ponieważ jest to przypadek z sztywnym układem jezdym, w którym agregowanie z ciągnikiem odbywa się za pomocą dyszla. Utwierdzenie dyszla zostało przyłożone do punktu mocowania go z belką zaczepową, w którym odebrano wszystkie możliwe kierunki przemieszczeń (XYZ). Pozostałe punkty (kół tylnych) utwierdzone są tak jak w przypadku pierwszym.

Analizę wyników obliczeń przy użyciu postprocesora I-DEAS przedstawiono graficznie na rys. 16-20. Przygotowany model obliczeniowy ramy sadzarki zagonowej, wraz z założonymi obciążeniami, opisanymi powyżej, poddano analizie wytrzymałościowej przy zastosowaniu systemu I-DEAS.

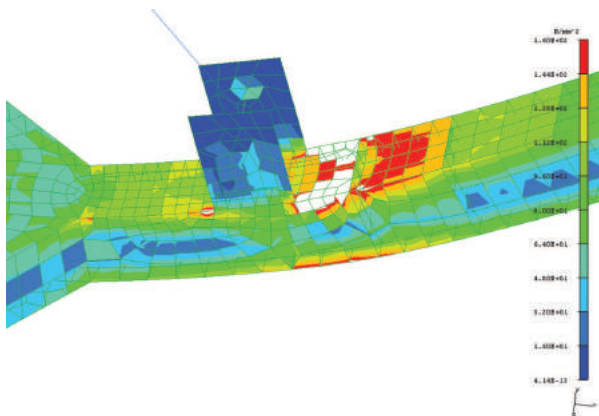


Rys. 16. Naprężenia zredukowane [Pa], sadzarka trzyrzędowa, przypadek LC1

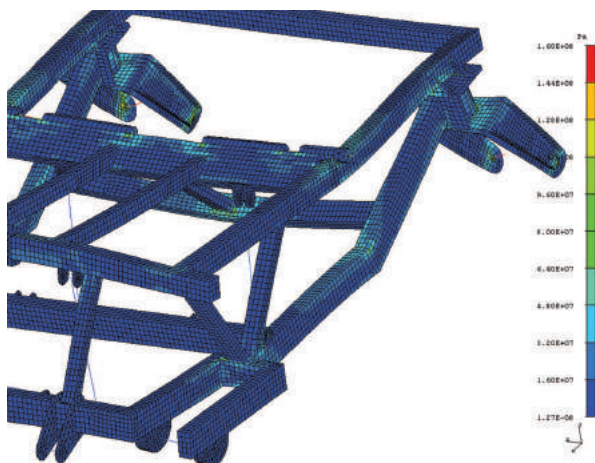


Rys. 17. Naprężenia zredukowane w dyszlu, przypadek LC2

Wartości przemieszczeń lub naprężeń przedstawione są w kolorach, według skali znajdującej się po prawej stronie rysunku. Skalę dla naprężeń zredukowanych ograniczono do 160 MPa. Największe przemieszczenie zaobserwowano dla przypadku obciążenia LC4. Wystąpiły one w zawiasie zbiornika doładowczego i wynosiły 5.41 mm (rys. 20).



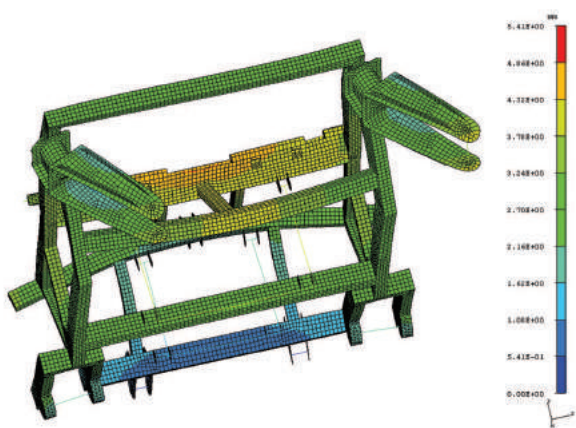
Rys. 18. Naprężenia zredukowane w powiększeniu, przypadek LC2 miejsce koncentracji naprężeń



Rys. 19. Naprężenia zredukowane [Pa], sadzarka trzyzędowa, przypadek LC3, widok z boku

Najbardziej niebezpiecznym przypadkiem jest transport sadzarki ze sztywnym układem jezdnym, w skład którego wchodzi dyszel zaczepowy. Występują w nim duże naprężenia, przekraczające 160 MPa (rys. 17, 18), zlokalizowane w miejscu występowania uchwytów. Naprężenia tam występujące przekraczały dopuszczalną granicę wytrzymałości 160 MPa dla stali St3.

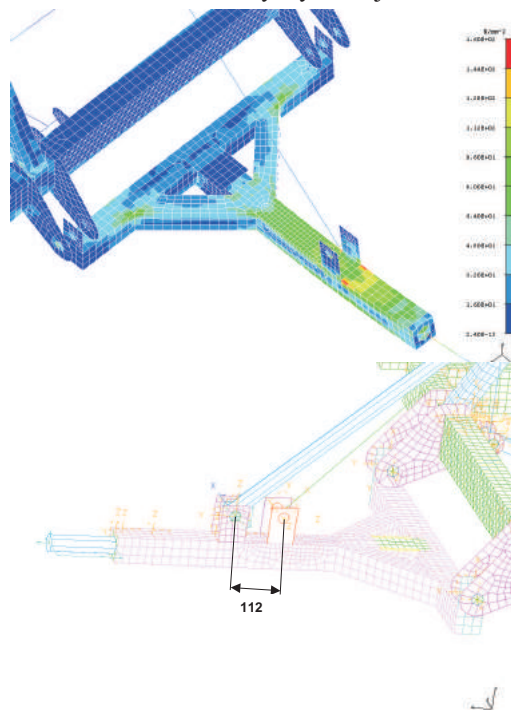
Konstrukcja w zaproponowanej wstępnej wersji dyszla zaczepowego nie spełnia warunków wytrzymałościowych dla przyjętych warunków obciążeń. Na podstawie analizy wytrzymałościowej proponuje się wprowadzenie poprawek konstrukcyjnych.



Rys. 20. Przeszczenia konstrukcji [m], sadzarka trzyzędowa, przypadek LC4

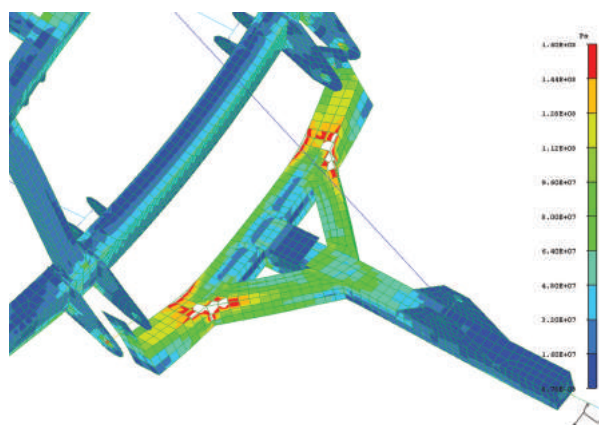
## 8. Zmiany konstrukcyjne i analiza wyników obliczeń modelu po wprowadzeniu zmian

Po przeprowadzeniu analizy wyteżenia urządzenia bramowego zaproponowano zmiany konstrukcyjne w ramie nośnej i uchylniej w celu zmniejszenia występujących koncentracji naprężeń. Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń MES konstrukcji dyszla przy zmienionych parametrach profili belek i położenia uch mocowania śruby rzymskiej.



Rys. 21. Naprężenia zredukowane w dyszlu przy przesuniętych uchwytach mocowania śruby rzymskiej o 112 mm

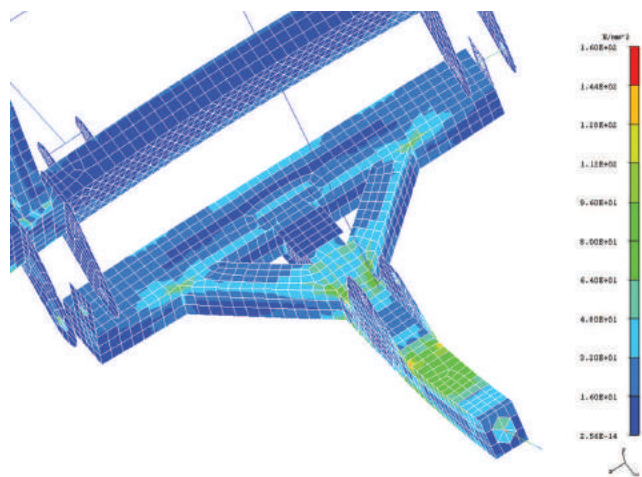
Na początku przesunięto uchwyty mocowania o 112 mm, dokładnie w miejsce występujących naprężeń przekraczających wartości dopuszczalne. Dodatkowo, zwiększono grubość profilu belki podłużnej o 1 mm (rys. 21). Naprężenia dopuszczalne zostały przekroczone, dlatego w następnym przypadku ucha mocowania wydłużono i nałożono na boczne ścianki belki podłużnej (rys. 22). Miejsce koncentracji naprężeń przesunęło się na belkę poprzeczną i zastrzały dyszla zaczepowego. Belka poprzeczna w dyszlu poddana jest skręceniu dlatego występuje tu bardzo duża koncentracja naprężeń.



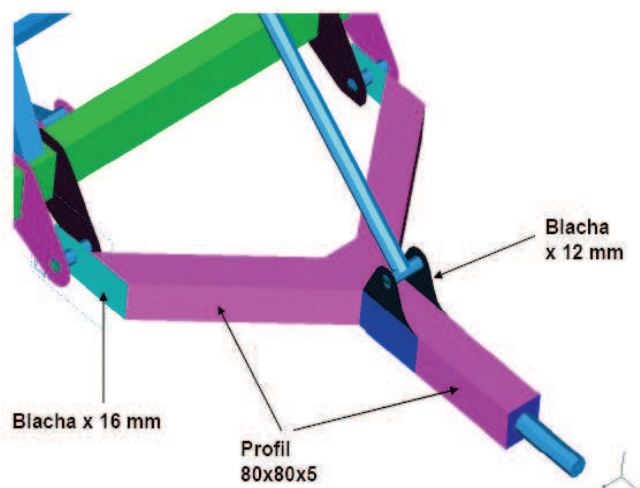
Rys. 22. Naprężenia zredukowane w dyszlu przy przesuniętych uchwytach mocowania śruby rzymskiej i zmienionym ich kształcie



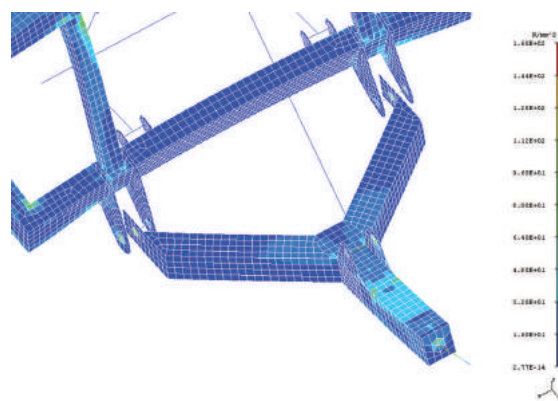
Następnym etapem szukania optymalnego rozwiązania dla dyszla było zwiększenie profilu i grubości belki poprzecznej na wymiar 100x60x5 (rys. 23). Uzyskany rezultat naprężeń był zadowalający, lecz wygląd i estetyka dyszla nie były zadowalające. Dlatego postanowiono przekonstruować dyszel. Zastosowano dwie belki skośne, wyprowadzone od uchwytów mocowania z sadzarką do belki podłużnej pod kątem 45° (rys. 24). Pozbyto się w ten sposób belki poprzecznej. Do tej konstrukcji użyto profile kwadratowe o wymiarach 80x80x5. Uchwyty mocowania śruby rzymskiej, które zostały przyspawane do bocznych ścian profilu podłużnego, określono na grubość 12 mm. Natomiast grubości blach uchwytów mocowania dyszla z sadzarką określono na 16 mm. Maksymalna wartość naprężeń uzyskana w zmienionej konstrukcji nie przekraczała 130 MPa.



Rys. 23. Naprężenia zredukowane w dyszlu przy zmianie profilu belki poprzecznej dyszla na 100x60x5



Rys. 24. Widok poglądowy konstrukcji dyszla



Rys. 25. Rozkład naprężeń w modelu obliczeniowym dyszla zaczepowego po wprowadzeniu zmian konstrukcyjnych, przy ograniczeniu skali do 160 MPa

## 9. Podsumowanie

Zastosowana metoda obliczeń wytrzymałościowych, poprzedzona analizą kinematyczną ramy nośnej sadzarki, pozwoliła przebadć konstrukcję dla przypadków obciążeń najbliższych warunkom rzeczywistym. Dzięki temu obliczenia stały się bardziej wiarygodne i dokładne. Obliczenia dostarczyły niezbędnych informacji o stanie pracy konstrukcji, ze wskazaniem niebezpiecznych miejsc.

W obliczeniach MES projektowanej sadzarki zagonowej wyznaczano m.in. naprężenia zredukowane (wg hipotezy wytrzymałościowej Hubera-Misesa), przemieszczenia i reakcje (w miejscu występowania kół). W wyniku przeprowadzonych obliczeń i symulacji komputerowych uzyskano zbiór wyników w postaci rozkładu naprężeń w konstrukcji. Największą jednak korzyścią była możliwość weryfikacji konstrukcji w aspekcie wytrzymałościowym. Polegała ona na modyfikacji konstrukcji, prowadzącej do uzyskania rozwiązania, w którym nie przekraczono dopuszczalnych naprężeń. Modyfikując konstrukcję dyszla zaczepowego, zadając inne rozwiązania typu: zmiana profili belek i położenie punktów mocowania uchwytu śruby rzymskiej nie uzyskano zadowalających wyników. Dlatego należało przekonstruować dyszel zaczepowy.

## 10. Literatura

- [1] Szczepaniak J., Rogacki R., Szczepaniak M., Nawrocki P., Mac J., Grzechowiak R.: Sadzarka automatyczna do ziemniaków w uprawie zagonowej. Zad. I.5. Opracowanie modelu 3D konstrukcji nośnej sadzarki i taśmowo-czerpakowego zespołu wysadzającego
- [2] Pawłowski T., Szczepaniak J., Rogacki R., Maciaszek H., Mac J., Szczepaniak M., Grzechowiak R.: Sadzarka automatyczna do ziemniaków w uprawie zagonowej. Zad. I.6. Opracowanie modelu obliczeniowego, analiza kinematyczna i wytrzymałościowa
- [3] Zienkiewicz O. C.: Metoda elementów skończonych. Arkady, Warszawa 1972
- [4] I-DEAS. Help library bookshelf. Tutorials. Pliki pomocy do systemu I-DEAS  
Pliki pomocy systemu Solid Works, Solid Works Corporation.

## Supporting structure analysis of automatic bed potato planting machine

### Summary

In the article presented are the selected stages of realization of machine designing process. The computer system Solid Works was used, by means of which the solid model of automatic potato planting machine was built and kinematic analysis was carried out. Then by computer system I-DEAS strength calculations were done with the use of Finite Elements Method (FEM). The strength analysis showed that the permissible limit of stresses has been exceeded. So it has been decided to change the original design of the coupling drawbar and to use the different structure beams arrangement.