

Jerzy Małachowski

e-mail: jmalachowski@wat.edu.pl

Kamil Sybilski

e-mail: ksybilski@wat.edu.pl

Wojskowa Akademia Techniczna, Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej

Wybrane analizy złożonych układów mechanicznych w ujęciu numerycznym

1. Wstęp

W obecnych czasach można zauważyć tendencję do skracania czasu powstawania nowego produktu. Coraz szybsza zmiana oczekiwań przyszłych nabywców oraz duża konkurencja powoduje, że szansę na powodzenie ma tylko ten produkt, który oprócz tego, że najszybciej trafi na rynek, najlepiej spełnia oczekiwania klientów. Taka sytuacja stawia przed inżynierami poważne zadanie, które polega na zaprojektowaniu urządzenia spełniającego: oczekiwania rynku, wymagania norm technicznych oraz posiadającego optymalne parametry konstrukcyjne. Skutkiem tego jest dążenie do maksymalnego „odchudzenia” konstrukcji, przy jednoczesnym zachowaniu jej bezpieczeństwa pracy. Aby było to możliwe, potrzebne są odpowiednie narzędzia wspomagające pracę konstruktora, które pomagają przewidzieć zachowanie konstrukcji pod wpływem różnych czynników.

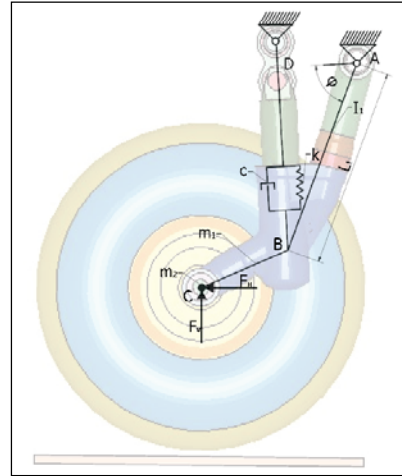
Jednym z tego typu narzędzi jest analiza na modelach analitycznych, która umożliwia określenie zachowania się danego układu mechanicznego przy założonych warunkach początkowo-brzegowych. Inną metodą służącą do zbadania układu mechanicznego jest analiza na elementach sztywnych (ang. multibody analysis). Jej zaletami są krótki czas obliczeń oraz możliwość realizacji analiz kinematycznych i dynamicznych, dających wstępne wyniki w postaci m.in. przebiegów przemieszczeń, prędkości, przyspieszeń oraz sił występujących w elementach modelowanych układów. Najwięcej możliwości analizy konstrukcji dają symulacje numeryczne pełnych układów z wykorzystaniem metody np.: MES, MEB lub MRS [2]. Obliczenia te bazują na dyskretyzacji analizowanych obiektów i przypisaniu im odpowiednich cech geometrycznych i fizycznych. Taki sposób obliczeń umożliwia uzyskanie wyników dla układów konstrukcyjnych cechujących się złożoną geometrią oraz pozwala na realizację symulacji zachowania ich w przypadkach złożonych stanów obciążeń mechanicznych. Całość zagadnienia jest symulowana z wykorzystaniem zaawansowanych technologii komputerowych, bez budowania skomplikowanych prototypów wymagających opracowania technologii wykonania oraz dużych nakładów finansowych.

Autorzy artykułu przedstawili ścieżkę rozwijania i udokładniania kolejnych modeli na przykładzie podwozia głównego samolotu transportowego.

2. Analiza na modelu analitycznym

Zbudowanie modelu matematycznego we wstępnym etapie modelowania pozwoliło przeanalizować zależności kinematyczne pomiędzy poszczególnymi elementami układu oraz oszacować wartość sztywności i tłumienia amortyzatora. Parametry te mają istotny wpływ na wartość pochłanianej energii samolotu podczas przyziemienia oraz na możliwość wystąpienia innych niekorzystnych zjawisk (np. zjawiska drgań samowzbudnych).

W celu opracowania modelu analitycznego konieczne było przyjęcie uproszczonego schematu podwozia (rysunek 1). Uproszczenia polegały na zastąpieniu goleni, łącznika oraz tłocyska elementami prętowymi, sprowadzeniu amortyzatora cieczo-gazowego do pojedynczego elementu sprężysto-tłumiącego o liniowej charakterystyce sztywności k oraz tłumienia c , stowarzyszeniu masy koła, osi koła, piasty i hamulca ze statorem do pojedynczego punktu masowego m_2 oraz realizacji całości obciążenia poprzez dwie siły (pionową F_V i poziomą F_H) przyłożone w osi koła. Wartości poszczególnych mas oraz położenie środków ciężkości elementów zostały przyjęte zgodnie z rzeczywistym podwoziem.



Rysunek 1 Uproszczony schemat podwozia głównego

Dla tak przyjętego schematu w kolejnym kroku wyznaczono, bazując na równaniach Lagrange'a II rodzaju, równanie ruchu o postaci:

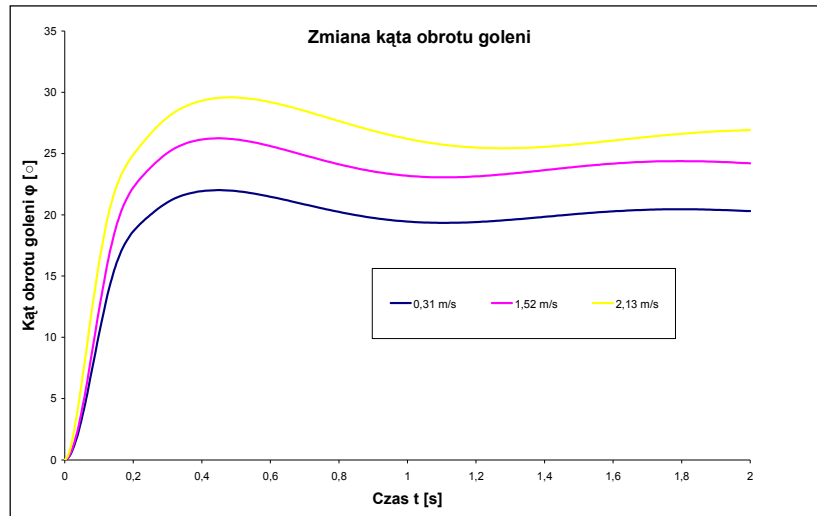
$$\left(m_2|AC|^2 + I_1\right)\ddot{\varphi} - kL_1 \cos(\varphi)(L_2 - L_1 \sin(\varphi)) + |AC|gm_2 \cos(\varphi - 20^\circ) + m_1gr \cos(\varphi - 12^\circ) + c\dot{\varphi} \cdot L_1^2 (\sin(\varphi))^2 = F_H AC \sin(\varphi - 20^\circ) + F_V AC \cos(\varphi - 20^\circ) \quad (1)$$

gdzie jako współzrędną uogólnioną przyjęto kąt obrotu goleni φ .

Występujące w równaniu ruchu siły F_V i F_H uzyskano w wyniku symulacji 2D pionowego zrzutu podwozia z trzema prędkościami pionowego spadku (0,31 m/s, 1,52 m/s oraz 2,13 m/s). Na podstawie uzyskanych przebiegów opracowano funkcje obciążeń opisane równaniami wielomianowymi.

Równanie ruchu zostało rozwiązane w programie MATHCAD przy użyciu metody całkowania Rungego-Kutty. Dzięki temu możliwe było uzyskanie rozwiązania w szerokim zakresie zmiennej, przy jednoczesnym ograniczeniu wymaganych danych wejściowych do warunków początkowych oraz przedziału czasu, w którym szukamy rozwiązania. Równanie różniczkowe było całkowane z następującymi warunkami początkowymi: $\varphi(0) = 69$ [°], $\varphi'(0) = 0$ [1/s]. Pierwszy warunek określa kąt ugięcia goleni w chwili początkowej, która dla tak przyjętego modelu matematycznego odpowiada położeniu swobodnemu podwozia. Drugi warunek wskazuje, że prędkość obrotowa goleni jest równa zero, co oznacza, że podwozie w początkowej fazie analizy jest nieruchome.

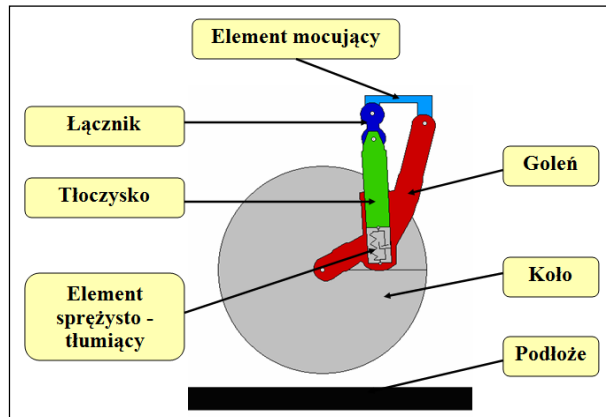
Wynikiem analizy są przebiegi kąta obrotu goleni przedstawione na rysunku 2.



Rysunek 2 Przebiegi kąta obrotu goleni podwozia głównego

3. Analiza na elementach sztywnych

W kolejnym etapie badań został opracowany model 2D bazujący na elementach sztywnych (rysunek 3). Model ten składa się z elementu mocującego, łącznika, tłoczyska, elementu sprężysto-tłumiącego, goleni, koła oraz podłoża. Element mocujący, poza odzwierciedleniem mocowania łącznika i goleni do kadłuba samolotu, reprezentuje masę 3325kg stowarzyszoną do rzeczywistego podwozia podczas lądowania. W modelu uproszczono amortyzator cieczowo-gazowy do elementu sprężysto-tłumiącego o liniowej charakterystyce. Połączenia pomiędzy podzespołami realizowano bez uwzględnienia dysypacji energii wynikającej z pracy sił tarcia. W związku z powyższym założeniem cała energia pionowego spadku podwozia jest absorbowana przez układ amortyzatora. Własności masowo-bezwładnościowe pozostałych podzespołów zostały tak dobrane, aby odpowiadały własnościom rzeczywistych części.



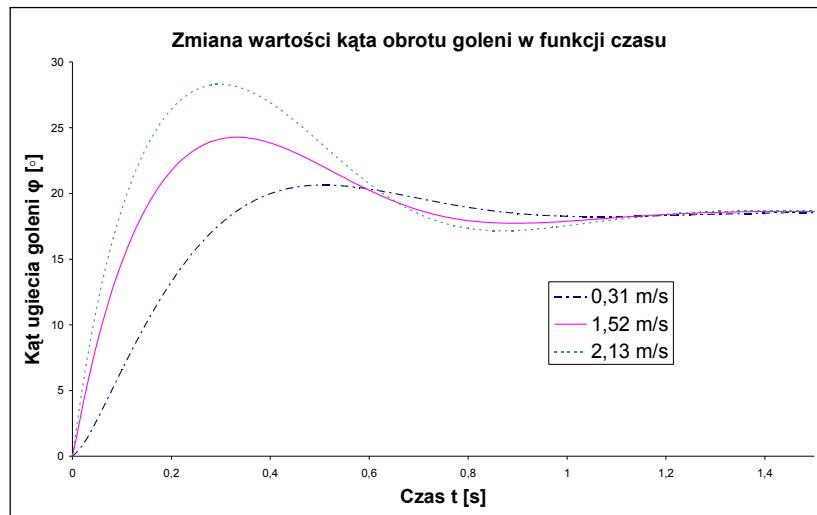
Rysunek 3 Model 2D podwozia głównego

Zaletą tego typu modelowania, w stosunku do analiz analitycznych, jest możliwość m.in. analizowania w prosty sposób układów o wielu stopniach swobody z uwzględnieniem zagadnienia kontaktu (opierającego się na warunkach brzegowych) pomiędzy podzespołami.

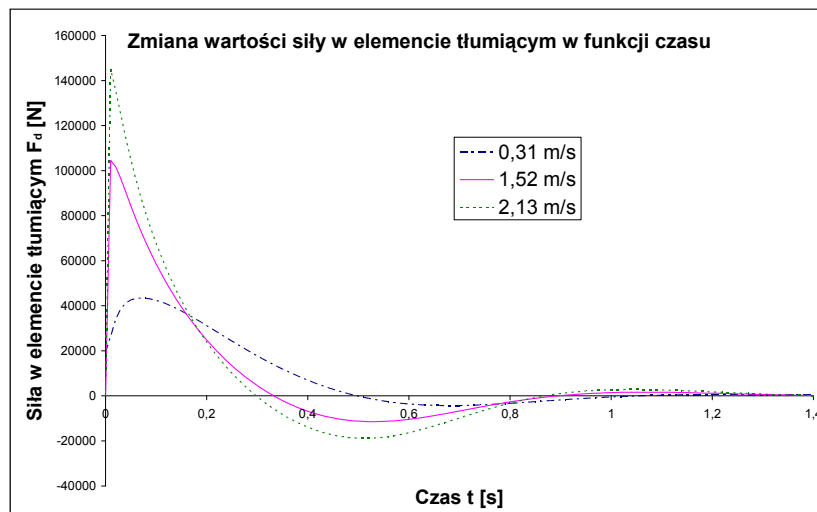
Opracowany model 2D posłużył do symulacji w programie WorkingModel pionowego zrzutu podwozia, który był realizowany z trzema prędkościami pionowego spadku. Symulacje tego typu odwzorowują test laboratoryjny wykonywany na rzeczywistym podwoziu. Pionowy zrzut był realizowany z trzema prędkościami pionowego spadku.

Program WorkingModel buduje równania ruchu w oparciu o równania Newtona-Eulera, które następnie są rozwiązywane zgodnie z metodą całkowania Rungego-Kutty.

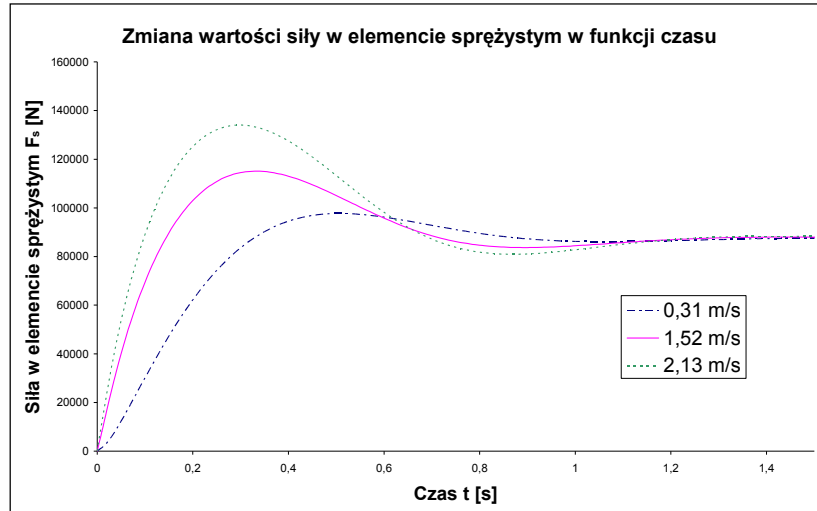
Wynikiem symulacji są przebiegi czasowe zmiany wartości kąta obrotu goleni (rysunek 4), zmiana wartości siły w elemencie tłumiącym (rysunek 5) oraz zmiana wartości siły w elemencie sprężystym (rysunek 6).



Rysunek 4 Zmiana wartości kąta obrotu goleni



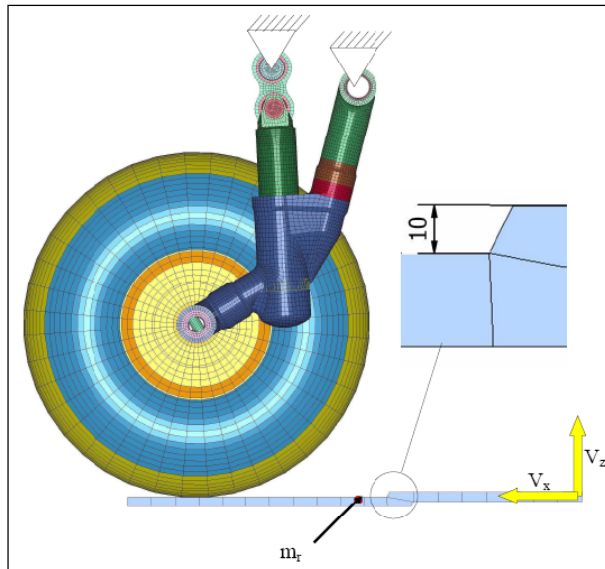
Rysunek 5 Zmiana wartości siły w elemencie tłumiącym



Rysunek 6 Zmiana wartości siły w elemencie sprężystym

4. Symulacja MES

W trzecim etapie pracy, bazując na wcześniej zbudowanych modelach, przeprowadzono symulację z wykorzystaniem zweryfikowanego, w pełni odkształcalnego modelu 3D MES podwozia (rysunek 7) [4]. W badaniu tym zdecydowano się przeprowadzić symulację lądowania podwozia na podłoże z nierównością. Wielkość nierówności (wynoszącą 10mm) dobrano na podstawie dostępnych wyników badań nierówności nawierzchni lotnisk [6]. W modelu MES uwzględniono podział funkcjonalny badanej struktury, geometryczne nieciągłości w strukturze poszczególnych części oraz ich wzajemne pozycjonowanie.



Rysunek 7 Model 3D MES podwozia

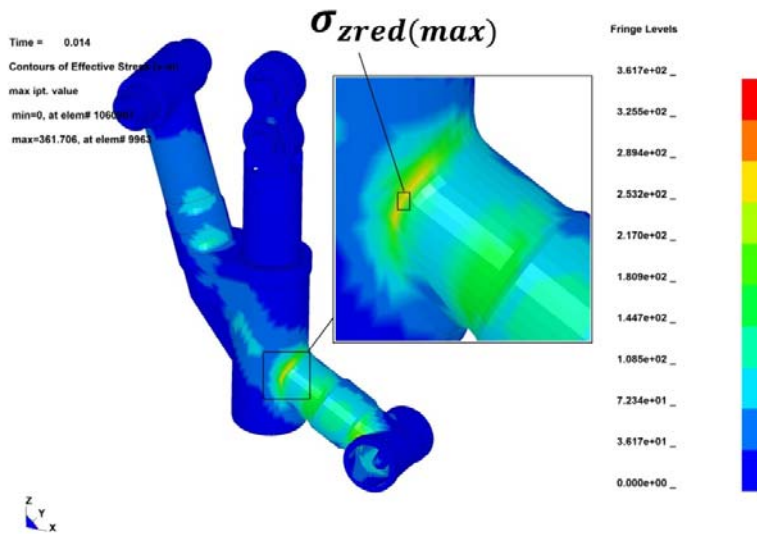
Wszystkim podzespołom (z wyjątkiem opony) nadano charakterystyki materiałowe odpowiadające w większości dwóm materiałom : stali 30HGSNA i stali 30HGSA, które wykorzystuje się w konstrukcjach wysoko obciążonych. W numerycznym opisie opony przyjęto model materiałowy Mooneya – Rivlina, odzwierciedlając model fizyczny opony firmy BARUMTECH o rozmiarach: 720×310 (model Y Tubless) napełnionej ciśnieniem $P_{op} = 0,55$ MPa. Zastosowany model materiału gumy pozwala uzyskiwać poprawne wyniki w zakresie dużych przemieszczeń i deformacji. Do opisu warstw ortotropowych zawartych w oponie zastosowano powłokowe elementy skończone, w których odpowiednio

uwzględniono kierunki osi materiałowych oraz zdefiniowano dla nich wypadkowe (dla wszystkich warstw kordu) wartości modułów Younga oraz współczynników Poissona.

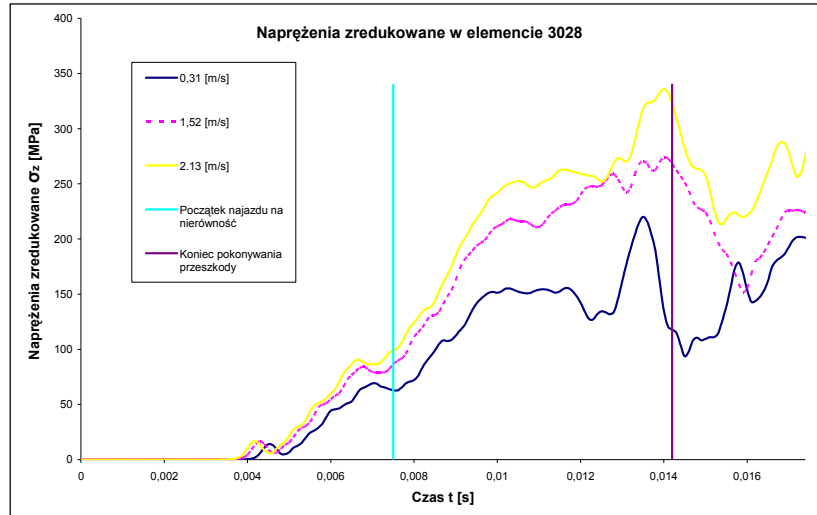
Opracowany, kompletny model MES składał się z 73146 elementów ośmiowęzłowych (wszystkie podzespoły z wyjątkiem wewnętrznej warstwy kordu), 2760 elementów powłokowych o ortotropowych właściwościach oraz 120 elementów sprężysto-tłumiących do opisu charakterystyki tłumika. Panujące w kole ciśnienie opisano modelem poduszki powietrznej (typu airbag) [2].

Analizowane były trzy przypadki lądowania różniące się wartością prędkości pionowego spadku. Prędkość pozioma była dla każdego wariantu taka sama i wynosiła 38 m/s (ok. 136,8 km/h). Wartości prędkości pionowego spadku przyjęto na podstawie wcześniejszych przypadków.

W wyniku przeprowadzonej symulacji numerycznej, tzn. rozwiązania pełnego, macierzowego równania dynamicznego ruchu metodą całkowania jawnego, uzyskano możliwość analizy zmiany wyteżeń w poszczególnych elementach układu. Na rysunku 8 przedstawiono mapę naprężeń występujących w goleni, natomiast na rysunku 9 przedstawiono zmianę maksymalnych naprężeń zredukowanych w goleni dla poszczególnych prędkości pionowego spadku.



Rysunek 8 Maksymalne naprężenia zredukowane w goleni



Rysunek 9 Zmiana naprężeń zredukowanych w obszarze największych naprężeń dla poszczególnych prędkości pionowego spadku

5. Wnioski

W prezentowanej pracy przedstawiono metodykę badania podwozi samolotu transportowego bazującego na etapowych analizach z wykorzystaniem coraz to bardziej złożonych modeli numerycznych. Przeprowadzone analizy dowiodły, że we wstępnym etapie projektowania konstrukcji możemy wspierać się modelami analitycznymi oraz analizami bazującymi na elementach sztywnych, które pozwalają w krótkim czasie przetestować zachowanie dowolnego układu mechanicznego z różnymi parametrami wejściowymi oraz stwierdzić wstępną poprawność nowoprojektowanej konstrukcji. Dokładniejsze, wirtualne testowanie konstrukcji pociąga za sobą konieczność budowania modelu pełnego bazującego na geometrii 3D CAD, z wykorzystaniem technik obliczeniowych bazujących np. na metodzie elementów skończonych.

6. Literatura

1. SZCZECIŃSKI S. (red.): Technika lotnicza. WKŁ, Warszawa 1988.
2. HALLQUIST J.O., LS-Dyna. Theoretical manual. California Livermore Software Technology Corporation, 2005.
3. LEE H.C., HWANG Y.H., KIM. T., Failure analysis of nose landing gear assembly. Engineering Failure Analysis, vol. 10, 2003, pp. 77-84.
4. KRASOŃ W., MAŁACHOWSKI J., Dynamics analysis of the main landing gear in 3d model, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 14, /No. 3, 2007, pp. 305-310.
5. OSSA E. A., Failure analysis of civil aircraft landing gear, Engineering Failure Analysis, Vol. 13, 2006, pp. 1177-1183.

6. GRABOWSKI P., Diagnostyka nawierzchni lotniskowych, Miesięcznik „Lotnisko”, 2007 r.