

ZASTOSOWANIE NIELINIOWEJ ANALIZY METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH W PROJEKTOWANIU CZĘŚCI MASZYN

*Grzegorz Brożek, Tadeusz Uhl, Ireneusz Łuczak**

Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie,

** Energocontrol Sp. z o.o., Kraków*

1. Wstęp

W artykule poruszono zagadnienia związane z analizą elementów zaprojektowanych z materiałów, których własności lub zachowanie przy znaczących deformacjach ma charakter nieliniowy. Dzięki zastosowaniu metody elementów skończonych udało się zrealizować obliczenia statyki nieliniowej prowadzące do poprawy kształtu części i zespołów oraz poprawy technologii wytwarzania zastosowanych materiałów. Ponadto przeprowadzenie symulacji komputerowych pozwoliło na znaczące ograniczenie zakresu badań niszczących.

Przedstawiono przykłady zastosowania analizy statyki nieliniowej do projektowania pianek siluminowych i podzespołów gumowo-metalowych. Nieliniowe podejście do rozwiązywania problemów pozwala na tworzenie zbliżonych do rzeczywistości dokładnych danych materiałowych uwzględniających krzywą umocnienia w przypadku siluminu oraz nieliniowy zakres odkształceń dla gumy. Tego typu symulacje nie są możliwe z wykorzystaniem podejścia liniowego.

Wykorzystanie elementów ze spienionego siluminu jest już testowane od dłuższego czasu jako rozwiązanie korzystne dla konstrukcji wymagających pochłonięcia dużych ilości energii. Zastosowanie siluminu pozwala na absorpcję energii przy zachowaniu sztywności w przypadku mniejszych obciążeń quasi-statycznych. Zarówno z tego powodu jak i ze względów technologicznych stosuje się materiały będące stopami aluminium. Łatwość formowania nietypowych kształtów, mniejsza gęstość, odporność na korozję oraz niskie koszty wytwarzania przy założeniu masowej produkcji są dodatkowymi zaletami tych materiałów.

Części gumowo-metalowe wykorzystywane są powszechnie jako wibroizolatory w przemyśle samochodowym i maszynowym. Użycie metody elementów skończonych pozwala badać ich zachowanie dla różnych obciążeń oraz określić charakterystyki sztywności. Symulacja kontaktu w modelu komputerowym umożliwia uwzględnienie zmian własności spowodowanych procesem montażu.

Prezentowane przykłady obejmowały dla obu części następujące zagadnienia:

- przygotowanie modelu geometrycznego na podstawie dokumentacji,
- opracowanie modelu dyskretnego poszczególnych części,
- obliczenia wytrzymałościowe MES w celu wyznaczenia stanu naprężeń i odkształceń oraz ilości pochłoniętej energii w przypadku pianek siluminowych,
- analiza wyników, modyfikacja konstrukcji oraz przeprowadzenie obliczeń weryfikacyjnych.

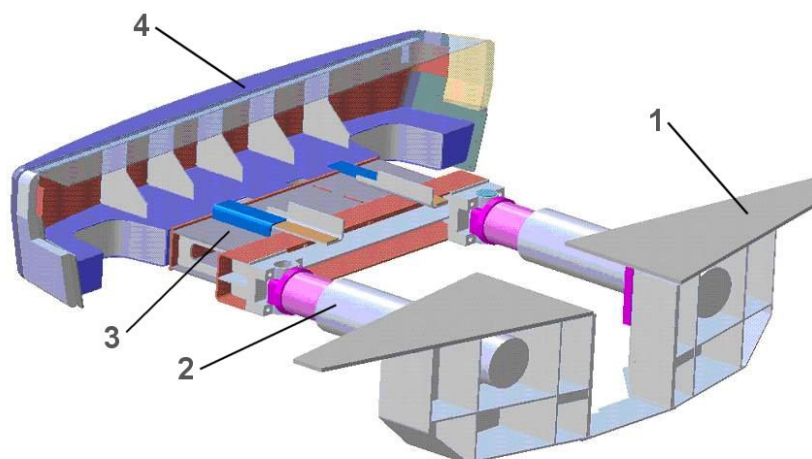
Wszystkie badania zostały wykonane z wykorzystaniem oprogramowania MSC.Marc. Geometria została wykonana w programie Catia V5, który umożliwił parametryczną modyfikację wymiarów.

2. Model elementów skończonych pianek siluminowych

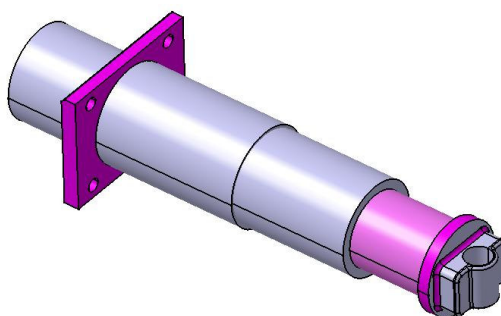
2.1. Opis obiektu badań.

Pianki siluminowe przewiduje się do zastosowania w zderzakach tramwajowych do pochłaniania energii zderzeń dla prędkości do 22 km/h. Będą one umieszczone w aparatach zderzeniowych zderzaków firmy Kamax S.A. z Kańczugi, które obecnie zapobiegają skutkom zderzenia tramwajów do 15 [km/h]. Zakres prędkości do 22 [km/h] odpowiada przypadkom zderzeń tramwajów, które są skutkiem nieuwagi motorniczych i mają zazwyczaj miejsce w zajezdniach i przy dojazdach do przystanków. Wiązą się one ze znacznymi uszkodzeniami ścian czołowych oraz co istotniejsze z wyłączeniem tramwaju z eksploatacji na czas naprawy. Dlatego też zachodziła konieczność modyfikacji konstrukcji zderzaka, w którym wbudowano dodatkowe części pochłaniające energię. Jako materiał wybrano silumin ze względu na łatwość wykonania pianek oraz odporność na korozję i gęstość ok. 40-krotnie mniejszą od stali. Docelowa wartość pochłanianej energii to ok. 30 [kJ]. Zderzak składa się z następujących podzespołów pokazanych na rysunku 1:

- 1) ramy oporowej, przyspawanej do ramion czołownicy;
- 2) aparatów zderzeniowych pochłaniających energię zderzenia bez odkształceń plastycznych;
- 3) elementu pośredniczącego;
- 4) części przedniej, zwanej odbijakiem.



Rys. 1. Rysunek poglądowy nowej wersji zderzaka.



Rys. 2. Rysunek poglądowy aparatu zderzeniowego.

2.2. Model dyskretny.

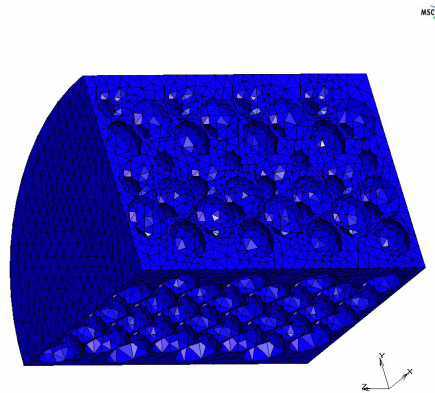
Zastosowany materiał w postaci pianki siluminowej ma silnie nieliniowe własności, które bardzo komplikują i wydłużają obliczenia. Znając parametry istniejącej pianki (gęstość, masa, objętość) zdecydowano się na wykonanie struktury uproszczonej, w której pęcherze są rozmieszczone w sposób regularny i zajmują 45 % objętości (rys. 3). Inne podejście nie było możliwe ze względu na nieregularne rozmieszczenie pęcherzy niemożliwe do zamodelowania w żadnym programie.

Ze względu na symetrię kształtu oraz obciążeń do obliczeń użyta została jedna czwarta próbki. Pianki wypełniają cylindryczną przestrzeń aparatu zderzeniowego. W trakcie prac badawczych podjęto również próbę uwzględnienia warunków brzegowych wynikających z tarcia pomiędzy tuleją zderzaka a pianką, jednak ze względu na stopień skomplikowania zadania problem ten został pominięty. Wyniki zostały pokazane na przykładzie elementu o promieniu 9 [mm] i wysokości 15 [mm], który jest 20 razy mniejszy od próbki testowanej laboratoryjnie.

Analiza została wykonana jako statyczna pomimo, że test laboratoryjny został wykonany elementom sposobem dynamiczny. Było to możliwe przez uwzględnienie odpowiednich danych materiałowych (krzywa umocnienia).

Siatka elementów skończonych została wykonana w programie MSC.Patran, a następnie transformowana do programu MSC.Marc, w którym wykonane zostały badania.

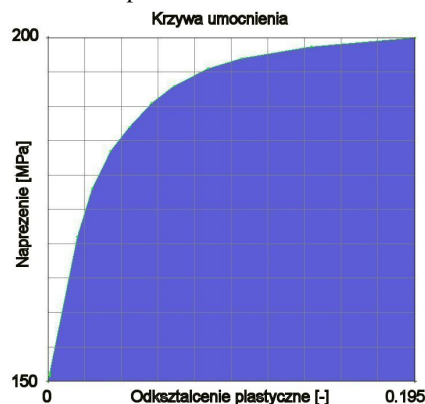
Utworzona siatka elementów skończonych składa się z elementów bryłowych tetragonalnych czterowęzłowych.



Rys. 3. Widok siatki elementów skończonych modelu o promieniu 9 [mm] i wysokości 15 [mm].

2.3. Dane materiałowe.

Wartość modułu Younga $E = 70000$ [MPa], liczba Poissona $\nu = 0,33$. Krzywa umocnienia zastosowana dla zakresu plastyczności została przedstawiona na rys. 4. Biorąc pod uwagę rodzaj materiału i obciążeń wybrana została teoria plastyczności Von Mises'a dla której warunek plastyczności we współrzędnych kartezjańskich x, y, z przyjmuje postać: $(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) = 2\sigma_0^2$. Dla umocnienia zostało wybrane umocnienie izotropowe.

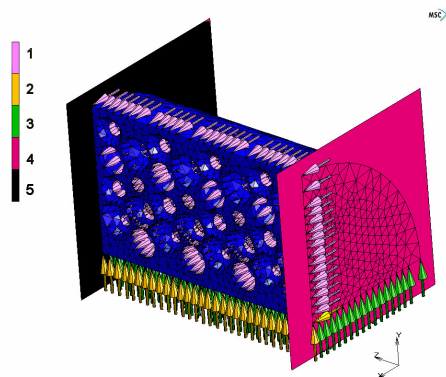


Rys. 4. Krzywa umocnienia zastosowanego siluminu.

2.4. Warunki obciążenia i warunki brzegowe.

Ilość powierzchni kontaktowych ograniczono do minimum ze względu na czas i skomplikowanie analiz. Bok cylindra mógł się swobodnie odkształcać w kierunku promieniowym, natomiast w kierunku osiowym ruch był ograniczony przez powierzchnię kontaktową (kolor 5 na rys. 5).

Badanie jednej czwartej pianki wymusiło dodatkowe warunki brzegowe. Węzłom na odciętych powierzchniach zostały odebrane stopnie swobody odpowiednio w kierunku x i y jak pokazano na rys. 5 (kolory 1 i 3). Węzłom na osi symetrii modelu zostały odebrane stopnie swobody we wszystkich kierunkach głównych (kolor 2)

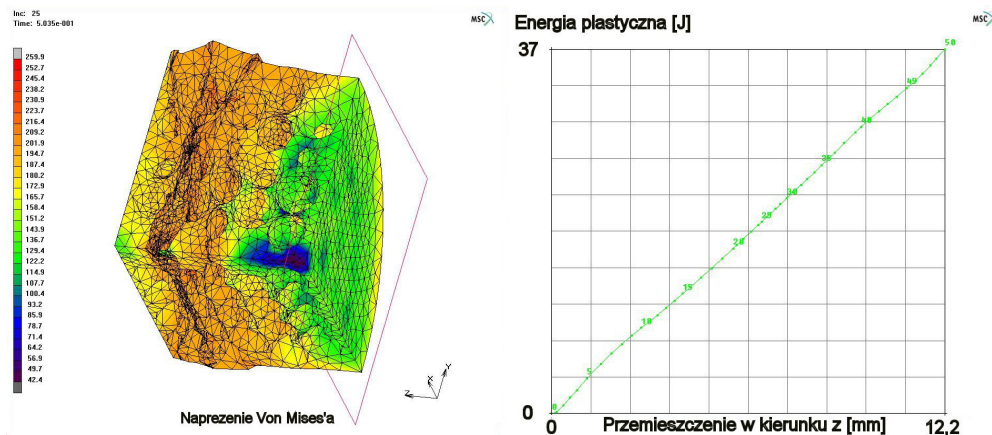


Rys. 5. Warunki brzegowe.

W celu odwzorowania kontaktu z tłokiem aparatu zderzeniowego następował jednostajny ruch prostoliniowy nieodkształcalnej powierzchni (kolor 4) w kierunku z. Wartość przemieszczenia była zależna od wielkości pianki i wynosiła docelowo 80% wysokości elementu piankowego. Zagadnienie kontaktu uwzględniało wzajemny kontakt elementów wewnątrz pęcherzy powietrza.

2.5. Wyniki obliczeń dla analizy metodą elementów skończonych.

Na rysunku 6 (jeden z etapów zgniatania) widoczny jest wpływ pęcherzy na zachowanie modelu. Zgodnie z oczekiwaniami zgniatanie modelu jest możliwe poprzez zmniejszanie się objętości pęcherzy. Wartość zgniotu modelu analizowanego różni się o niewielką wartość od wartości zgniotu dla fizycznego modelu (rys. 8). Dla pokazanego modelu przemieszczenie nieodkształcalnej powierzchni w kierunku z wyniosło 12,3 [mm] natomiast ilość pochłoniętej energii wyliczonej przez program to 37 [J] (rys. 6). Uwzględniając stosunek wielkości elementu obliczanego do pianki testowanej w warunkach laboratoryjnych uzyskuje się wartość 770 [J].

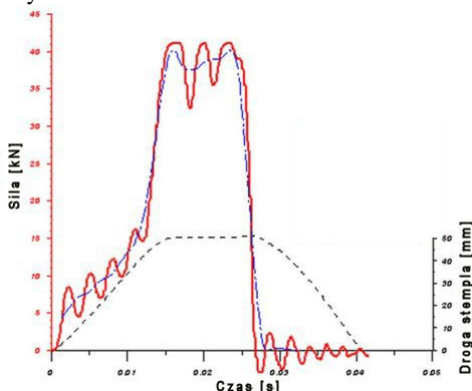


Rys. 6. Rozkład naprężeń von Mises'a i wykres pochłoniętej energii.

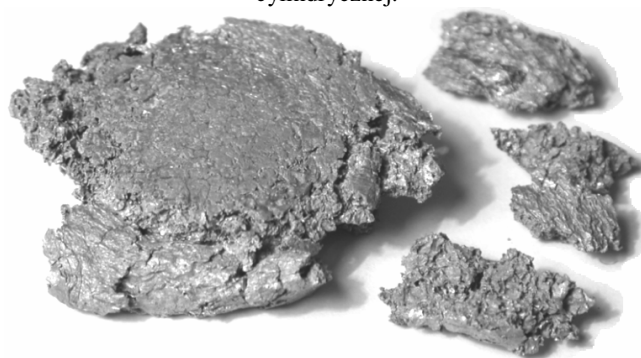
2.6. Weryfikacja wyników analizy MES.

Badania laboratoryjne zostały wykonane w zakładzie Kamax S.A. w Kańczudzie. Do wykonania testu użyto prasę Schenck o parametrach: prędkość ruchu stempla $v = 4$ [m/s], maksymalna siła spęczania $F_c = 40$ [kN].

Testowany silumin ma następujące parametry: gęstość $2,6 \text{ [g/cm}^3\text{]}$, $R_m = 200 \div 220 \text{ [MPa]}$, moduł Younga $E = 70000 \text{ [MPa]}$, objętość pęcherzy ok. 45 %.



Rys. 7. Zmiana siły i drogi stempla w czasie, w procesie dynamicznego, swobodnego spęcznienia próbki cylindrycznej.



Rys. 8. Wygląd próbki po wykonaniu testu, widoczne odkształcone części.

Testowana próbka zmniejszyła ok. 6-krotnie wysokość z 60 [mm] do $9,8 \text{ [mm]}$. Z wykresu na rysunku 7 odczytano wielkość pochłoniętej energii na poziomie 600 [J] .

2.7. Wnioski.

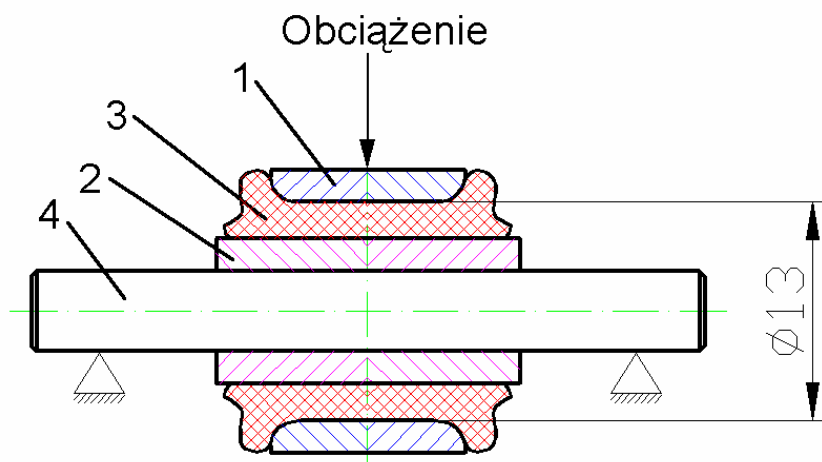
Ze względu na znaczny stopień skomplikowania struktury spienionego siluminu zdecydowano o budowie modelu uproszczonego (porowatość osiągnięta poprzez losowe rozmieszczenie pęcherzy powietrza) oraz dostosowanie go do warunków rzeczywistych. Osiągnięta zbieżność na poziomie 20 % należy uznać za obiecującą i potwierdzającą celowość kontynuowania badań.

W przypadku dwóch elementów zderzeniowych firmy Kamax S.A. łączna wartość energii pochłoniętej przez silumin to ok. $8,5 \text{ [kJ]}$. Jest to wartość ponad trzykrotnie mniejsza od wymaganej. Jednak w odróżnieniu od np. stalowych pochłaniaczy, pianki nie wymagają stosowania tłoka z prowadzeniem, co umożliwia wykorzystanie wolnych przestrzeni odbijaka zderzaka tramwajowego. Dodatkowa objętość kilkakrotnie przewyższa objętość dostępną w amortyzatorach. Model ten jednak wymaga dalszych badań oraz wariantowych analiz prowadzonych na drodze symulacji numerycznych. W dalszych pracach uwaga będzie skupiona na dokładniejszym odwzorowaniu własności materiałowych zwłaszcza plastyczności siluminu, dopracowania siatki elementów skończonych (użycie elementów bryłowych tetragonalnych dziesięciowęzłowych).

3. Model elementów skończonych zespołu gumowo-metalowego

3.1. Charakterystyka obiektu badań.

Celem opracowania jest wyznaczenie za pomocą metody elementów skończonych sztywności promieniowej tulei gumowo-metalowej. Badany obiekt składa się z dwóch tulei stalowych, zewnętrznej (1 na rys. 9) i wewnętrznej (2 na rys. 9), tulei gumowej (kolor 3 na rys. 9) osadzonych na ułożyskowanym wale (4 na rys. 9).



Rys. 9. Budowa tulei gumowo-metalowej.

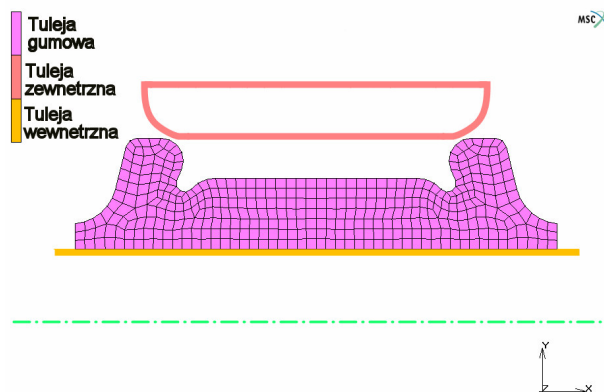
3.2. Model dyskretny.

W pokazanym modelu zostało zasymulowane umieszczenie zewnętrznej tulei stalowej na tulei gumowej, a następnie element został poddany różnym przypadkom obciążeń. Użyte oprogramowanie MSC.Marc pozwoliło na uwzględnienie danych materiałowych gumy i kontaktu pomiędzy tuleją stalową a gumą.

Analizę przeprowadzono dwufazowo:

- Zaciśnięcie zewnętrznej tulei metalowej na tulei gumowej – etap ten symuluje nasuwanie pierścienia na gumę, w rezultacie uzyskano pole deformacji części gumowej. Ze względu na sposób przeprowadzenia obliczeń nie można uzyskać pola naprężeń, jednak przyjęto, że w trakcie pracy ważniejszym parametrem jest sztywność tulei gumowej.
- Obciążenie zewnętrznej tulei siłą promieniową (poprzez przemieszczenie tulei zewnętrznej) w celu wyznaczenia sztywności układu.

W pierwszym kroku dla modelu osiowosymetrycznego została użyta opcja dostosowująca gęstość i rozkład elementów skończonych do warunków analizy, przez co uzyskano optymalną siatkę dla dalszych badań. Dla obu przypadków, tuleje stalowe zostały zamodelowane jako nieodkształcalne krzywe dla przypadku osiowosymetrycznego i nieodkształcalne powierzchnie dla analizy 3D. Powodem przyjęcia takiej struktury badań jest fakt, że w porównaniu do gumy, zarówno odkształcenia i naprężenia stali są pomijalnie małe. Użyto elementy powłokowe czterowzłowe. Po zakończeniu analizy osiowosymetrycznej ilość stopni swobody wynosiła 2538. W drugim kroku model osiowosymetryczny został transformowany do modelu przestrzennego i poddany obciążeniom eksploatacyjnym. Użyte zostały elementy bryłowe ośmiowzłowe. Ilość stopni swobody wynosiła 19845. Dla obliczeń 3D została wygenerowana połowa modelu ze względu na symetryczność tulei i rodzaj zastosowanych obciążeń. Badania zostały wykonane jako statyczne, ze względu na przyjęte quasistatyczne zmiany siły obciążającej. Wartość siły tarcia pomiędzy tuleją gumową i zewnętrzną tuleją stalową wynosiła 0,8. W przypadku tulei gumowej i wewnętrznej tulei stalowej wykorzystano opcję uniemożliwiającą przemieszczanie się wewnętrznych węzłów tulei gumowej.



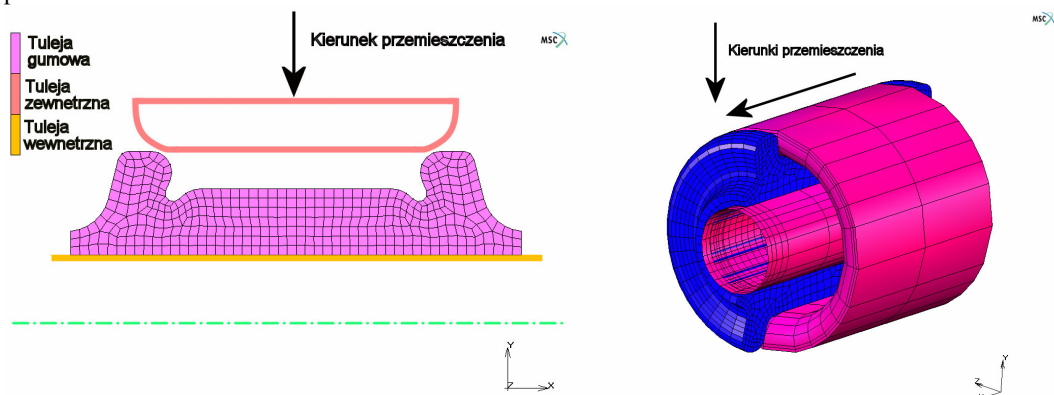
Rys. 10. Model elementów skończonych tulei gumowo-metalowej.

3.3. Dane materiałowe.

Do obliczeń przyjęto dane materiałowe gumy, po konsultacji z producentem. W MSC.Marc przyjęto dwuparametrowy model Mooney'a o współczynnikach: $C_{10} = 0.8$, $C_{01} = 0.2$. Jest to najprostszy model, w którym pominięto pozostałe współczynniki C . Po przeliczeniu na moduł Younga wg wzoru $E = 6(C_{10} + C_{01})$ otrzymujemy wartość 6 [MPa].

3.4. Warunki obciążenia i warunki brzegowe.

Dla modelu osiowosymetrycznego nie zostały zastosowane żadne dodatkowe warunki brzegowe. Z definicji analizy osiowosymetrycznej, przesunięcie w kierunku promieniowym jest utwierdzone. Wymuszenie deformacji następowało przez przesunięcie zewnętrznej tulei w kierunku promieniowym o wartość 2.3 [mm]. W przypadku modelu 3D, węzłom na powierzchni symetrii został odebrany stopień swobody w kierunku z (normalnym do kierunku powierzchni symetrii). Wymuszenie następowało przez przemieszczenie zewnętrznej tulei w kierunku pionowym i poziomym symulującym boczne obciążenia, co umożliwiło określenie sztywności podzespołu.



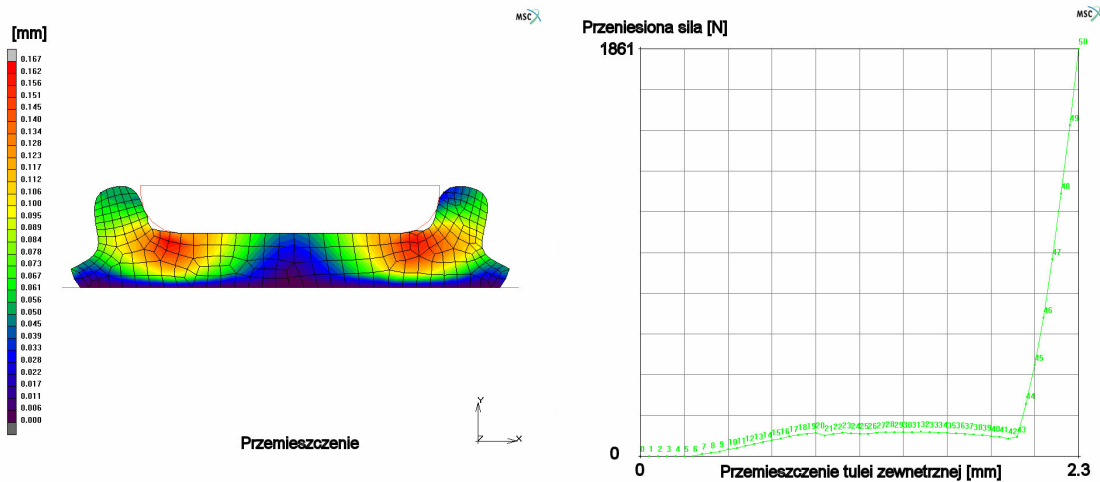
Rys. 11. Kierunki wymuszonego przemieszczenia dla modelu osiowosymetrycznego i przestrzennego.

3.5. Wyniki obliczeń dla analizy metodą elementów skończonych.

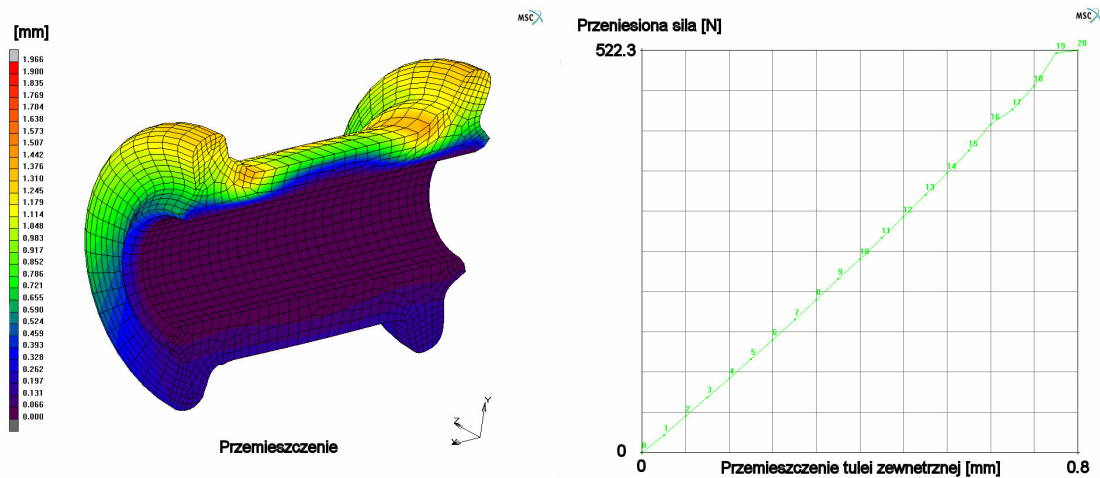
W tabeli 1 zostały przedstawione wyniki dla trzech przypadków obliczeń. Przemieszczenia dla analizy osiowosymetrycznej osiągały większe wartości jednak ułożenie gumy na tulei stalowej uniemożliwiło uzyskanie takiego kształtu w warunkach fabrycznych.

Tablica 1. Wyniki obliczeń elementu gumowo-metalowego.

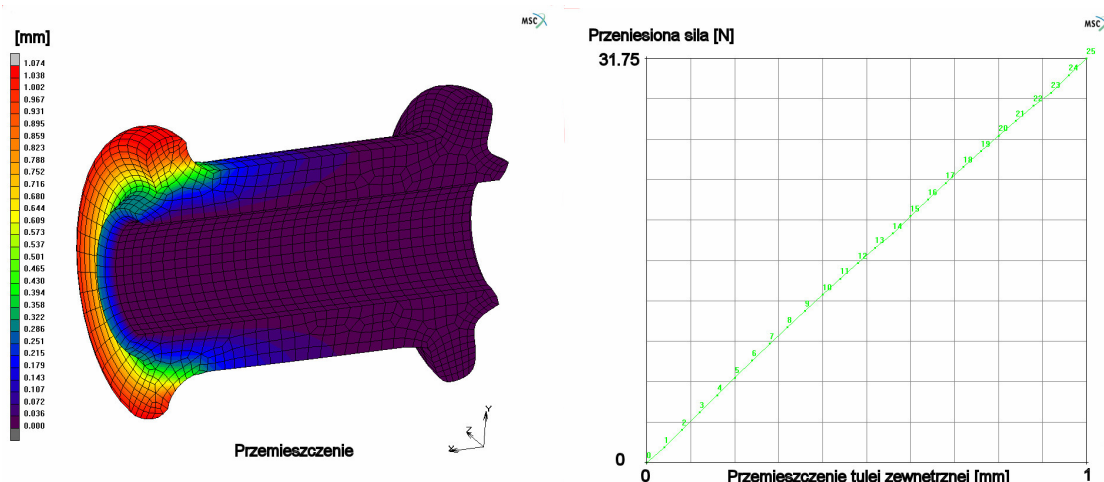
	Max przemieszczenie [mm]	Max odkształcenie [%]	Przeniesiona siła [N]
Model osiowosymetryczny	2.3	55	1861
Model przestrzenny – wymuszenie pionowe	0.8	83	522
Model przestrzenny – wymuszenie boczne	1	42	32



Rys. 12. Przemieszczenia modelu osiowosymetrycznego w mm i wykres przeniesionej siły w [N] w funkcji przemieszczenia zewnętrznej tulei stalowej w [mm].



Rys. 13. Przemieszczenia modelu przestrzennego w [mm] dla wymuszenia w kierunku pionowym i wykres przeniesionej siły w [N] w funkcji przemieszczenia zewnętrznej tulei stalowej w [mm].



Rys. 14. Przemieszczenia modelu przestrzennego w [mm] dla wymuszenia w kierunku bocznym i wykres przeniesionej siły w [N] w funkcji przemieszczenia zewnętrznej tulei stalowej w [mm].

3.6. Wnioski.

Przeprowadzone analizy pokazały jak pomocna jest nieliniowa metoda elementów skończonych do projektowania części maszyn. Możemy symulować zarówno procesy technologiczne jak i obciążenia, jakim poddawany jest element. W naszym przypadku model montażu tulei nie odpowiadał krok po kroku warunkom fabrycznym, ale pozwalał określić końcowy kształt tulei gumowej i miejsca, w których powstawały np. rozwarstwienia lub guma miejscowo nie przylegała do tulei stalowej. Dodatkową informacją dla konstruktora może być m.in. wartość siły kontaktu pomiędzy tuleją gumową i tuleją stalową. Bardzo duże odkształcenia gumy nie są przeszkodą w przeprowadzaniu analiz dzięki opcjom MSC.Marc, które umożliwiają uzyskanie optymalnego kształtu elementów dla danego obciążenia. W przypadku obciążeń można stosować dowolne kierunki odkształceń, jakim poddana jest tuleja i testować zarówno warianty statyczne jak i dynamiczne obciążeń. Dodatkowo może być wykorzystana opcja adaptacji siatki dla elementów przestrzennych, co zwiększa niewątpliwie wartość użytych wymuszeń.

Elementy gumowe mają ogromne zastosowanie w przemyśle, jednak nie mogą być analizowane z użyciem liniowej metody elementów skończonych, co ogranicza zastosowanie istniejącego oprogramowania. Ich zachowanie jest mocno nieliniowe, zarówno uwzględniając dane materiałowe jak i wartości odkształceń. Pakiet MSC.Marc doskonale sprawdza się w tego typu zadaniach, co potwierdziły wszystkie wykonane analizy.

Literatura

- [1] Gere J.M., Timoshenko S.P., *Mechanics of materials*, Cheltenham, Stanley Thornes (Publishers) Ltd 1999.
- [2] Niezgodziński M., Niezgodziński E., *Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe*, WNT, Warszawa 1996.
- [3] Skrzypek J., *Plastyczność i pełzanie*, PWN, Warszawa 1986.
- [4] Walczak J., *Wytrzymałość materiałów oraz podstawy teorii sprężystości i plastyczności*, PWN, Warszawa 1978.
- [5] *MSC.Marc Documentation*.
- [6] <http://www.mscsoftware.com>

Zaprezentowany artykuł jest końcową pracą zaliczeniową zrealizowaną w ramach Eksperyckich Kursów Technologii Inteligentnych, które realizowano w Instytucie Podstawowych Problemów Technicznych w Warszawie.

The presented paper is the final degree work done during the course of Smart Technology Expert Courses, operating in the Institute of Fundamental Technological Research, Warsaw, Poland.