

Analiza wytrzymałościowa części składowych koła samochodowego przy użyciu MES i programu MSC.ADAMS

ANDRZEJ HARLECKI ¹⁾, JAKUB PAWŁOWSKI ²⁾

¹⁾Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, ²⁾dyplomant

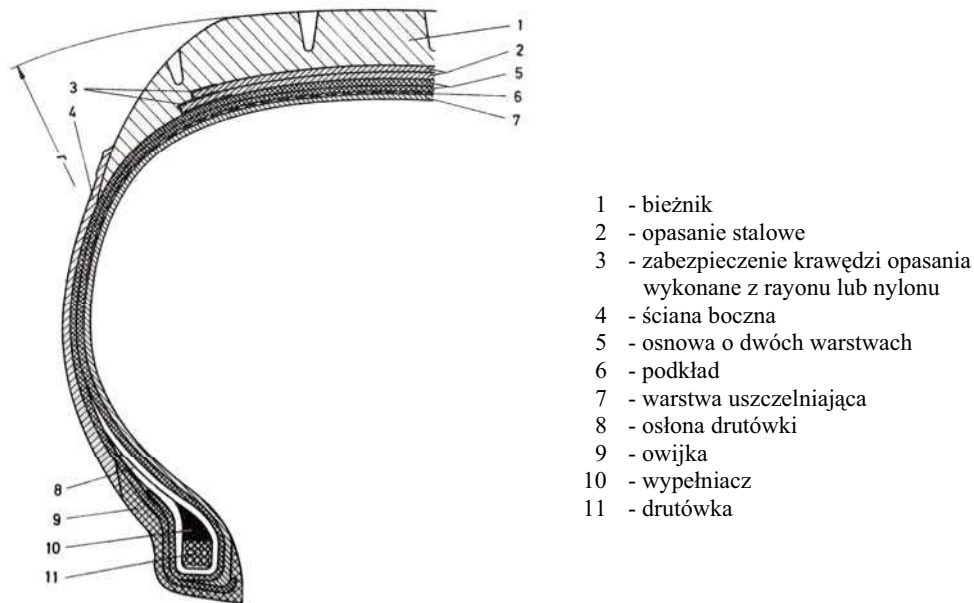
Celem pracy jest przedstawienie metody analizy wytrzymałościowej części składowych koła samochodowego w zmieniających się warunkach ruchu drogowego, np. w przypadku jego najazdu na przeszkodę. Modelowane koło zostało włączone do modelu strukturalnego przedniego zawieszenia rozważanego samochodu osobowego, opracowanego w środowisku programu MSC.ADAMS. Analizę przeprowadzono przy użyciu interfejsu programu MSC.ADAMS oraz, bazującego na metodzie elementów skończonych, programu ANSYS.

1. Wiadomości wstępne

Zachowanie samochodu podczas jazdy w znacznym stopniu zależy od właściwości zastosowanych opon, stanowiących elementy kół, które przenoszą ze strony jezdni na elementy zawieszni siły oddziaływania o stale zmieniających się wartościach i kierunkach. Względny bezpieczeństwa wymagają, aby zachowanie opon w trakcie jazdy, a więc w znacznie zmieniających się warunkach, było w miarę możliwości niezmiennie (a w każdym razie – bez zmian o charakterze skokowym), a zatem przewidywalne dla kierowcy. Opony tworzą zespół połączonych w procesie wulkanizacji różnorodnych elementów – gumowych, stalowych oraz tekstylnych. Dodatkową komplikację stanowi fakt, że czynnikiem sprężystym w oponach oprócz gumy jest również sprężone powietrze o zmieniającej się w czasie wartości ciśnienia (przy czym zmiany tej wartości są trudne do przewidzenia).

Szczegółowy opis dotyczący budowy opon oraz funkcji, jaką spełnia każdy ich element przedstawiono w monografiach [12] i [27]. Opony (dla ścisłości trzeba dodać, że mowa tu o oponach radialnych zwanych także promieniowymi, będących również przedmiotem analizy opisanej w niniejszej pracy) są zbudowane z dwóch tzw. drutówek połączonych ze sobą za pomocą promieniowo – stąd nazwa – ułożonych nitek osnowy (rys. 1). Drutówki wykonane są ze stali, natomiast nitki osnowy – ze sztucznych włókien, a w szczególności sztucznego jedwabiu (zwanego też rayonem) lub nylonu. Zewnętrzną część opon stanowi bieżnik i ściany boczne, natomiast wewnętrzną – warstwa uszczelniająca, zapewniająca wymaganą szczelność (a więc uniemożliwiająca niekontrolowany wypływ powietrza z ich wnętrza). Między bieżni-

kiem a zewnętrzną warstwą osnowy znajdują się dwie warstwy tzw. opasania stalowego pokryte warstwami zabezpieczającymi (wykonanymi również z rayonu lub nylonu).



Rys. 1. Budowa opony (radialnej) [27].

Fig. 1. Structure of a radial tyre [27].

W celu zapewnienia bezpieczeństwa kierowcy i pasażerom, a także, aby poprawić komfort jazdy i tzw. osiągi samochodu, w ośrodkach badawczych całego świata prowadzi się różnorodne badania opon (przede wszystkim doświadczalne, ale również i teoretyczne), przy czym dotyczy to nie tylko opon samochodowych, lecz także innych – np. stanowiących wyposażenie samolotów [14, 17, 18, 20].

Złożoność budowy opon oraz ich nieliniowe zachowanie w trakcie jazdy w istotny sposób utrudnia ich analizę. Od wielu już lat podstawowym narzędziem służącym do modelowania i analizowania zachowania opon, w warunkach dynamicznie zmieniających się wymuszeń, jest metoda elementów skończonych (MES). Przeprowadzone do tej pory analizy MES były bardzo różnorodne. Badano np. wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych analizowanej opony na jej deformację i naprężenia wywołane w niej działaniem ciśnienia wewnętrznego – i tak np. w publikacji [1] rozważano wartość ciśnienia powodującego rozerwanie opony; tematykę tę podjęto także w pracach [7, 20, 23]. Analizowano również zachowanie opony przy przejeździe przez przeszkodę [7, 32]. Często badania dotyczyły też zagadnień kontaktowych, czyli w tym przypadku problematyki modelowania obszaru styku analizowanej opony i nawierzchni jezdni [2, 6, 13, 21, 26, 28, 29]. W przypadku tego zagadnienia na szczególną uwagę zasługuje także publikacja [11], której autorzy opisują zaawansowany

sposób modelowania – w środowisku programu MSC.Nastran [41] – strefy kontaktu opony z nawierzchnią jezdni przy zastosowaniu pięciu rodzajów elementów skończonych dyskretyzujących poszczególne części składowe opony. W pracy [4] opisano analizę MES wykonaną przy uwzględnieniu elementów skończonych definiowanych nie – jak zazwyczaj – w kartezjańskim, lecz walcowym układzie współrzędnych. Pozwala to na dokładniejsze odzwierciedlenie kołowych kształtów modelowanych członów przy użyciu stosunkowo małej liczby elementów skończonych. Modelowanie i analizę opon przy użyciu metody MES opisano także w publikacjach [3, 33, 35, 36].

W kraju zagadnieniami modelowania i analizowania opon samochodowych przy użyciu MES zajmuje się od wielu lat Pelc. Wśród jego publikacji należałoby wymienić cytowaną już pracę [23] oraz artykuł [25], w którym opisuje możliwość wykorzystania do modelowania opon elementów skończonych Herrmana [10], nadających się do modelowania materiałów nieściśliwych (a więc np. gumy). Elementy te zawierają osiem zwykłych węzłów (nodów) i jeden węzeł dodatkowy, pozwalający uwzględnić aktualną wartość ciśnienia panującego w oponie. Pelc jest także autorem artykułów [22] i [24]. Ponadto należałoby wskazać także prace innych krajowych autorów zajmujących się modelowaniem opon, a mianowicie oprócz cytowanych już publikacji [14, 17] także prace [15, 16, 31, 34]. Autorzy artykułów [15, 16], modelując opony przy użyciu programu LS-Dyna [9], do opisu własności fizycznych gumy (jako materiału hipersprężystego) wykorzystali model Mooneya-Rivlina [19, 30].

W większości cytowanych prac opisywano metody analizy MES dotyczące głównie opon kół samochodów, a w niewielu przypadkach także pozostałych części składowych tych kół. Tymczasem szczególnie istotna wydaje się być analiza dynamiki kompletnych zawiesznień samochodów, zawierających modele MES części składowych kół, przeprowadzana w warunkach ich symulowanego ruchu po nawierzchni jezdni o zróżnicowanym kształcie. Warto tu zaznaczyć, że tego rodzaju analizę – aczkolwiek przeprowadzoną w przypadku zawieszenia kół samolotu – opisano w cytowanych już pracach [14, 17]. Wracając do problematyki zawiesznień samochodowych, należałoby stwierdzić, że ważna byłaby tu nie tylko ich analiza wytrzymałościowa (doraźna i zmęczeniowa), ale także równie istotna analiza określana skrótem NVH (ang. noise, vibration and harshness), dotycząca badania zjawisk hałasu i drgań oraz związanych z nimi subiektywnych, psychofizycznych odczuć ludzi, w tym wypadku pasażerów samochodów [5, 13]. Niewątpliwie, odpowiednim środowiskiem do przeprowadzania tego rodzaju wszechstronnych analiz jest niezwykle rozbudowany pakiet MSC.ADAMS, tworzący interfejsy z programami MES (to znaczy programem ANSYS, a także MSC.Nastran) [8]. Tego rodzaju kompleksowa analiza stała się również przedmiotem niniejszej pracy. Nieco podobne podejście, ale zrealizowane przy uwzględnieniu uproszczonego modelu MES opony, wygenerowanego bezpośrednio przy wykorzystaniu modułu Flex programu MSC.ADAMS, zrelacjonowano w przytoczonej już pracy [5].

2. Charakterystyka metody

Do analizy wybrano produkowany seryjnie samochód popularnej marki z przednim zawieszeniem typu McPherson.

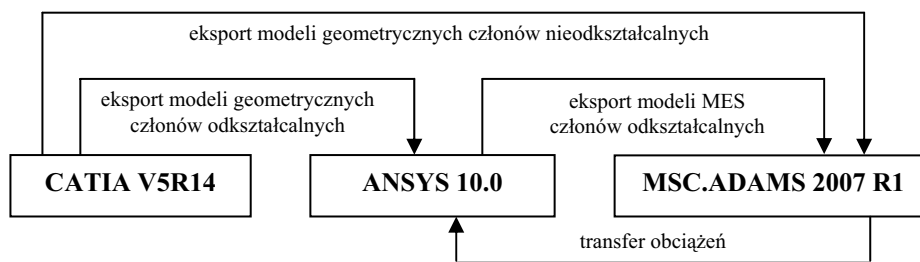
Na wstępie przyjętego postępowania należało przygotować modele geometryczne członów przedniego zawieszenia samochodu (z uwzględnieniem części składowych kół) – w środowisku wybranego programu CAD. Dokładne odwzorowanie geometrii zasadniczych członów zawiesznień jest istotne, gdyż ma ono znaczący wpływ na poprawność przeprowadzonej analizy dynamiki ruchu kół, a w konsekwencji całego samochodu. Aby sprostać tym wymaganiom, zdecydowano się na wybór zaawansowanego pod każdym względem programu CATIA V5R14 [39].

W dalszej części postępowania należało opracować, w środowisku programu ANSYS 10.0 [38], modele MES części składowych koła samochodu, tzn. jego tarczy, obręczy i opony.

Następnie, na podstawie tak przygotowanych modeli geometrycznych i modeli MES trzeba było opracować model strukturalny samochodu w środowisku programu MSC.ADAMS 2007 R1 [40]. Zdecydowano, że tylko jedno koło (przednie lewe – patrząc od strony kierowcy) będzie modelowane jako odkształcalne. Przygotowany model strukturalny należało poddać stosownym symulacjom ruchu (przy uwzględnieniu najazdu modelowanego koła na przeszkodę o określonym kształcie). W środowisku zastosowanego programu można było wyznaczyć przebiegi czasowe sił oddziaływania w połączeniach ruchowych poszczególnych członów samochodu, w tym także sił oddziaływania na modelowane koło (ze strony jego osi oraz nawierzchni jezdni).

Wyznaczone przebiegi obciążeń, po ich wyeksportowaniu na powrót do środowiska programu ANSYS, pozwoliły określić zmieniające się w czasie warstwicę naprężeń zredukowanych i odkształceń w przyjętych modelach MES poszczególnych części składowych analizowanego koła. Tak uzyskane informacje mogą stanowić podstawę do przeprowadzenia doraźnej bądź zmęczeniowej analizy wytrzymałościowej modelowanych części składowych koła.

Istotę współdziałania użytych programów scharakteryzowano na rysunku 2.



Rys. 2. Przepływ danych między środowiskami poszczególnych programów.

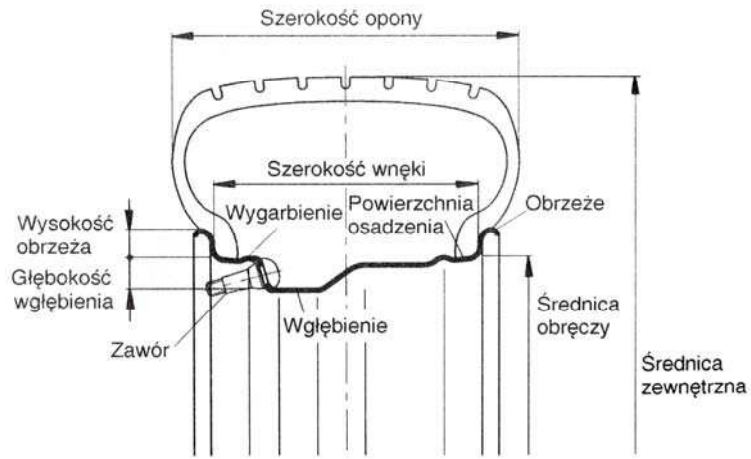
Fig. 2. Data flow between the environments of particular programs.

3. Opracowanie modeli geometrycznych członów przedniego zawieszenia

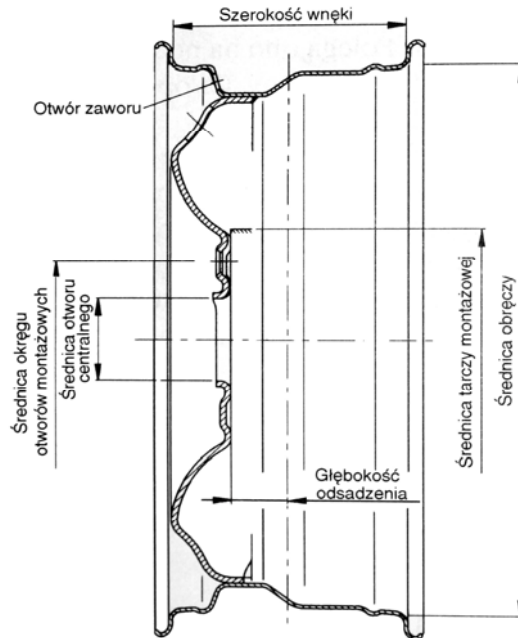
Trójwymiarowe modele geometryczne wszystkich uwzględnionych członów przedniego zawieszenia wykonano przy wykorzystaniu modułu „Part Design” [37, 39], wchodzącego w skład zastosowanego programu CATIA.

3.1 Model geometryczny części składowych koła

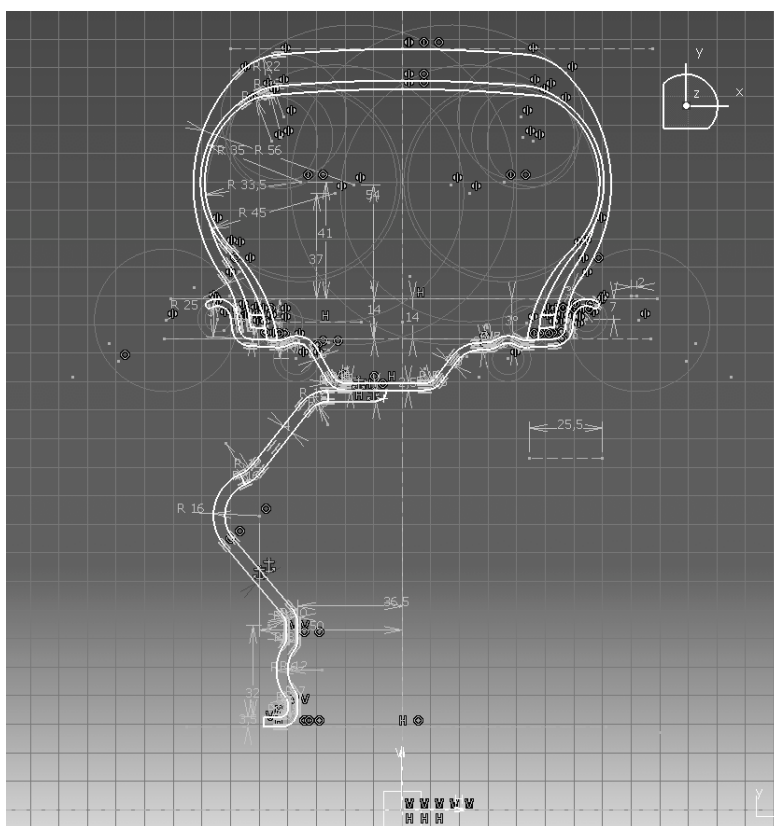
Koła, stanowiące zasadnicze elementy przedniego i tylnego zawieszenia samochodu, zbudowane są z obręczy, na których osadzone są opony (rys. 3), i przyspawanych do nich tarcz (rys. 4). Ze względów bezpieczeństwa ważne jest zachowanie odpowiedniej wysokości obrzeża obręczy i właściwe wyprofilowanie powierzchni osadzenia opon. Obręcze i tarcze wykonane są z formowanych plastycznie blach (przyjęto, że ich materiałem jest stal, a grubości wynoszą odpowiednio 2.5 i 4 mm). Tarcze posiadają otwór centralny oraz dodatkowo rozmieszczone koncentrycznie otwory wentylacyjne, ułatwiające chłodzenie hamulców. Budowa modeli geometrycznych części składowych koła, tzn. jego tarczy, obręczy i opony, poprzedzona była pomiarami rzeczywistych egzemplarzy tych części oraz szczegółową analizą udostępnionej dokumentacji technicznej. Na wstępie postępowania przygotowana do modelowania opona została rozcięta poprzecznie, co pozwoliło zidentyfikować jej złożoną budowę wewnętrzną, a następnie precyzyjnie określić wymiary poszczególnych części składowych (warstw). Do dokładnego odzwierciedlenia kształtu przekrojów poprzecznych tarczy, obręczy i opony modelowanego koła (rys. 5), w postaci dwuwymiarowych rysunków (szkiców), posłużył szkicownik modułu „Part Design”. Jak widać, w przypadku szkicu opony uwzględniono kilka obszarów odpowiadających jej zasadniczym częściom składowym. Linie, wzdłuż których obręcz styka się z oponą i tarczą, pozostały wspólne dla łączonych części (ułatwiło to późniejsze utworzenie ich modeli MES). Tak przygotowane szkice przekrojów poprzecznych zostały zapisane w formacie IGES (ang. Initial Graphics Exchange Specification). Przekroje te obrócono następnie o pełny kąt wokół osi obrotu modelowanego koła, co pozwoliło na precyzyjne odzwierciedlenie jego kształtu. Następnie, posługując się pomocniczym modelem geometrycznym w postaci figury utworzonej przez kilkanaście walców, można było – wykonując jedną z operacji Boole’a (a w szczególności odejmowanie) – utworzyć w modelu geometrycznym tarczy przewidziane otwory wentylacyjne.



Rys. 3. Sposób osadzenia opon na obręczach [27].
 Fig. 3. Method of mounting tyres on rims [27].



Rys. 4. Sposób połączenia obręczy i tarcz [27].
 Fig. 4. Method of connecting rims with disks [27].



Rys. 5. Szkice przekrojów poprzecznych tarczy, obręczy i opony modelowanego koła.
Fig. 5. Drawings of cross-sections of disks, rims and tyres of the modelled wheel.

Tak otrzymane modele geometryczne tarczy, obręczy i opony zostały wykorzystane do utworzenia modelu geometrycznego kompletnego koła.

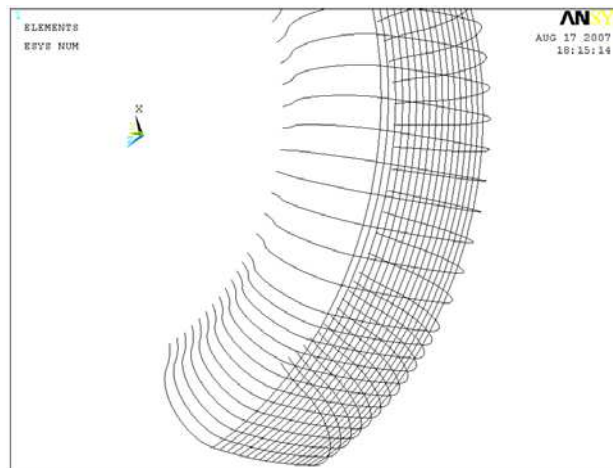
3.2. Modele geometryczne pozostałych członów przedniego zawieszenia

Modele geometryczne pozostałych członów przedniego zawieszenia, tzn. listwy kierowniczej, drążków, zwrotnic wraz z kompletnie wyposażonymi kolumnami typu McPherson oraz wahaczami, zostały zapisane w dostępnym w środowisku programu CATIA formacie *.stl, co umożliwiło ich późniejsze wyeksportowanie do środowiska programu MSC.ADAMS.

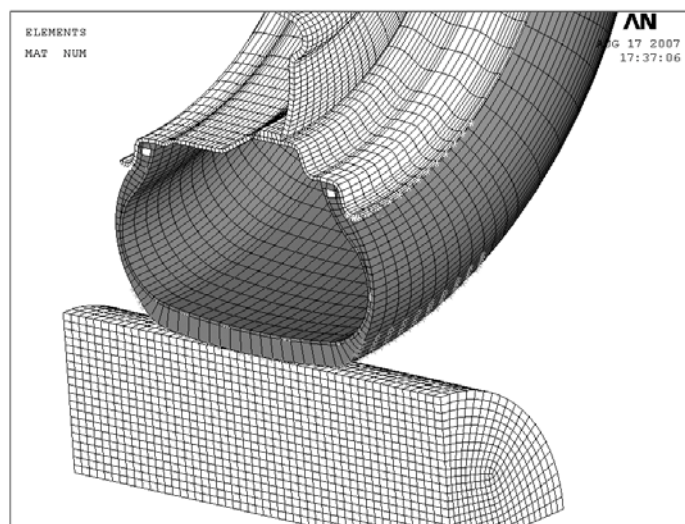
4. Opracowanie modeli MES części składowych koła

Bazując na modelach geometrycznych tarczy, obręczy i opony tworzących model geometryczny koła, zaimportowanych ze środowiska programu CATIA, w środowisku programu ANSYS utworzono modele MES tych części, wykorzystując elementy

skończone typu SOLID92. Na wstępie zdefiniowano maksymalne rozmiary elementów skończonych w każdym z poszczególnych modeli (przy czym w przypadku modelu opony uwzględniono osobno kilka obszarów odpowiadających jej zasadniczym częściom składowym – tak jak pokazano to na rys. 5), a następnie przy użyciu narzędzia „Mesh Tool” generowano automatycznie siatkę tych elementów. Proces ten powtarzano kilkakrotnie, dbając o to, aby utworzone elementy nie były zdegenerowane i aby zachowana została właściwa gęstość podziału w newralgicznych obszarach modeli MES. Aby maksymalnie urealnić przygotowany model MES opony, użyto elementów typu LINK8 do powiązania węzłów wewnątrz jej modelowanych ścian bocznych (miały one stanowić odpowiednik występującej w rzeczywistości osnowy z rayonu lub nylonu) oraz elementów typu BEAM4 do powiązania węzłów w warstwie ulokowanej pod bieżnikiem opony (jak pokazano na rys. 1 stanowi ona tzw. opasanie stalowe). Na rysunku 6 zilustrowano linie, wzdłuż których ulokowano wymienione elementy. Aby zapobiec przenikaniu się, w przygotowanych modelach MES, zewnętrznej powierzchni opony z krawędzią obręczy koła i powierzchnią przeszkody, w tych newralgicznych miejscach rozlokowano elementy typu CONTA175 i TARGET170. Łącznie utworzono około 300 elementów tego typu. Tak przygotowane modele MES części składowych koła, zawierające w sumie około 60 000 elementów skończonych typu SOLID92 oraz około 6 000 elementów skończonych typu BEAM4 i LINK8, pokazano na rysunku 7.



Rys. 6. Miejsca ulokowania elementów typu LINK8 i BEAM4.
Fig. 6. Locations of the LINK8- and BEAM4-type elements.



Rys. 7. Model MES tarczy, obręczy i opony koła (pokazany w sytuacji, gdy najjeżdża ono na przeszkodę w kształcie ćwiartki walca).
Fig. 7. FEM model of a disk, rim and tyre of a wheel (shown in the situation where the wheel goes over the obstacle in the shape of a quarter cylinder).

Przed przystąpieniem do obliczeń niezbędne było uwzględnienie ciśnienia panującego wewnątrz opony. Przyjęto, że ma ono wartość 0.2 MPa i oddziałuje zarówno na wewnętrzną powierzchnię opony, jak i na powierzchnię obręczy koła.

Zasadniczym celem zaprezentowanego postępowania było przeprowadzenie, w środowisku programu MSC.ADAMS, symulacji ruchu opracowanego modelu strukturalnego samochodu, zawierającego przedstawione modele MES części składowych koła samochodowego. Jednakże zanim modele te uznano za wystarczająco poprawne, jeszcze w środowisku programu ANSYS – w warunkach statycznych – przeprowadzono szereg sprawdzających testów obliczeniowych. Polegały one na badaniu zachowania przygotowanego modelu MES opony, w przypadku gdy koło dociskane było wirtualnie pionową siłą do przeszkody (przyjętej jak na rys. 7). Zmieniano przy tym skokowo wartość tej siły w określonych granicach. W wyniku przeprowadzonych eksperymentów skorygowano jeszcze nieznacznie siatkę elementów skończonych w niewrażliwych obszarach modelu MES opony. Po zakończeniu obliczeń testujących stwierdzono, że otrzymane wyniki są realne i zgodne z intuicją inżynierską. Statyczny współczynnik sztywności opony, dla analizowanego rozmiaru koła, powinien wynosić orientacyjnie – według opinii praktyków – około 130-150 N/mm, podczas gdy badany model MES opony charakteryzował się współczynnikiem rzędu 120 N/mm, a zatem rozbieżności między wynikami nie były nierealnie duże.

5. Budowa modelu strukturalnego samochodu w środowisku programu MSC.ADAMS

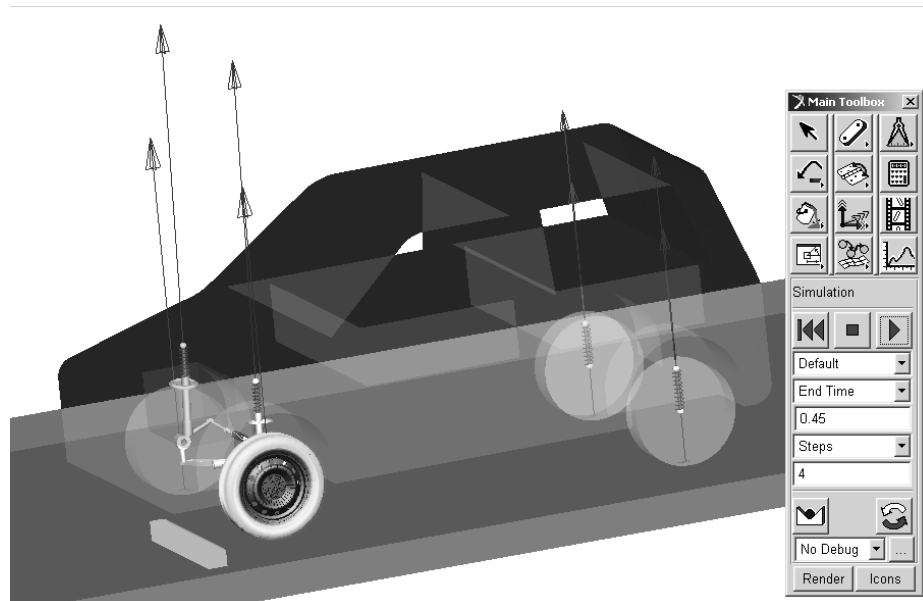
Nadwozie samochodu było modelowane w sposób uproszczony, przy przyjęciu założenia, że stanowi ono bryłę o gabarytowych wymiarach zgodnych w przybliżeniu z oryginałem. Dodatkowo uwzględniono odpowiednio usytuowaną prostopadłościenną bryłę modelującą silnik. Zadbano przy tym o to, aby masy brył oraz obciążenia obu osi samochodu zgodne były w przybliżeniu z wartościami rzeczywistymi.

Rozmieszczenie modeli geometrycznych poszczególnych członów przedniego zawieszenia zostało zaplanowane już na etapie ich budowy w środowisku programu CATIA. W rezultacie, w środowisku programu MSC.ADAMS, „wczytywane” kolejno modele geometryczne zajmowały odpowiednie miejsce w strukturze budowanego zawieszenia, niejako automatycznie, po otwarciu kolejnych plików zapisanych w formacie *.stl.

Następnie wprowadzono przeguby (obrotowe, kuliste i przesuwne) łączące odpowiednio modele, przemieszczających się względem siebie, członów przedniego zawieszenia. Pomiędzy cylindrami kolumn (amortyzatorów) typu McPherson przedniego zawieszenia a nadwoziem wprowadzono, dostępne w bibliotece programu MSC.ADAMS, elementy sprężysto-tłumiące (rys. 8 i 9), określając odpowiednio ich współczynniki sztywności i tłumienia jako zgodne z wartościami rzeczywistymi. Tego rodzaju elementy, jednakże o innych wartościach współczynników sztywności i tłumienia, wprowadzono również w miejscu tylnego zawieszenia samochodu, łącząc jego oś z nadwoziem (rys. 8).

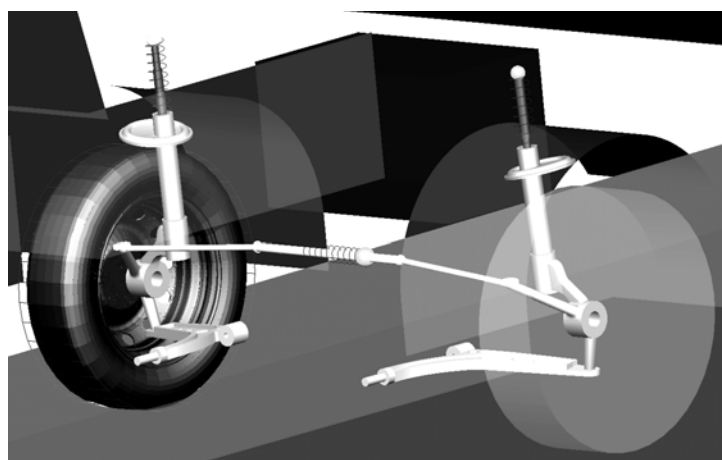
Jak już stwierdzono, tylko w przypadku przedniego lewego koła uwzględniono scharakteryzowane modele MES części składowych kół. W dalszym toku postępowania należało określić położenie tzw. punktów interfejsu (ang. interface points), w których – w środowisku programu MSC.ADAMS – realizuje się oddziaływanie między modelem MES danego członu a modelami geometrycznym (lub modelami MES) członów sąsiadujących (połączonych z nim ruchowo za pomocą danego rodzaju przegubów). W relacjonowanym przypadku modelowanego koła przyjęto 55 punktów interfejsu, z czego 53 punkty zgrupowano na powierzchni modelowanej opony w obszarze jej potencjalnego styku z przeszkodą, a dwa punkty wykorzystano do utworzenia połączenia modeli MES części składowych koła z jego osią obrotu. W szczególności punkty te – umiejscowione na osi koła – połączono z wybranymi węzłami siatki elementów skończonych modelujących tarczę, ulokowanymi w bezpośredniej bliskości otworu centralnego. Zrealizowano to za pośrednictwem zestawów, udostępnionych w środowisku programu ANSYS, elementów belkowych typu BEAM4 o bardzo wysokiej sztywności i pomijalnej masie, tworzących tzw. pajęczynę (ang. spider web) [38]. W punktach interfejsu, zgrupowanych na powierzchni modelowanej opony, umieszczono połączone z nią nierozłącznie wprowadzone dodatkowo elementy kuliste o średnicy 1 mm, pełniące tu rolę elementów pomocniczych. W fazie najazdu modelowanej opony na przeszkodę elementy te „wchodziły kolejno w strefę kontaktu” z powierzchnią przeszkody. Zjawisko

to realizowano przy użyciu udostępnionych w środowisku programu MSC.ADAMS wiązań typu „Solid-To-Solid Contact”.



Rys. 8. Model strukturalny samochodu.

Fig. 8. Structural model of a car.



Rys. 9. Model strukturalny przedniego zawieszenia samochodu – widok od strony kierowcy.

Fig. 9. Structural model of the front suspension of a car – a driver's side view.

Pozostałe koła samochodu, w tym przednie prawe, były modelowane bezpośrednio w środowisku programu MSC.ADAMS w uproszczony sposób – w postaci nieodkształcalnych tarcz kołowych toczących się na płaszczyźnie (rys. 8 i 9).

Utworzone w środowisku programu ANSYS modele MES części składowych przedniego koła zostały wyeksportowane w postaci plików *.mnf (ang. Modal Neutral File) do środowiska programu MSC.ADAMS.

6. Symulacja ruchu modelu strukturalnego samochodu

Kolejnym etapem postępowania była symulacja ruchu modelu strukturalnego samochodu w środowisku programu MSC.ADAMS. Na wstępie wykorzystano, dostępną w tym środowisku, opcję STEP (time, 0, 0, 0.4, 5560), która generalnie pozwala określić sposób, w jaki ma się rozpędzić modelowany samochód do ustalonej prędkości. Przyjęte w rozważanym przypadku parametry oznaczały, że założono zmianę jego prędkości od wartości 0 mm/s w chwili 0 s do wartości 5560 mm/s (czyli 20 km/h) w chwili 0.4 s. Następnie modelowi strukturalnemu samochodowi pozostawiono jeszcze pewien przedział czasu (wynoszący 0.1 s) na wygaszenie drgań powstałych w wyniku tak szybkiego rozpędzania. Dopiero wówczas można było przystąpić do analizy sił reakcji w połączeniach ruchowych członów samochodu oraz naprężeń i odkształceń w modelach MES poszczególnych części składowych jego przedniego koła.

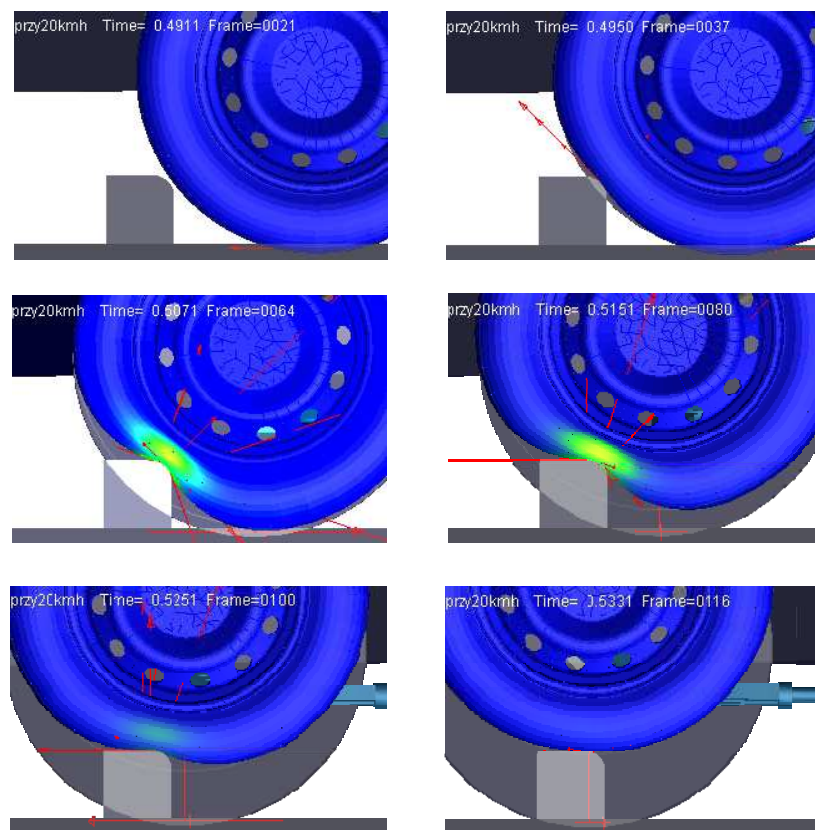
Czas trwania symulacji podzielono na kilka etapów. W każdym z nich uwzględniono inny krok czasowy obliczeń. I tak, w fazie rozpędzania modelu strukturalnego samochodu, która trwała – jak już podano – 0.4 s, oraz w fazie wygaszania drgań modelowanych członów, która nastąpiła po fazie rozpędzania i poprzedziła najazd modelowanego koła na przeszkodę, przyjęto stosunkowo duży krok czasowy równy 0.05 s. W fazie ruchu, podczas której następował bezpośredni kontakt powierzchni modelowanej opony z przeszkodą, przyjęto znacznie mniejszy krok czasowy równy 0.0005 s (przeprowadzone eksperymenty numeryczne wykazały, że jest on wystarczający, bo jego dalsze zmniejszanie nie powodowało już zauważalnych różnic w wynikach obliczeń, a zatem okazało się nieracjonalne). W kolejnej fazie ruchu, kiedy modelowane koło znalazło się już za przeszkodą, krok czasowy został ponownie zwiększony do 0.05 s i symulacja trwała aż do ustabilizowania się ruchu modelu strukturalnego samochodu (wygaszenia jego drgań). Całkowity czas symulacji wynosił 0.7 s.

Czas potrzebny na wykonanie obliczeń odpowiadających jednej symulacji ruchu, przy użyciu komputera taktowanego zegarem 3 GHz i wyposażonego w 2 GB pamięci RAM, wynosił około 4 godzin, a więc był stosunkowo długi.

Na opisywanym już rysunku 8 przedstawiono model strukturalny samochodu w chwili tuż przed najazdem modelowanego koła na przeszkodę, przyjętą tym razem w postaci prostopadłościennego elementu (zilustrowano tu siły reakcji podłoża działające na koła i siły oddziaływania w przednich i tylnych amortyzatorach).

Wyznaczone czasowe przebiegi obciążeń w poszczególnych punktach interfejsu zostały wyeksportowane do środowiska programu ANSYS za pośrednictwem pliku przechowującego „historię obciążeń” rozważanego modelu MES.

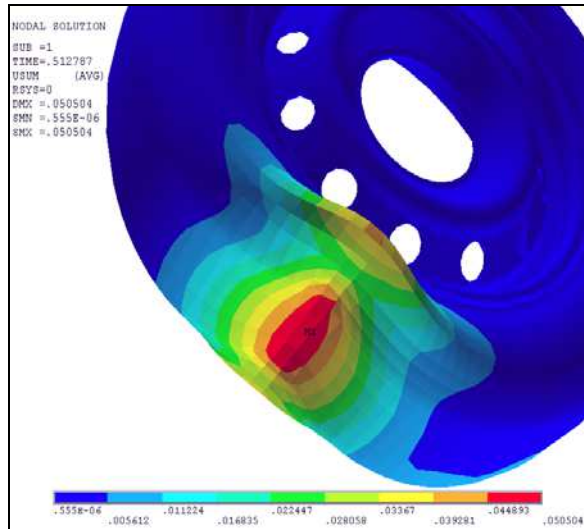
Na rysunku 10 zilustrowano zmieniające się stopniowo odkształcenia modelowanej opony najeżdżającej na przeszkodę. Pokazano także siły oddziaływania w punktach interfejsu łączących modelowaną oponę z przeszkodą.



Rys. 10. Obraz odkształceń modelowanej opony najeżdżającej na przeszkodę (w wybranych chwilach czasu).

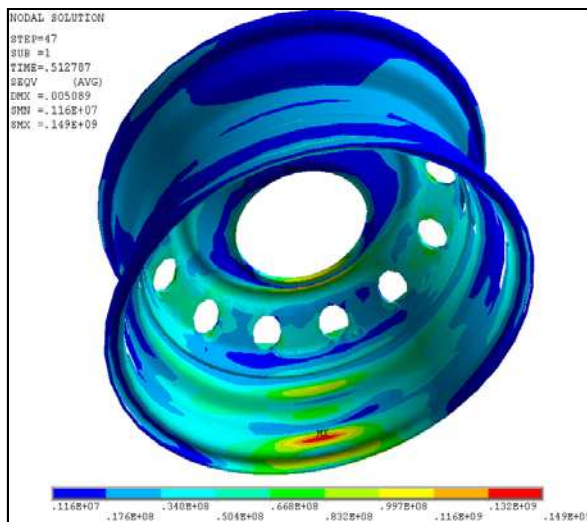
Fig. 10. Image of deformations of the modelled tyre going over an obstacle (in selected temporal moments).

Najazd modelowanego koła na przeszkodę skutkował gwałtownym (impulsowym) wzrostem wartości sił reakcji w połączeniach ruchowych członów przedniego zawieszenia, a w konsekwencji także naprężeń w tych członach. Na rysunku 11 zilustrowano warstwy maksymalnych odkształceń modelowanej opony w kierunku promieniowym, zaś na rysunku 12 warstwy – wyznaczonych przy wykorzystaniu hipotezy von Misesa – maksymalnych naprężeń zredukowanych w obszarze modelu MES obręczy koła, jakie pojawiły się w „newralgicznej” chwili ruchu (dla określonego położenia koła na przeszkodzie).



Rys. 11. Warstwicze maksymalnych odkształceń modelowanej opony w kierunku promieniowym (skala jest podana w [m]).

Fig. 11. Contour lines of maximum deformations of the modelled tyre in a radial direction (the scale is given in [m]).



Rys. 12. Obraz maksymalnych naprężeń zredukowanych w obszarze modelu MES obręczy koła (skala podana jest w [Pa]).

Fig. 12. Image of maximum reduced stresses in the area of the FEM model of a wheel rim (the scale is given in [Pa]).

Maksymalne odkształcenia modelowanej opony wyniosły około 0.04 m, a zatem były realnie duże. Natomiast maksymalne naprężenia zredukowane w obszarze modelowanej obręczy koła wyniosły około 130 MPa, a więc wydają się być wystarczająco mniejsze od wartości granicy plastyczności właściwej dla rodzajów stali stanowiących typowy materiał obręczy kół. Można zauważyć, że maksymalne naprężenia zredukowane występują w miejscu powierzchni osadczą obręczy (praktyka pokazuje, że obręcze kół często ulegają zniszczeniu właśnie w tych miejscach). Okazuje się również, że otwory wentylacyjne nie osłabiają tarczy koła (w ich otoczeniu nie koncentrują się bowiem naprężenia o znacznych wartościach). Należy jednakże przypuszczać, że w przypadku najazdu na przeszkodę koła samochodu rozpędzonego do większej prędkości, w obręczy mogłyby powstać doraźne naprężenia zredukowane o znacznie większej wartości, która mogłaby się niebezpiecznie „zbliżyć” do wartości granicy plastyczności, a nawet ją przewyższyć. Nie ulega również wątpliwości, że aby w pełni sprawdzić wytrzymałość obręczy, a także tarczy, należałoby przeprowadzić ich analizę zmęczeniową.

7. Wnioski końcowe

Zaprezentowany model samochodu, mimo iż zawiera rozbudowany model strukturalny przedniego zawieszenia, wydaje się być stosunkowo prosty. Zamierzeniem autorów, którzy dysponowali sprzętem komputerowym o ograniczonej mocy obliczeniowej, miało być jedynie „wskazanie drogi”, którą mogą pójść projektanci zawieszek samochodowych, zatrudnieni w firmach decydujących się na wykorzystanie interfejsu programów MES i MSC.ADAMS w nowoczesnie pomyślanym procesie projektowym. W rzeczywistości możliwości zaproponowanej metody mogą być daleko większe – oczywiście tak naprawdę barierą ograniczającą jest tu jedynie „moc obliczeniowa” użytego sprzętu komputerowego. Przyjęty sposób modelowania może być znacznie bardziej zaawansowany – i dotyczy to nie tylko możliwości uwzględnienia modeli geometrycznych innych członów samochodu, ale również ich modeli MES.

Zdaniem autorów, proponowana metoda, bazująca na zastosowaniu jeszcze stosunkowo mało znanego w krajowym środowisku inżynierskim interfejsu programów MES i MSC.ADAMS, zasługuje na zainteresowanie projektantów samochodowych ze względu na swoje potencjalne możliwości. Analiza literatury wskazuje, że są one w znacznie szerszym stopniu wykorzystywane w ośrodkach badawczych i biurach projektowych krajów zachodnich.

Literatura

- [1] BOLARINWA E.O., OLATUNBOSUN O.A.: *Finite element simulation of the tyre bust test*. Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.218, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2004, pp.1251-1258.
- [2] BURKE A.M., OLATUNBOSUN O.A.: *Static tyre/road interaction modeling*. Meccanica, Vol.32, 1997, pp.473-479.
- [3] CHANG J.P., SATYAMURTHY K., TSENG N.T.: *An efficient approach for the three dimensional finite element analysis of tires*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.16, No.4, 1988.

- [4] DANIELSON K.T., NOOR A.K.: *Finite elements developed in cylindrical coordinates for three-dimensional tire analysis*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.25, No.1, 1997.
- [5] DUVERNIER M., FRAYSSE P., BOMBLAIN V., DORMEGNIE E.: *Tyre modelling for NVH engineering in ADAMS*. Proc. of 1-st European MSC.ADAMS Users' Conference, London 2002.
- [6] FARIA L.O., ODEN J.T., YAVARI B., TWORZYDLO W.W., BASS J.M., BECKER E.B.: *Tire modeling by finite elements*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.20, No.1, 1992.
- [7] FUKASHIMA T., SHIMONISHI H., HAYASHI K., SHIRAISHI M.: *Simulation of a vehicle running on to a curb by using tire and vehicle FE models*. Proc. of 4-th European LS-Dyna Users Conference, Detroit 1998.
- [8] GANCARCZYK T., HARLECKI A.: *Wykorzystanie interfejsu programu MSC.ADAMS i programów MES w obliczeniach inżynierskich*. Przegląd Mechaniczny, Nr 5, 2008.
- [9] HALLQUIST J.O.: *LS-Dyna theoretical manual*. Livermore Software Technology Corporation, 1998.
- [10] HERRMAN L.R.: *Elasticity equations for incompressible and nearly incompressible materials by a variational theorem*. AIAA J., Vol.3, No.10, 1965.
- [11] HUH H., KWAK Y.K.: *Finite element stress analysis of the reinforced tire contact problem*. Computer & Structures, Vol.36, No.5, 1990.
- [12] JAWORSKI J.: *Ogumienie pojazdów samochodowych. Budowa i eksploatacja*, WKiŁ, Warszawa 1987.
- [13] KAO B.G., KUO E.Y., ADELBERG M.L., SUNDARAM S.V., RICHARDS T.S., CHAREK L.T.: *A new tire model for vehicle NVH analysis*. SAE Transactions, Paper No.870424, 1987.
- [14] MAŁACHOWSKI J., KRASOŃ W., WESOŁOWSKI M.: *Numeryczne badania dynamiki podwozia samolotu transportowego*. Modelowanie Inżynierskie, Vol.32, 2006, pp.369-374.
- [15] MAŁACHOWSKI J., PONDEL B., SZURGOTT P.: *Numeryczne testowanie pracy opony samochodowej*. Mechanik, Nr 11, 2006.
- [16] MAŁACHOWSKI J., PONDEL B., SZURGOTT P.: *Wstępna analiza numeryczna pracy opony samochodowej*. Górnictwo Odkrywkowe, Nr 7-8, 2006.
- [17] MAŁACHOWSKI J., WESOŁOWSKI M., KRASOŃ W.: *Computational study of transport aircrafts landing gear during touchdown*. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.13, No.3, 2006.
- [18] MC ALLEN J., CUITIÑO A.M., SERNAS V.: *Numerical investigation of the deformation characteristics and heat generation in pneumatic aircraft tires. Part I. Mechanical modeling*, Finite Elements in Analysis and Design, Vol.23, 1996, pp.241-263.
- [19] MOONEY M.: *A theory of large elastic deformation*. J. Appl. Phys., Vol.11, 1940, pp.582-592.
- [20] NOOR A.K., KIM K.O., TANNER J.A.: *Analysis of aircraft tires via semianalytic finite elements*. Finite Elem. Anal. Des., Vol.6, 1990, pp.217-233.
- [21] NOOR A.K., TANNER J.A.: *Tire modeling and contact problems. Advances and trends in the development of computational models for tires*. Computer & Structures, Vol.20, No.1-3, 1985.
- [22] PELC J.: *Large displacements in tire inflation problem*. Enging. Trans., Vol.40, No.1, 1992.
- [23] PELC J.: *Parametric study of a pneumatic tyre under inflation using the FEM approach*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol.36, No.1, 1998.
- [24] PELC J.: *Static three-dimensional modelling of pneumatic tyres using the technique of element overlaying*. Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.216, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002, pp.709-716.
- [25] PELC J.: *Towards realistic simulation of deformations and stresses in pneumatic tyres*. Applied Mathematical Modelling, Vol.31, 2007, pp.530-540.
- [26] POTTINGER M.G.: *The three-dimensional contact patch stress field of solid and pneumatic tires*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.20, No.1, 1992.
- [27] REIMPELL J., BETZLER J.W.: *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*. WKiŁ. Warszawa 2004.
- [28] RICHARDS T.R., BROWN J.E., HOHMAN R.L., SUNDARAM S.V.: *Modal analysis of tires relevant to vehicle system dynamics*. Proc. of 3-rd International Modal Analysis Conference, Orlando, USA 1985.
- [29] RIDHA R.A., SATYAMURTHY K., HIRSCHFELT L.R.: *Finite element modeling of a homogeneous pneumatic tire subjected to footprint loadings*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.13, No.2, 1985.

- [30] RIVLIN R.S., SAUNDERS D.W.: *Large elastic deformations of isotropic materials. VII Experiments on the deformation of rubber*. Philos. Trans. Roy. Soc., London, Ser.A, Vol.243, 1951, pp.251-288.
- [31] RUSIŃSKI E., GÓRSKI A.: *Komputerowo wspomagana analiza odkształceń opony samochodu osobowego*. Materiały XIV Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacji i CAD, Mielno 1996.
- [32] SHIRAIISHI M., HAYASHI K., IWASAKI N.: *Making FEM tire model and applying it for durability simulation*. Proc. of 6-th International LS-Dyna Users Conference, Detroit 2000.
- [33] STECHSHULTE R.A., LUCHINI J.R.: *A laminated composite solid element and its application to tire analysis*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.15, No.1, 1987.
- [34] TARASIUK P.: *Obliczanie MES kół pojazdów wolnobieżnych. Model opony a dokładność rozwiązania numerycznego*. Acta Mechanica et Automatica, Vol.2, No.4, 2008.
- [35] TSENG N.T., PELLE R.G., CHANG J.P., WARHOLIC T.C.: *Finite-element simulation of destructive tire testing*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.19, No.1, 1991.
- [36] WU G.Z., HE X.M.: *Effects of aspect ratio on the stresses and deformations of radial passenger tires*. Tire Sci. Technol., TSTCA, Vol.20, No.2, 1992.
- [37] WYLEŻOŁ M.: *Modelowanie bryłowe w systemie CATIA. Przykłady i ćwiczenia*. Wydawnictwo „Helion”. Gliwice 2002.
- [38] ANSYS 10.0 Documentation, 2006.
- [39] CATIA V5R14 Documentation.
- [40] MSC.ADAMS 2007 R1 Documentation.
- [41] MSC.Nastran 2005 Documentation.

Strength analysis of component parts of a car wheel by means of the FEM and the MSC.ADAMS software

Summary

The aim of this paper is to present the method of strength analysis of component parts of a car wheel in changing traffic conditions, e.g. when the wheel goes over an obstacle. The wheel being modelled has been included in the structural model of the front suspension of the considered passenger car which has been worked out in the MSC,ADAMS software environment. The analysis has been made by using the interface of the MSC.ADAMS software and the ANSYS software which is based on the Finite Element Method.