

## **Wyznaczanie oporów w wybranych połączeniach zawieszenia samochodu osobowego z uwzględnieniem dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia suchego**

**KRZYSZTOF KUBAS**

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

W niniejszej pracy przedstawiono model samochodu osobowego opracowany w pakiecie MSC.Adams, z uwzględnionym tarcie w wybranych połączeniach układu kierowniczego. W modelu tym zastosowano autorski model tarcia w przegubach wahaczy, uwzględniający tzw. dynamiczną charakterystykę współczynnika tarcia. Charakterystyka ta oraz metodologia jej wyznaczania zostały przedstawione we wcześniejszych pracach autora. Opracowany model posłużył do wyznaczania przebiegów momentu oporu w badanych przegubach, w różnych przypadkach ruchu samochodu. Identyfikacja zakresu wartości momentu oporu (w szczególności podczas ruchu pojazdu) może być przydatna projektantom samochodów. Odpowiednie dobranie tych wartości jest szczególnie istotne w ocenie bezpieczeństwa i komfortu jazdy.

### **1. Wstęp**

Za pośrednictwem układu kierowniczego kierowca ma możliwość komunikacji z samochodem. Podczas obrotu kierownicą steruje on pojazdem a równocześnie uzyskuje odpowiedź układu w postaci momentu oporu. Szczególnie ważne jest, by samochód reagował na każdy ruch kierownicą. Równocześnie układ kierowniczy powinien umożliwiać kierowcy pokonywanie nierówności drogi bez zakłóceń kierunku jazdy.

Niezawodność i sprawność układu kierowniczego ma istotny wpływ na bezpieczeństwo jazdy i z tego powodu szczególnie ważne jest przeprowadzenie jego kompleksowej analizy. W celu zbadania działania układu kierowniczego wybranego samochodu osobowego w zakresie jego dynamiki należy przeprowadzić analizę ruchu jego członów poddanych działaniom określonych sił, szczególnie podczas ruchu pojazdu. Aby analiza dynamiki była przeprowadzona poprawnie, należy uwzględnić tarcie w układzie kierowniczym. Tarcie to jest szczególnie duże w połączeniu przesuwym zębataki kierowniczej i w przegubach kulistych.

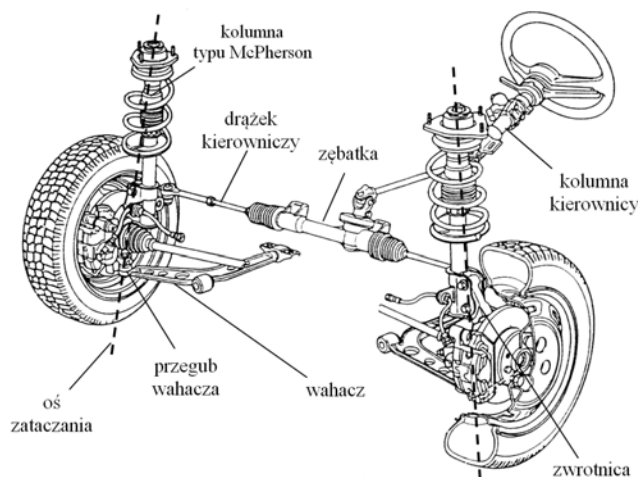
Zastosowanie połączeń o dużych oporach w przypadku układów kierowniczych jest uzasadnione. W przypadku połączenia zębataki i przegubów kulistych (w tym również przegubów wahaczy, będących przedmiotem niniejszej analizy) dostosowanie odpowiednich wartości oporu jest szczególnie ważne: zbyt mały opór powodowałby, że kierowca będzie poprzez kierownicę odczuwał wszystkie nierówności

drogi. Przy dużych prędkościach kierownica mogłaby wykonać niekontrolowany ruch pod wpływem kontaktu jednego z kół przednich z nierównością drogi, co oczywiście mogłoby doprowadzić do zjechania pojazdu z zamierzonego toru jazdy. Zbyt duży opór utrudniałby ruch kierownicą, np. podczas parkowania.

Analizując budowę przegubów kulistych występujących w układzie kierowniczym, można stwierdzić, że stykające się powierzchnie oddzielone są warstewką smaru, nie uzupełnianego w trakcie eksploatacji przegubu. Z tego też powodu tarcie rozważanych powierzchni, przynajmniej w pierwszym okresie eksploatacji przegubu, nie ma ściśle charakteru tarcia suchego, a jedynie mieszanego (a więc w istniejącym styku można wyróżnić miejsca bezpośredniego, czyli suchego, kontaktu współpracujących części, jak i miejsca, w których współpracujące powierzchnie oddzielone są warstewką smaru). Z biegiem czasu smar, tracący stopniowo swoje właściwości smarne, jest sukcesywnie usuwany z miejsca styku, który przybiera coraz bardziej charakter styku suchego. Z tego powodu, szczególnie w przypadku zużytych przegubów jak najbardziej uzasadnione wydaje się rozważanie tarcia w przegubach jako tarcia suchego.

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych, zamieszczonych w szeregu prac dotyczących tarcia w połączeniach ciernych, a w szczególności prac dotyczących tarcia w przegubach wahaczy (np. [3, 4]), stwierdzono, że współczynnik tarcia kinetycznego zależy od względnej prędkości poślizgu w rozważanym połączeniu. Zależności te, wyznaczone dla zmieniających się wartości prędkości, nazywane są w literaturze tribologicznej „dynamicznymi charakterystykami współczynnika tarcia”. Dość obszerny przegląd literatury dotyczącej tarcia, w szczególności przykładowe postaci charakterystyk a także prac z zakresu modelowania pojazdów z tarciami zawarto m.in. w publikacjach [1, 5].

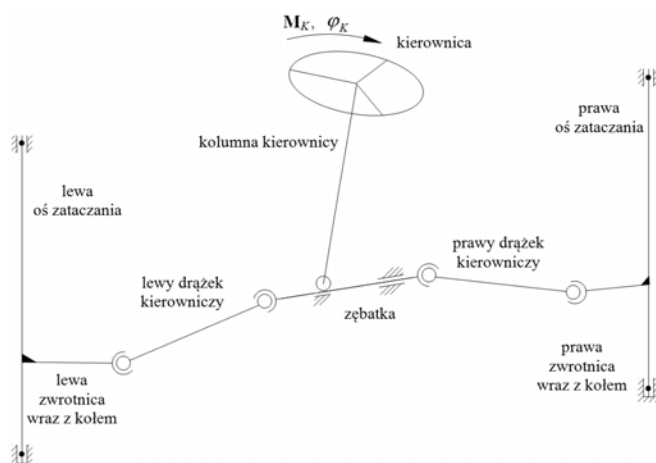
W pracach [1, 2] zaprezentowano metodę wyznaczania dynamicznych charakterystyk współczynników tarcia suchego w wybranych połączeniach wybranego układu kierowniczego samochodu z zawieszeniem typu McPherson. Tego typu rozwiązanie jest powszechnie stosowane we współczesnych samochodach, stąd zainteresowanie autora. Budowę tego układu przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Budowa układu kierowniczego wybranego samochodu osobowego z zawieszeniem typu McPherson.

Fig. 1. Structure of steering system of chosen passenger car with McPherson suspension.

Dla potrzeb wyznaczania tych charakterystyk wykonano tzw. „model uogólniony”. Budowę tego modelu przedstawiono na rysunku 2. Ponieważ badania dotyczyły samochodu umieszczonego przednimi kołami na obrotnicach, w powstałym modelu uwzględniono jedynie ruch układu kierowniczego.



Rys. 2. „Model uogólniony” układu kierowniczego.

Fig. 2. „Generalized model” of the steering system.

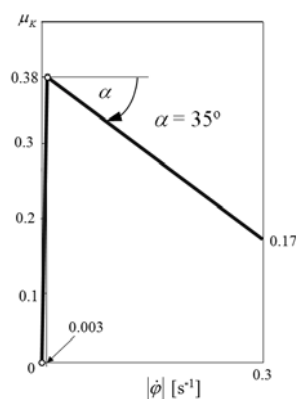
Model ten cechuje prosta budowa, a więc możliwe jest uzyskanie wysokiej efektywności stosowanego modelu matematycznego (czyli wysokiej wydajności w trakcie numerycznego rozwiązywania równań ruchu). Czynnikiem ten jest bardzo istotny, ze

względu na trudności związane z uwzględnianiem zjawiska tarcia w modelach. Szczegółowy opis modelu zamieszczono w pracach [1, 2].

Założono wymuszenie w postaci przebiegu kąta obrotu kierownicy w funkcji czasu. Ponadto na podstawie przeprowadzonej analizy literaturowej przyjęto kolumnę kierowniczą jako sztywną. Na podstawie tych założeń podjęto decyzję o nieuwzględnianiu tarcia w przekładni kierowniczej, gdyż wprowadzone w tym połączeniu tarcie nie wpłynęłyby w żaden sposób na uzyskane wyniki. Ten sam sposób rozumowania zastosowano w opracowywaniu modelu omówionego w niniejszej pracy.

Zaprezentowany na rysunku 2 model układu kierowniczego wykorzystano do wyznaczenia dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia w przegubie wahacza. Ponieważ w metodzie wykorzystywane są wyniki badań stanowiskowych, wyznaczona charakterystyka dotyczyła konkretnego badanego elementu układu kierowniczego. Badaniom poddano wahacz producenta Magneti Marelli do samochodu Fiat Cinqueto.

Do wyznaczenia dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia wykorzystano model tarcia Threlfall'a [6], spopularyzowany przez Karnopp'a [7], w którym pomija się występowanie faz tarcia statycznego. Przyjęto charakterystykę przedziałami liniową. W zakresie małych prędkości  $\dot{\phi}_0 = 0.003 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$  występuje przyrost wartości współczynnika, natomiast przy większych wartościach prędkości następuje liniowy spadek wartości tego współczynnika. Wyznaczoną postać tej charakterystyki przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Wyznaczony przebieg dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia suchego.

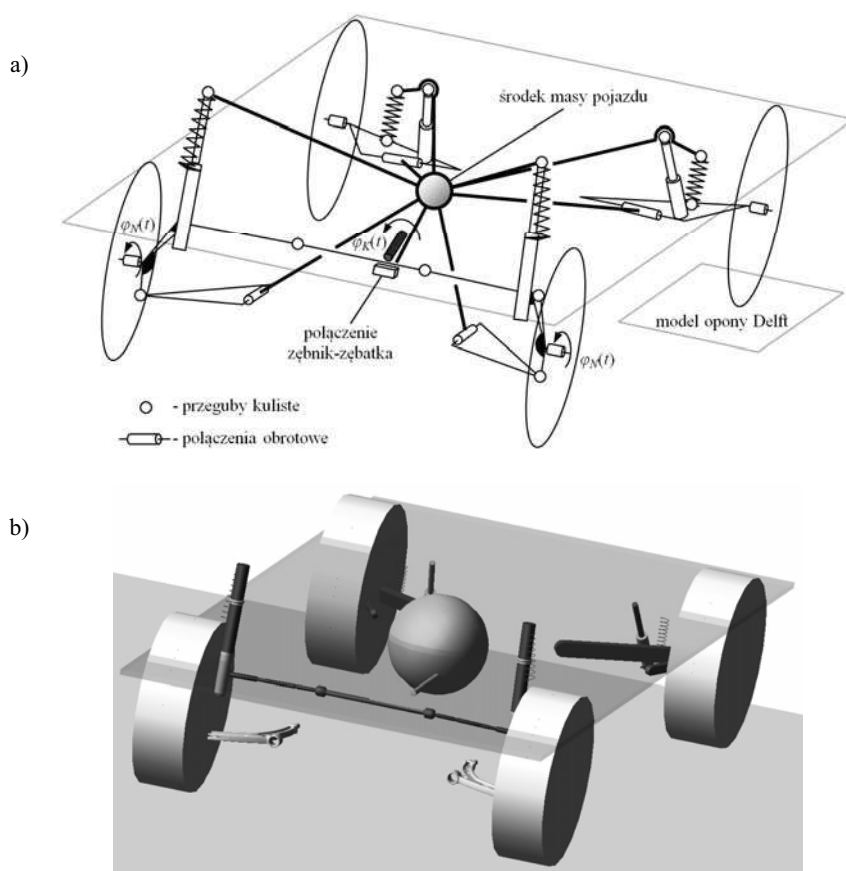
Fig. 3. Determined course of dynamic dry friction characteristic.

Charakterystyka ta wyznaczona została przy założeniu, że całkowity moment oporu występujący w połączeniu obrotowym osi zataczania koła zredukowany zostanie do przegubu kulistego wahacza. Należy zatem mieć świadomość, że zastosowanie niniejszej charakterystyki w modelu wiąże się z wyznaczeniem całkowitego momentu oporu, wynikającego nie tylko z tarcia w przegubie wahacza, ale również z tarcia w przegubie kulistym łączącym drążek ze zwrotnicą (o budowie zbliżonej do przegubu

wahacza). Tarcie w przekładni kierowniczej i w przegubie kulistym łączącym zębatkę z drążkiem oraz w górnym łożyskowaniu kolumny typu McPherson w tym przypadku można pominąć [1, 8].

## 2. Model samochodu w pakiecie MSC.Adams

Jak już wspomniano, w „modelu uogólnionym” uwzględniono jedynie ruch układu kierowniczego. Uzyskane wyniki siły i momentu oporu w rozważanym przegubie wahacza odnoszą się jedynie do pojazdu pozostającego na obrotnicach. Aby uzyskać te wartości w przypadku pojazdu będącego w ruchu, należało opracować odpowiedni model całego pojazdu. Do tego celu wykorzystano oprogramowanie MSC.Adams. Opracowany dla potrzeb niniejszej analizy model fizyczny całego pojazdu z rozważanym układem kierowniczym przedstawiono na rysunku 4a.



Rys. 4. Model samochodu osobowego:  
a) model fizyczny, b) model strukturalny w MSC.Adams.

Fig. 4. Model of the car:

a) physical model, b) structural model in MSC.Adams.

W modelu tym uwzględniono sztywne nadwozie oraz ważniejsze elementy układu kierowniczego, przedniego zawieszenia (kolumnę kierowniczą, zębatkę, drążki kierownicze, wahacze, zwrotnice, kolumny typu McPherson i koła) i tylnego zawieszenia (wahacze, z amortyzatorami i sprężynami oraz koła). Pominięto takie elementy jak: obudowa zębatki (przyjmując, że stanowi całość z nadwoziem), sworznie, nakrętki, elementy podatno-gumowe. Szczególny nacisk położono na dokładne odwzorowanie parametrów masowych i geometrii poszczególnych elementów układu kierowniczego i przedniego zawieszenia. W tym celu ich geometrie odwzorowano w programie Autodesk Inventor [9]. Położenie punktów charakterystycznych i ich parametry masowe ustalono na podstawie dokonanych pomiarów na obiekcie rzeczywistym i zgromadzonych materiałach, w tym prac [10, 11, 12, 13]. W następnym etapie elementy te wyeksportowano do modułu View pakietu MSC.Adams (rys. 4b) i założono odpowiednie pary kinematyczne oraz elementy sprężyste i tłumiące.

Ruch pojazdu odbywa się poprzez założenie przebiegu wymuszenia kąta  $\varphi_N$  obrotu kół przednich. Możliwe jest również założenie odpowiedniego przebiegu kąta  $\varphi_K$  obrotu kierownicy.

Aby uwzględnić interakcję opona-droga posłużono się modułem MSC.Adams/Tire. Przyjęto do modelu predefiniowany model opony Delft o rozmiarach 175/70R13 i parametry odpowiadające kontaktowi opony z suchą nawierzchnią asfaltową.

Przyjęto, że oś  $x$  układu związanego z nadwoziem skierowana będzie w kierunku do tyłu samochodu, a oś  $y$  w prawą stronę (oś  $z$  wynika z prawoskrętnego układu współrzędnych). Wykonanie modelu strukturalnego w pakiecie MSC.Adams wiąże się z automatycznym wygenerowaniem różniczkowych równań ruchu za pośrednictwem modułu Solver. Metodyka formułowania tych równań oraz aparat matematyczny numerycznego ich całkowania przedstawiony został między innymi przez autorów pracy [14] a także częściowo w dokumentacji technicznej pakietu MSC.Adams [15].

Równania te powstają na bazie formalizmu Lagrange'a I rodzaju:

$$\frac{d}{dt}(L_{\dot{\mathbf{q}}}^T) - L_{\mathbf{q}}^T + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q}, \quad (1)$$

gdzie:

$L$  – funkcja Lagrange'a, czyli różnica energii kinetycznej i potencjalnej układu,

$\mathbf{q}$  – wektor współrzędnych uogólnionych, składający się ze składowych przemieszczeń  $\mathbf{r}$  oraz kątów  $\boldsymbol{\varphi}$ .

$\dot{\mathbf{q}} = \frac{d\mathbf{q}}{dt}$  – wektor składający się ze składowych wektorów prędkości liniowych  $\mathbf{u}$

i kątowych  $\boldsymbol{\varepsilon}$ .

$\Phi$  – wektor lewych stron równań więzów (po eliminacji więzów nadmiarowych),

$\boldsymbol{\lambda}$  – wektor mnożników Lagrange'a,

$\mathbf{Q}$  – wektor sił uogólnionych.

Powyższy układ równań sprowadzony zostaje do układu równań różniczkowych pierwszego rzędu. Równania te wraz z odpowiednimi równaniami więzów można zapisać w postaci:

$$\begin{cases} \mathbf{M}\dot{\mathbf{u}} - L_r^T + \Phi_r^T \lambda - \mathbf{H}_F^T \mathbf{F} = \mathbf{0} \\ \dot{\mathbf{p}} - L_\theta^T + \Phi_\theta^T \lambda - \mathbf{H}_N^T \bar{\mathbf{N}} = \mathbf{0} \\ \mathbf{p} - L_\varepsilon^T = \mathbf{0} \\ \mathbf{u} - \dot{\mathbf{r}} = \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\varepsilon} - \dot{\boldsymbol{\theta}} = \mathbf{0} \end{cases}, \quad (2)$$

gdzie:

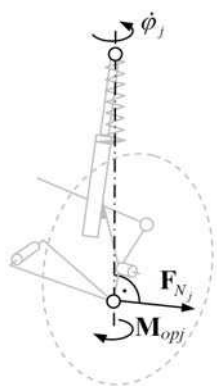
$\mathbf{M}$  – macierz mas,

$$\mathbf{p} = \left( \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\varepsilon}} \right)^T$$

$\mathbf{F}, \bar{\mathbf{N}}$  – siły i momenty zewnętrzne działające na układ ( $\bar{\mathbf{N}}$  określone zostaje w lokalnym układzie odniesienia),

$\mathbf{H}_F^T, \mathbf{H}_N^T$  – macierze projekcji, odpowiedzialne za przeliczanie wektorów  $\mathbf{F}$  i  $\bar{\mathbf{N}}$  na siły i momenty uogólnione.

W przegubach kulistych wahaczy uwzględniono moment oporu (rys. 5) wynikający z wprowadzonego modelu tarcia, którego kierunek jest zgodny z kierunkiem osi zataczania koła.



Rys. 5. Przyjęty moment oporu w przegubie wahacza.  
 Fig. 5. Assumed friction torque in spherical joint in suspension arm.

Wartość tego momentu opisano następującym wzorem:

$$M_{opj} = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_j) \left( \frac{d}{2} \mu_{K_j} (F_{N_j} + N_0) \right), \quad j = L, P, \quad (3)$$

gdzie:

- $\dot{\varphi}_j$  – prędkość kątowna przegubu kulistego wahacza,
- $d$  – średnica sworznia wahacza,
- $\mu_{K_j} = \mu_{K_j}(\dot{\varphi}_j)$  – wartość współczynnika tarcia wynikająca z przyjętej postaci dynamicznej charakterystyki,
- $F_{N_j}$  – wartość składowej siły reakcji w przegubie w rzucie na płaszczyznę prostopadłą do osi zataczania,
- $N_0$  – wartość siły reakcji w przegubie wynikająca ze wstępnego zaciśnięcia sworznia w gnieździe.

Jak można zauważyć, wprowadzony model tarcia suchego bazuje na modelu tarcia Coulomba. Zależność ta, w nieco zmodyfikowanej postaci, stosowana była również w przypadku „modelu uogólnionego” [1, 2].

Z przeprowadzonej przez autora analizy literaturowej z zakresu modelowania pojazdów wynika, że zastosowanie przedziałami liniowych opadających dynamicznych charakterystyk współczynnika tarcia suchego w przegubach wahaczy, z pominięciem faz tarcia statycznego nie jest spotykane, więc stanowi autorskie podejście do zagadnienia.

### 3. Wyniki

Analizę podzielono na trzy etapy:

- ruch kierownicą w trakcie postoju,
- przyspieszanie pojazdu z równoczesnym wahadłowym ruchem koła kierownicy,
- zmiana pasa ruchu przy ustalonej prędkości pojazdu.

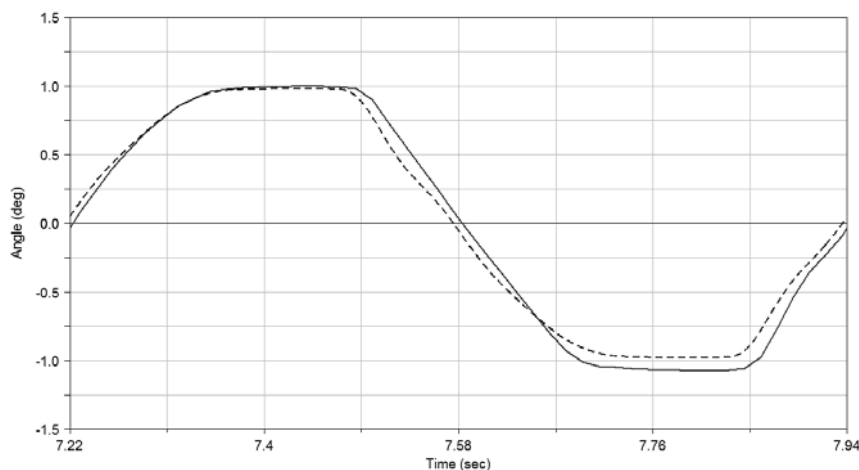
Pierwszy rodzaj ruchu posłużył do sprawdzenia poprawności opracowanego modelu pojazdu poprzez pośrednią weryfikację wyników z wynikami uzyskanymi za pośrednictwem „modelu uogólnionego”. W trakcie wykonywania pozostałych etapów zwrócono szczególną uwagę na otrzymane wartości sił reakcji w przegubach wahaczy (a konkretnie na ich składowe prostopadłe do osi zataczania) i powstałe przebiegi momentu oporu.

Należy jednak zaznaczyć, że za pośrednictwem opracowanego w pakiecie MSC.Adams modelu pojazdu możliwe jest uzyskanie kompleksowych wyników dotyczących zarówno wartości przemieszczeń i prędkości poszczególnych elementów opracowanego modelu samochodu, jak i sił reakcji we wszystkich połączeniach.



### 3.1. Ruch kierownicą w trakcie postoju

Jak już wspomniano, w pierwszym etapie analizy pojazd pozostawał nieruchomy. Wymuszono cykliczny (a konkretnie sinusoidalny) ruch kierownicy o kąt 26 stopni w prawo i 26 stopni w lewo, w czasie około 0.7s. Ten rodzaj ruchu posłużył wcześniej autorowi do wyznaczania dynamicznych charakterystyk współczynnika tarcia suchego za pośrednictwem „modelu uogólnionego” [1, 2]. Model pojazdu, który powstał w pakiecie MSC.Adams różni się zarówno budową jak i założeniami, co oczywiście wpływa m.in. na przebiegi kąta obrotu wybranego koła wokół jego osi zataczania i siły obciążającej osiowo wybrany drążek kierowniczy, co przedstawiono na rysunkach 6 i 7. Linią ciągłą przedstawiono wyniki symulacji w przypadku modelu omówionego w niniejszej pracy, linią przerywaną – wyniki uzyskane za pośrednictwem opracowanego wcześniej „modelu uogólnionego”. Dodatkowo wartości kąta oznaczają obrót koła w prawą stronę, natomiast ujemne – obrót w lewą stronę. Dodatkowo wartości siły obciążającej drążek oznaczają, że drążek jest rozciągany, natomiast ujemne, że drążek jest ściskany.

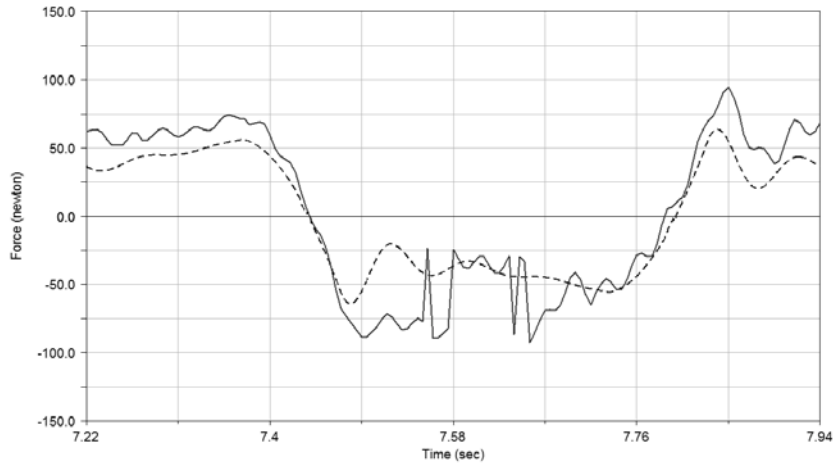


Rys. 6. Porównanie przebiegów kąta obrotu koła prawego:

— nowy model pojazdu, - - - „model uogólniony”.

Fig. 6. Comparison of courses of right wheel angle:

— new model of a car, - - - “generalized model”.



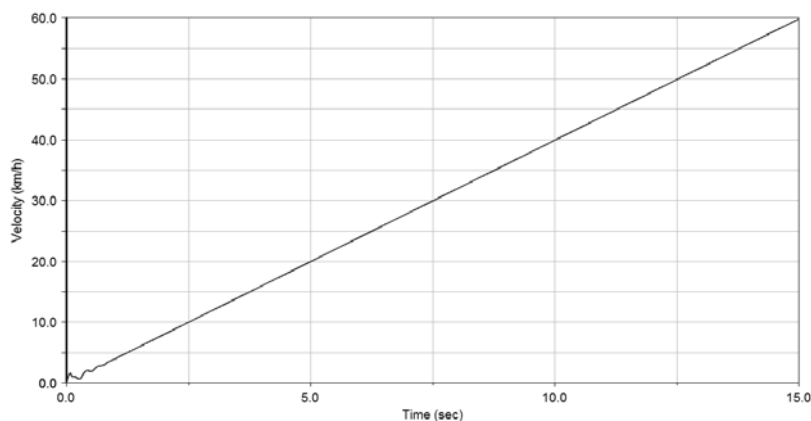
Rys. 7. Porównanie przebiegów siły obciążającej osiowo prawy drążek kierownicy:  
 — nowy model pojazdu, - - - „model uogólniony”.

Fig. 7. Comparison of courses of force acting axially on right steering rod:  
 — new model of a car, - - - “generalized model”.

Obydwa przedstawione przebiegi przedstawiają jedynie pewien fragment wyników, dla których możliwe było uniknięcie zakłóceń spowodowanych składowymi siłami wynikającymi z ustabilizowania układu zawieszenia. Przedstawiony fragment odpowiada pełnemu cyklowi wymuszenia ruchu koła kierownicy. Jak widać z niniejszych wykresów, pomimo różnic w budowie obu modeli, uzyskano dość dobrą zgodność porównywanych przebiegów.

### 3.2. Przyspieszanie pojazdu z równoczesnym wahadłowym ruchem koła kierownicy

W drugim etapie pojazd rozpędzono ze stałym przyspieszeniem do prędkości 60 km/h w czasie 15s. Wymuszenie to zrealizowano poprzez zadanie odpowiednich prędkości obrotu obu kół przednich. Równocześnie wymuszono cykliczny (sinusoidalny) ruch kierownicy o kąt 26 stopni w prawo i 26 stopni w lewo.

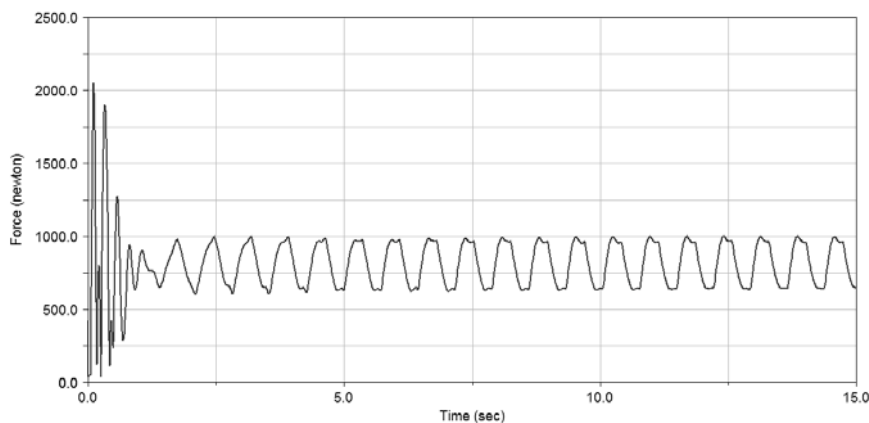


Rys. 8. Przebieg wypadkowej prędkości środka masy samochodu.

Fig. 8. Course of resultant velocity of center of mass of the car.

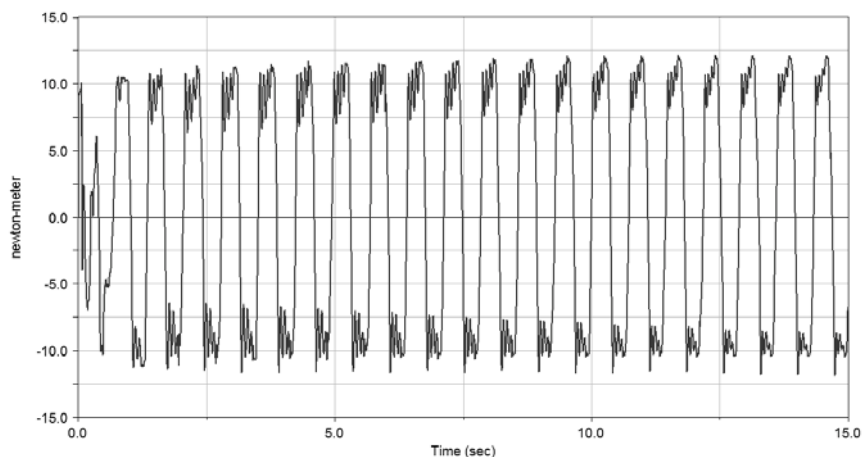
Na rysunku 8 przedstawiono uzyskaną prędkość środka masy nadwozia. Wykres ten nieznacznie odbiega od zadanej liniowej zależności prędkości, szczególnie w początkowym etapie symulacji. Uzyskane różnice wynikają przede wszystkim z poślizgu przednich kół oraz z „pochylania się samochodu” ku tyłowi podczas startu.

Jak wynika z zależności (3), do wyznaczenia momentu oporu w przegubie wahacza niezbędne było określenie wartości składowej siły reakcji w przegubie wahacza, prostopadłej do osi zataczania. Na rysunku 9 przedstawiono czasowy przebieg tej wartości. Na przedstawionym przebiegu widoczne są wyraźne wahania wartości siły wywołanej pośrednio ruchem kierownicy. Ponadto zauważono, że zaprezentowany przebieg jest zbliżony do przebiegu wypadkowej siły reakcji w przegubie. Możliwe byłoby zatem, po uprzednim oszacowaniu powstałego błędu, uzależnienie wzoru (3) od wartości tej siły.



Rys. 9. Przebieg składowej siły reakcji w przegubie prawego wahacza prostopadłej do osi zataczania.

Fig. 9. Course of component reaction force in spherical joint of right suspension arm perpendicular to kingpin axis.



Rys. 10. Przebieg momentu oporu w przegubie prawego wahacza.

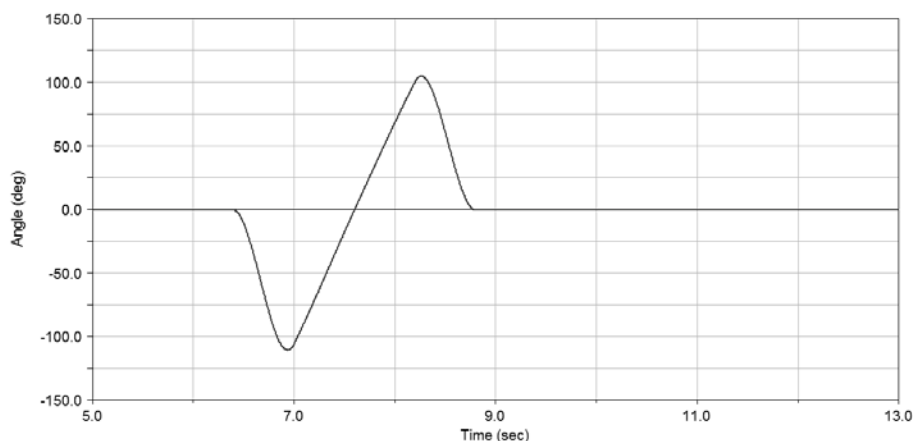
Fig. 10. Course of friction torque in spherical joint of right suspension arm.

Na rysunku 10 przedstawiono wyznaczony czasowy przebieg momentu oporu wynikający z założonego modelu tarcia w przegubie wahacza. Wartość momentu oporu w trakcie ruchu sworznia w przegubie wyniósł około 10Nm. Jak już wcześniej wspomniano, uzyskane wartości należy traktować jako całkowity moment oporu ruchu koła wokół jego osi zataczania. Badania stanowiskowe oraz spostrzeżenia autora zawarte w pracach [1, 8] dowodzą, że moment ten może wahać się w granicach przedstawionych na wykresie.

### 3.3. Zmiana pasa ruchu przy prędkości 60km/h

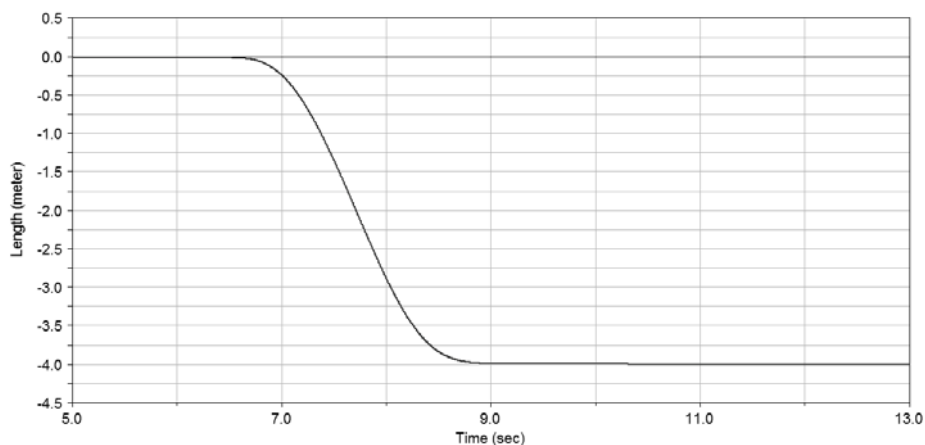
W ostatnim etapie wykonano symulację zmiany pasa ruchu przy stałej prędkości 60 km/h. Analizowany przypadek trwa 13s, jednakże fragment początkowy symulacji trwający 5s przeznaczono na stabilizację układu (ustalenie prędkości samochodu i ustabilizowanie zawieszenia) i pominięto go na wykresach.

Aby zrealizować tego rodzaju manewr, wymuszono ruch kierownicy o kąt 110 stopni w lewo, a następnie o kąt około 105 stopni w prawo (rys. 11). Manewr ten trwa około 2.5s. Wymuszenie to zrealizowano za pośrednictwem funkcji sklepanych typu Akis Spline [15]. Tak zdefiniowany ruch jest stosunkowo gwałtowny (szczególnie w chwilach zmiany kierunku obrotu kierownicą). Taki sposób wymuszenia miał zatem spowodować powstanie możliwie jak największej siły reakcji w przegubie wahacza.



Rys. 11. Przebieg kąta obrotu kierownicy w przypadku analizowanej zmiany pasa ruchu.  
Fig. 11. Course of steering wheel angle in case of changing lane analyzed.

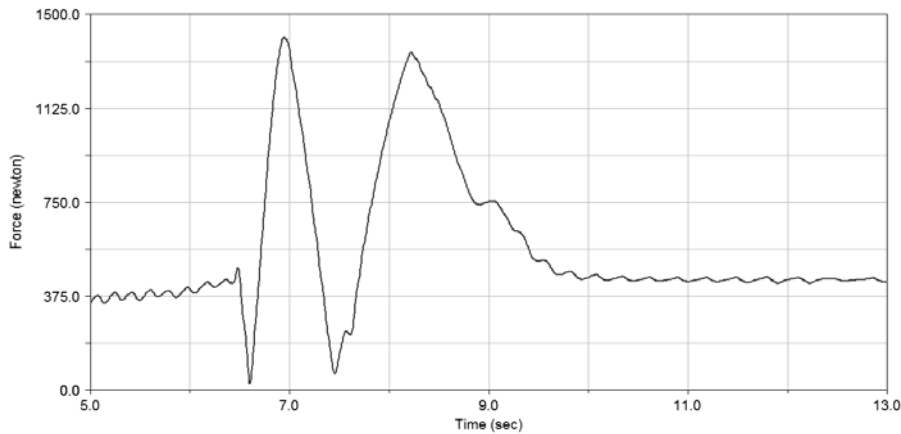
Na rysunku 12 przedstawiono czasowy przebieg przemieszczenia środka ciężkości samochodu względem osi  $y$ . Jak można zauważyć, nowy tor jazdy odległy jest od pierwotnego toru o około 4 metry.



Rys. 12. Przebieg współrzędnej  $y$  przemieszczenia środka ciężkości w przypadku zmiany pasa ruchu.  
Fig. 12. Course of  $y$  coordinate of center of mass displacement in case of changing lane.

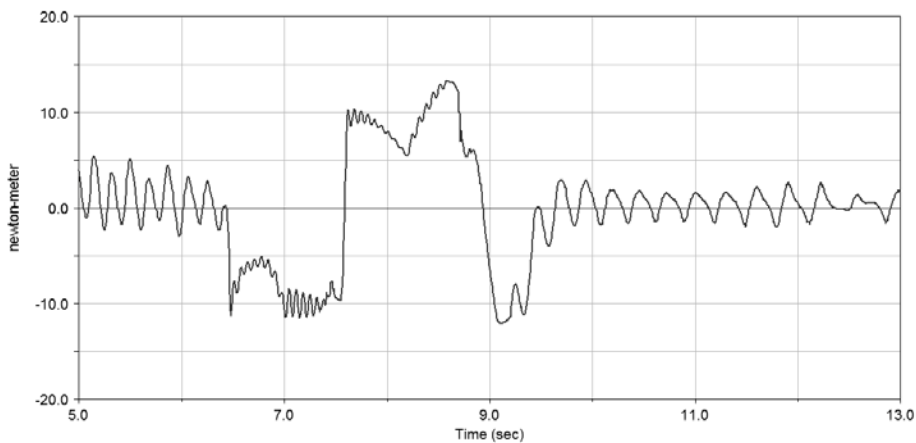
Na rysunku 13 przedstawiono przebieg składowej siły reakcji w przegubie prawego wahacza prostopadłej do osi zataczania. Widoczny jest znaczny skok wartości siły reakcji do wartości około 1400N w chwili wykonania skrętu kołem kierownicy w lewą stronę. Spowodowane jest to tym, że w trakcie wykonywania skrętu w lewo bryła samochodu pochyła się w prawą stronę, a zatem prawe koło jest dodatkowo dociążone. Porównując uzyskany przebieg z przebiegiem przedstawionym na rysunku 9

(w przypadku przyspieszania pojazdu z wahadłowym ruchem kierownicy), można zauważyć, że w niniejszym etapie analizy uzyskano większe wartości tej siły.



Rys. 13. Przebieg składowej siły reakcji w przegubie prawego wahacza prostopadłej do osi zataczania.

Fig. 13. Course of component reaction force in spherical joint of right suspension arm perpendicular to kingpin axis.



Rys. 14. Przebieg momentu oporu w przegubie prawego wahacza w przypadku zmiany pasa ruchu.

Fig. 14. Course of friction torque in spherical joint of right suspension arm in case of changing lane.

Na rysunku 14 przedstawiono uzyskany przebieg momentu oporu w przegubie wahacza. Jak można odczytać z przedstawionego przebiegu, maksymalna wartość momentu oporu to około 13Nm.

#### 4. Podsumowanie

W niniejszej pracy zaprezentowano model pojazdu osobowego z zawieszeniem typu McPherson, ze szczególnym uwzględnieniem budowy układu kierowniczego. Aby wyznaczyć moment oporu ruchu koła względem osi zataczania, tarcie to zredukowano do połączeń kulistych przegubów wahaczy, gdzie zastosowano autorski model tarcia. Model ten uwzględnia występowanie tzw. dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia suchego. Jak zaznaczono na wstępie, znajomość wartości oporów jest istotna w procesie projektowania pojazdów.

Należy zaznaczyć, że w pakiecie MSC.Adams możliwe jest zastosowanie wbudowanego modelu tarcia (w tym przypadku – modelu tarcia w przegubie kulistym wahacza). Model ten posiada stosunkowo złożony algorytm wyznaczania momentu oporu w połączeniu, uwzględniający m.in. występowanie zjawiska mikroprzemieszczenia (mikroślizgu). Nie był on jednak wystarczający dla potrzeb niniejszych rozważań, gdyż niemożliwe jest uwzględnienie zależności współczynnika tarcia od względnej prędkości ślizgu, czyli również postaci charakterystyki tego współczynnika.

W pracy przedstawiono jedynie przykładowe czasowe przebiegi sił reakcji. Opracowany model może zatem posłużyć do wykonania innych, bardziej kompleksowych analiz układu kierowniczego, w szczególności mógłby być pomocny w procesie wyznaczania dynamicznych charakterystyk współczynników tarcia we wszystkich połączeniach i uwzględniających pełny zakres wartości sił obciążających te połączenia. Rozważania te można by również poszerzyć o przypadki przejazdu samochodu przez przeszkodę czy o wyniki analiz pojazdu przeciążonego.

Równocześnie należy zdawać sobie sprawę z faktu, że wyniki uzyskane za pośrednictwem modelu przedstawionego w niniejszej pracy należałoby zweryfikować doświadczalnie. Należy jednak zaznaczyć, że opory w połączeniach układu kierowniczego, a w szczególności w przegubach kulistych ściśle mogą zależeć od badanego egzemplarza, gdyż podzespoły montowane do pojazdów mogą pochodzić od różnych producentów. To spostrzeżenie zawarł w swojej rozprawie doktorskiej Niemczyk [4]. Ponadto wartości tych oporów zmieniają się między innymi wraz ze zmianą warunków otoczenia (przede wszystkim temperatury), czy wraz ze stopniem zużycia, co może stanowić duże utrudnienie podczas wykonywania badań trakcyjnych lub stanowiskowych.

W dalszych pracach autor planuje uwzględnienie tarcia suchego w amortyzatorach przedniego zawieszenia w przedstawionym modelu samochodu, co ma szczególnie istotne znaczenie podczas badania występowania zjawiska zakleszczania się tłoka w cylindrze w przypadku zużytych amortyzatorów. W ten sposób możliwe będzie przeanalizowanie wpływu tego zjawiska na niewyważenie bryły samochodu, co z kolei ma znaczenie w ocenie bezpieczeństwa jazdy.

## Literatura

- [1] KUBAS K.: *Metoda identyfikacji dynamicznych charakterystyk współczynników tarcia suchego w przegubach wahaczy wybranych samochodów osobowych*. Rozprawa doktorska, Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała 2008.
- [2] KUBAS K., HARLECKI A.: *Identyfikacja dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia suchego w przegubach zwrotnic samochodów osobowych z zawieszeniem typu McPherson*. *Archiwum Motoryzacji*, 4, 2005.
- [3] KNAPCZYK J., NIEMCZYK G.: *Badanie momentów sił reakcji w przegubach układu kierowniczego*. *Czasopismo Techniczne*, 7-M, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004.
- [4] NIEMCZYK G.: *Wpływ właściwości przegubów na charakterystyki siłowe układu kierowniczego samochodu*. *Rozprawa doktorska*, ZN Politechniki Krakowskiej, Kraków 2005.
- [5] HARLECKI A., KUBAS K.: *Charakterystyki współczynników tarcia suchego w stykach metalowych – materiał dydaktyczny dla studentów uczelni technicznych*. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2008.
- [6] THRELFALL D. C.: *The Inclusion of Coulomb Friction in Mechanisms Programs with Particular Reference to DRAM*. *Mechanisms and Machine Theory*, 13, 1978, pp. 475-483.
- [7] KARNOPP D.: *Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems*. *Trans. of ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 107, 1985.
- [8] KUBAS K., HARLECKI A.: *Badania doświadczalne oporów ruchu w przegubach przedniego zawieszenia typu McPherson wybranego samochodu osobowego*. *Archiwum Motoryzacji*, 2, 2009.
- [9] HARLECKI A., KUBAS K., MADZIA T.: *Dynamics of the steering system of a passenger car using MSC.ADAMS-ANSYS interface*. *Acta Mechanica Slovaca*, Kosice, no. 4-B, 2006.
- [10] GANCARCZYK T., HARLECKI A.: *Zastosowanie oprogramowania Adams do analizy kinematycznej układu kierowniczego wybranego samochodu osobowego z zawieszeniem typu McPherson*. *Materiały VIII Międzynarodowego Sympozjum IPM, WAT, Warszawa-Rynia 2002*.
- [11] JANUSZEWICZ A.: *Reguluję i naprawiam. Cinqüecento 704/899cm<sup>3</sup>*. Wydawnictwo Przemysłowe WEMA, Warszawa 1994.
- [12] JANUSZEWSKI W. (red.): *Badanie wpływu oporów ruchu mechanizmu zwrotniczego układu kierowniczego na czynne bezpieczeństwo kierowania samochodem. Oprac. Problem. Nr BLT.001.97.B*. Przemysłowy Instytut Motoryzacji, Warszawa 1997.
- [13] LOZIA Z.: *Wykonanie komputerowych obliczeń symulacyjnych ruchu samochodu Cinqüecento, jadącego ze stałą prędkością, w testach kierowności: „wymuszenie skokowe na kole kierownicy”, „jazda po łuku”, „puszczenie kierownicy przy jeździe po łuku”, dla różnych wartości oporów w układzie kierowniczym. Sprawozdanie z wykonania pracy naukowo-badawczej*. Politechnika Warszawska, Warszawa 1996.
- [14] WOJTYRA M., FRĄCZEK J.: *Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów. Ćwiczenia z zastosowaniem programu ADAMS*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007
- [15] *MSC.Adams documentation*.

### Friction torque determination in chosen joints of suspension of a passenger car taking dynamic dry friction characteristic into account

#### Summary

In the paper, the model of a passenger car with friction in chosen joints of steering system in MSC.Adams software, have been presented. In this model, author's model of friction in suspension arm with dynamic dry friction characteristic has been taken into account. This characteristic and methodology of its determining have been presented in earlier author's works [1, 2]. The model developed has been used to determine friction torque courses in suspension arm joints in case of moving car. Identification of range of friction torque values (especially when car moves) can be useful for car designers. Proper correction of these values is especially important to assessment of safety and comfort of driving.