

ANALIZA DYNAMIKI SAMOCHODÓW OSOBOWYCH Z ZAWIESZENIEM TYPU MCPHERSON W ŚRODOWISKU PROGRAMU MSC.ADAMS PRZY UWZGLĘDNIENIU ZJAWISKA TARCIA W AMORTYZATORACH

ANDRZEJ HARLECKI¹, KRZYSZTOF KUBAS²

Akademia Techniczno – Humanistyczna w Bielsku-Białej

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę analizy dynamiki samochodów osobowych z zawieszeniem typu McPherson, pozwalającą uwzględnić zjawisko tarcia występującego między współpracującymi elementami przednich amortyzatorów, tzn. tłoczyskiem i cylindrem. Analizę przeprowadzono przy użyciu nowoczesnych narzędzi wspomagających proces inżynierskiego projektowania, tzn. programu Autodesk Inventor (przy użyciu którego opracowano modele geometryczne elementów rozważanego samochodu) oraz programu MSC.ADAMS (w środowisku którego przeprowadzono analizę dynamiki modelu strukturalnego samochodu). W ramach analizy badano tendencję samochodu do zróżnicowania rozkładu jego ciężaru na koła w wyniku gwałtownie wykonywanych manewrów zmiany pasa ruchu – szczególnie w przypadku gdy jeden z jego amortyzatorów ulegnie wcześniej poważnej awarii (polegającej na wycieku z niego oleju) i w rezultacie nie będzie już spełniać należycie swojej funkcji. Między współpracującymi elementami „zdefektowanego” amortyzatora może wówczas wystąpić stan tarcia suchego, utrudniającego (blokującego) ich względny ruch przesuwny. Zdaniem autorów, prezentowana praca może zainteresować projektantów zawiesznień samochodowych typu McPherson.

Słowa kluczowe: dynamika, samochód osobowy, zawieszenie typu McPherson, tarcie w amortyzatorach, program MSC.ADAMS.

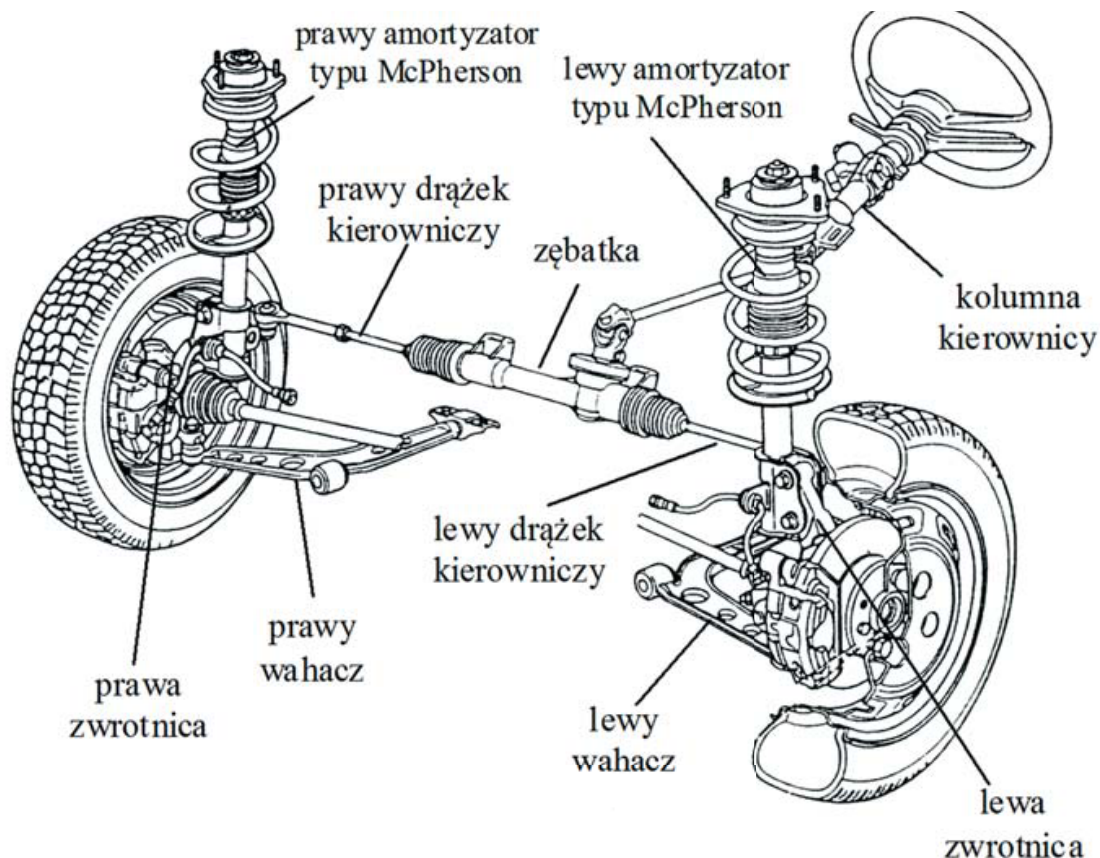
1. Wiadomości wstępne

Zawieszenie typu McPherson (rys.1) jest powszechnym rozwiązaniem konstrukcyjnym

¹ Akademia Techniczno – Humanistyczna w Bielsku-Białej, Zakład Mechaniki, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, e-mail: aharlecki@ath.bielsko.pl

² Akademia Techniczno – Humanistyczna w Bielsku-Białej, Zakład Mechaniki, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, e-mail: kkubas@ath.bielsko.pl

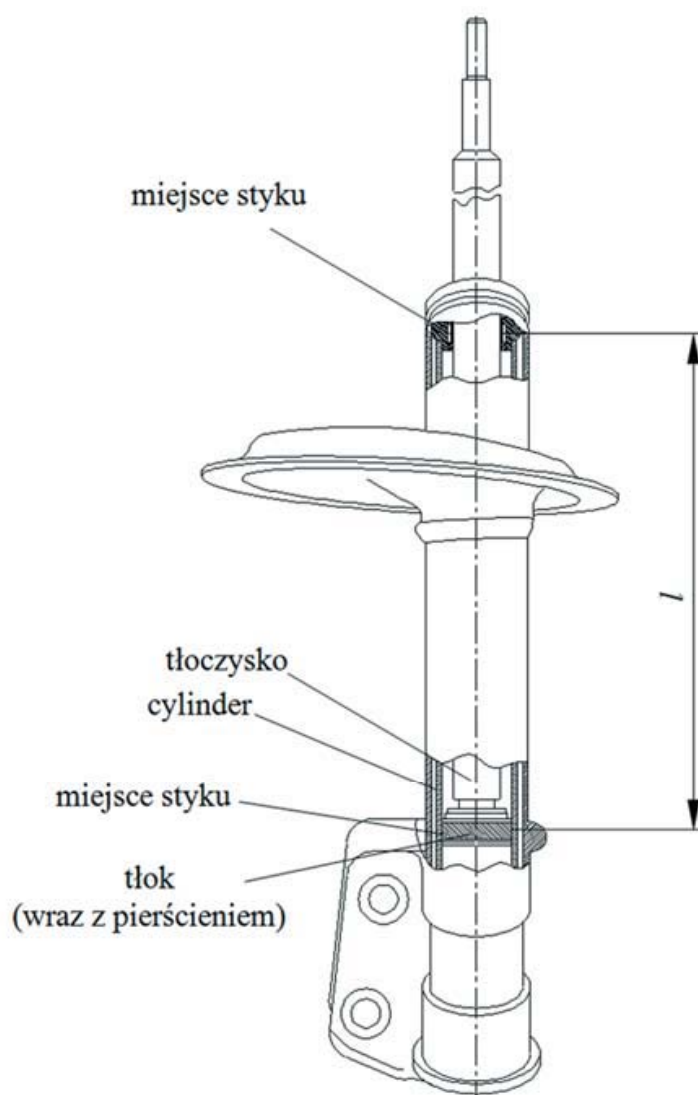
stosowanym przede wszystkim w przypadku popularnych samochodów osobowych średniej klasy o niewielkiej pojemności skokowej silnika.



Rys.1 Widok ogólny przedniego zawieszenia typu McPherson.

Istotną zaletą tego zawieszenia jest to, że zajmuje ono w samochodzie stosunkowo mało miejsca i jest łatwe w montażu. Jednakże zawieszenie typu McPherson posiada również wady. Jedną z nich wynika z faktu braku w jego konstrukcji wahacza górnego, co sprawia, że podstawowe elementy zastępującego go amortyzatora (rys.2), to znaczy tłoczek i cylinder, w warunkach ruchu drogowego obciążone są nie tylko siłami osiowymi, lecz oddziałują na nie również znaczne siły poprzeczne i momenty gnące. Jak pokazano na rysunku, tłoczek porusza się w mosiężnej prowadnicy wewnątrz cylindra, natomiast tłok stanowiący jego zakończenie współpracuje z powierzchnią wewnętrzną cylindra za pośrednictwem pierścienia uszczelniającego z tworzywa sztucznego.

Siły poprzeczne i momenty gnące powodują znaczne odkształcanie (zginanie) współpracujących elementów amortyzatora, co z kolei zwiększa wartości normalnych sił reakcji między nimi w miejscach styków, a w konsekwencji również wartości sił tarcia. Siły te mają wpływ na tłumienie drgań elementów przedniego zawieszenia, zmieniając jego własności fizyczne i pogarszając znacząco jakość resorowania. Z powodu znacznego tarcia może dojść nawet do zjawiska chwilowego zatrzymania (zakleszczania) tłoczyska w cylindrze (ang. self-jamming). W takim przypadku składowa osiowa siła oddziałującej na tłoczek osiąga wartości niewystarczające do „rozszepienia” zakleszczonych elementów



Rys.2 Budowa amortyzatora zawieszenia typu McPherson.

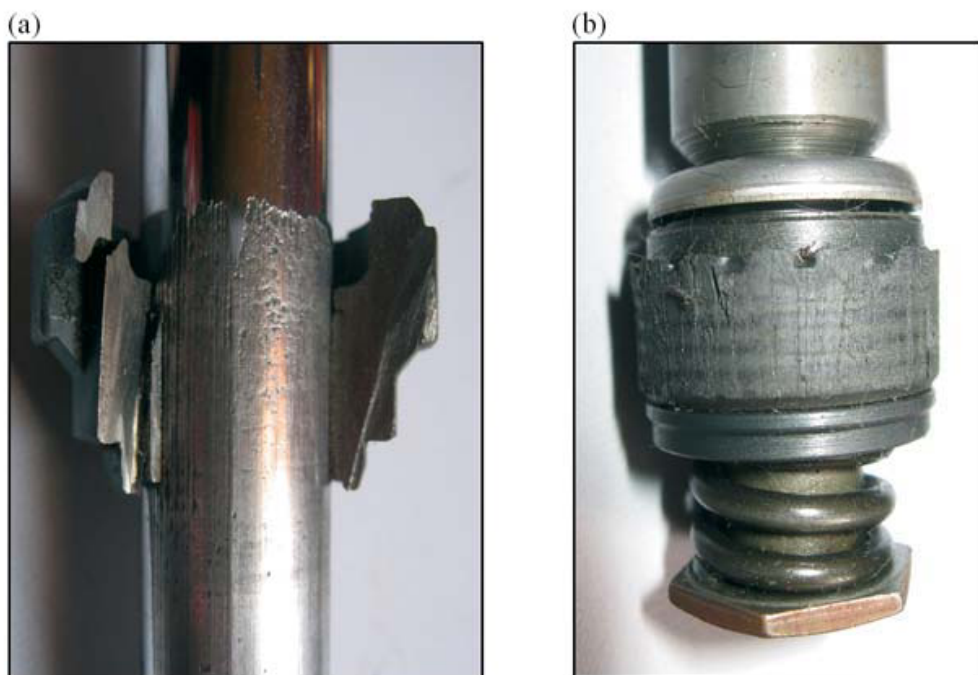
amortyzatora (zainicjowania ich ruchu względnego). Zjawisko to może wystąpić podczas skrętów samochodu poruszającego się na jezdni o niemal idealnie równej nawierzchni, gdy pionowe siły oddziaływania na przednie koła samochodu są zbyt małe, aby spowodować zainicjowanie ruchu względnego obu elementów „zdefektowanego” amortyzatora (mówi się wtedy o tzw. „efekcie Boulevarde’a” [10]). Zakleszczenie to może wystąpić w dowolnym (przypadkowym) położeniu względnym obu elementów amortyzatora, przy czym może zaistnieć tylko w jednym amortyzatorze lub w obu równocześnie. W efekcie może dojść do zróżnicowania rozkładu ciężaru samochodu na koła, przy czym – ze względu na nieskończoną liczbę możliwych wariantów – trudno przewidzieć konkretne położenie nadwozia samochodu w określonym przypadku ruchu (jest ono zatem zupełnie przypadkowe). Zjawisko to jest niebezpieczne dla stateczności ruchu samochodu, gdyż – nawet w przypadku ustawienia jego przednich kół w pozycji „na wprost” – prowadzi do nierównego obciążenia ze strony jezdni lewego i prawego koła, w związku z czym siły od strony drążków kierowniczych przenoszone na zębatkę, połączoną za pośrednictwem zębniaka z kolumną kierownicy, osiągają nierówne wartości. Niesymetryczne obciążenie zębatki

może stać się przyczyną tzw. „ściągnięcia kierownicy w jedną stronę”, a w przypadku próby przeciwdziałania temu ze strony kierowcy dochodzi do zjawiska drgań kierownicy określanych w niemieckojęzycznej publikacji [12] terminem „Lenkradwobbeln”. W publikacji [10] stwierdzono, iż wcześniej uważano, że spowodowany tarciem w przednich amortyzatorach problem zróżnicowania rozkładu ciężaru na koła dotyczy przede wszystkim samochodów transportowych (a więc pojazdów o wysoko położonym środku ciężkości) – bardziej szczegółowe badania wykazały jednak, że może być on również istotny w przypadku samochodów osobowych.

Współpracujące w warunkach zwiększonego tarcia elementy amortyzatora narażone są na szybsze zużycie, szczególnie w skrajnej sytuacji, jaką jest przypadek awarii polegającej na wycieku z niego oleju. Na rys.3 pokazano wygląd powierzchni znacznie zużytego elementu amortyzatora (tłoczyska), który stanowił wyposażenie samochodu używanego w amatorskich zawodach sportowych, a zatem poddanego szczególnie intensywnej eksploatacji – często bez zapewnienia właściwych warunków serwisowania.

Jak stwierdzono w pracach [10] i [12], w przeszłości podejmowano wiele różnorodnych przedsięwzięć, które miały doprowadzić do zminimalizowania wartości sił tarcia w obu stykach elementów amortyzatora.

Jednym z nich była próba dobrania materiałów ślizgów w miejscach obu styków, które powinny charakteryzować się małymi wartościami współczynników tarcia (np. proponowano zastosowanie materiałów zawierających domieszkę teflonu) – powstał jednak problem polegający na tym, że materiały takie mają równocześnie małą odporność na ścieranie i z tego powodu nie mogły znaleźć szerszego zastosowania.



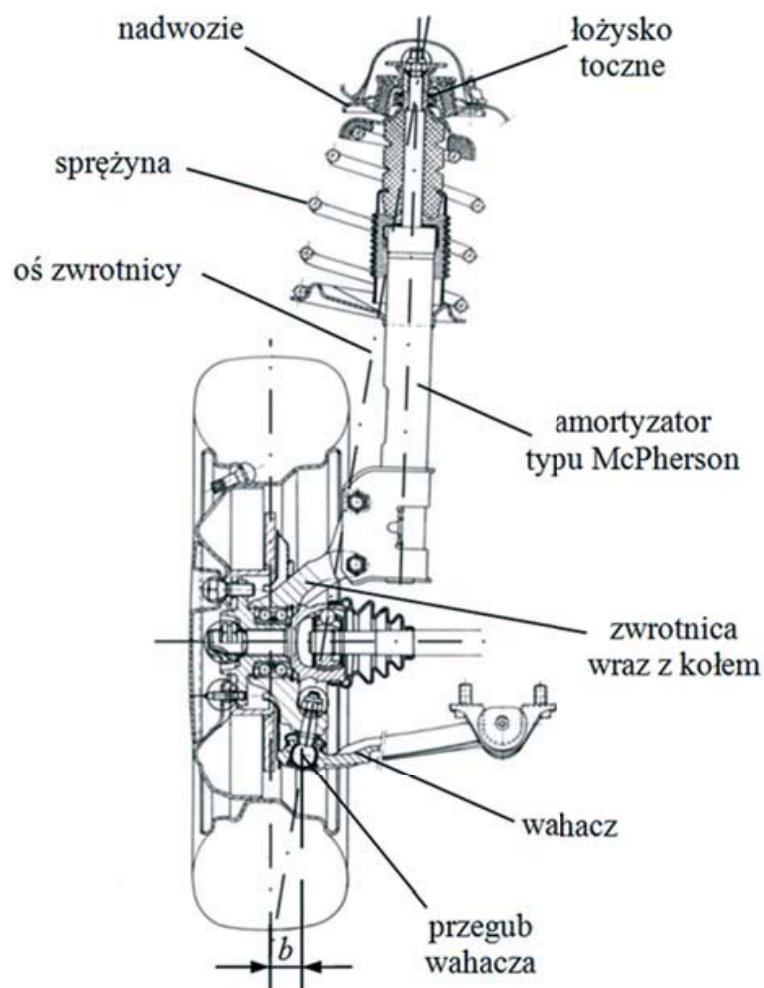
Rys.3 Uszkodzone fragmenty tłoczyska [15]:

a) miejsce styku z mosięzną prowadnicą, b) pierścień uszczelniający na tłoku.

Inna koncepcja polegała na dążeniu do minimalizacji wartości normalnych sił oddziaływania w obu stykach tarciovych amortyzatora.

W monografii [18] stwierdzono, że wartości sił tarcia (a więc także normalnych sił oddziaływania) między tłoczyskiem amortyzatora a cylindrem, w miejscach obu styków, mogą być zminimalizowane poprzez zmniejszenie odległości między środkiem przegubu wahacza a linią oddziaływania pionowej siły reakcji na koło ze strony jezdni (na rys.4 jest ona oznaczona symbolem „ b ”).

Innym ze sposobów było zwiększenie odległości między miejscami styku obu elementów amortyzatora (na rys.2 oznaczono ją symbolem „ l ”) – a więc zwiększenie długości cylindra. Kolejny sposób polegał na zmianie nachylenia kąta osi sprężyn amortyzatorów w stosunku do osi tych amortyzatorów, a więc na ustawieniu sprężyn bardziej poprzecznie. Obydwa sposoby są obecnie stosowane najczęściej przez producentów samochodowych. Rzadziej uwzględnia się przesunięcie osi sprężyn w stosunku do osi amortyzatorów, czasem stosuje się zakrzywienie tych osi (lub ewentualnie większe usztywnienie zewnętrznych stron sprężyn), a niekiedy wprowadza się elastyczne posadowienie sprężyn w ich gniazdach. Są również takie rozwiązania, w których wprowadzono dodatkową poziomą sprężynę między



Rys.4 Zawieszenie przedniego lewego koła samochodu.

amortyzatorem a nadwoziem o osi usytuowanej poprzecznie do kierunku ruchu samochodu. W niektórych rozwiązaniach proponuje się również przesunięcie łożyska łączącego tłoczysko z nadwoziem w kierunku środka ciężkości samochodu (wprowadza się w ten sposób moment gnący o charakterze odciążającym).

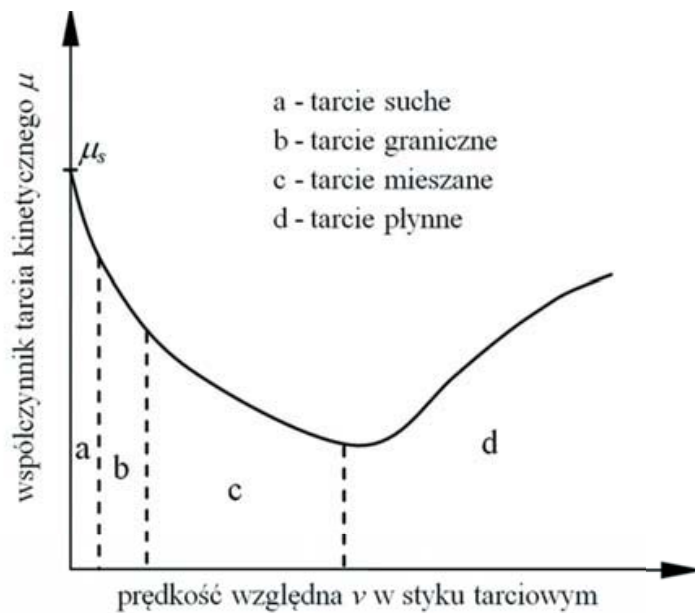
Podjęto również prace koncepcyjne w celu umożliwienia szybszego wyprowadzania elementów amortyzatora ze stanu „zakleszczenia”.

I tak, w jednym z rozwiązań zaproponowano sposób polegający na wzbudzeniu rezonansowych drgań giętnych elementów amortyzatora, w wyniku których zmaleją wartości normalnych sił oddziaływania w obu ich stykach tarciovych, a w konsekwencji również wartości sił tarcia. W praktyce wzbudzenie tych drgań okazało się zbyt trudne do realizacji, poza tym wartości ich pierwszych „skutecznych” częstości rezonansowych okazały się zbyt niskie (wynosiły bowiem 90 Hz i 270 Hz), wpływając negatywnie na komfort jazdy samochodem. Zaproponowano również sposób wyprowadzenia elementów amortyzatora ze stanu „zablokowania” poprzez wzbudzenie drgań wzdłużnych w tłoczysku za pomocą ultradźwięków. W praktyce okazało się jednak, że tak wzbudzone drgania o wysokiej częstotliwości ulegają znacznemu wytłumieniu wskutek własności oleju i materiału uszczelnień między elementami amortyzatora. Próbowano również innych, dość kosztownych, sposobów ograniczenia efektu „zakleszczenia”. Jedną z zaproponowanych koncepcji polegała na próbie przewyciężenia stanu „zablokowania” względnego ruchu wzdłużnego obu elementów amortyzatora poprzez wprawienie ich we względny ruch obrotowy (przewyciężenie stanu „zablokowania” w jednym kierunku oznaczało również jego wyeliminowanie w każdym innym kierunku, w tym również zgodnym z osią amortyzatora). W kolejnym z rozwiązań zaproponowano, aby łożysko łączące tłoczysko z nadwoziem ulegało, pod wpływem siły osiowej, sprężystemu skręcaniu i przez to mogło wywierać moment skrętny na tłoczysko o wartości wystarczającej do przewyciężenia momentu tarcia statycznego między obydwoma elementami amortyzatora (przewyciężenie tego momentu miało zainicjować ich ruch względny, także w kierunku wzdłużnym). Innym sposobem było zamocowanie na tłoczysku, za pomocą sprężyny skrętnej, dodatkowego elementu pełniącego funkcję „masy zamachowej”. Jego drgania miały ułatwić „wyprowadzenie” elementów amortyzatora ze stanu zakleszczenia (sposób ten okazał się jednakże w praktyce mało skuteczny). Interesującą, choć nigdy w szerszej praktyce niezrealizowaną, była koncepcja [7] zakładająca ciągłe wprawianie w ruch obrotowy tłoczyska za pomocą silnika elektrycznego (przy takim rozwiązaniu – wymuszającym permanentny względny ruch obrotowy współpracujących elementów amortyzatora – stany ich zakleszczenia zostałyby definitywnie wyeliminowane).

2. Modelowanie tarcia

2.1 Modelowanie tarcia kinetycznego – krzywa Stribeck

Autorzy publikacji z zakresu tribologii często w swoich rozważaniach nawiązują do tzw. krzywej Stribeck opisaną po raz pierwszy w publikacji [21], który opublikowano już w 1902 roku. Na rys.5 przedstawiono jedną z wersji tej krzywej wyrażającą zależność wartości

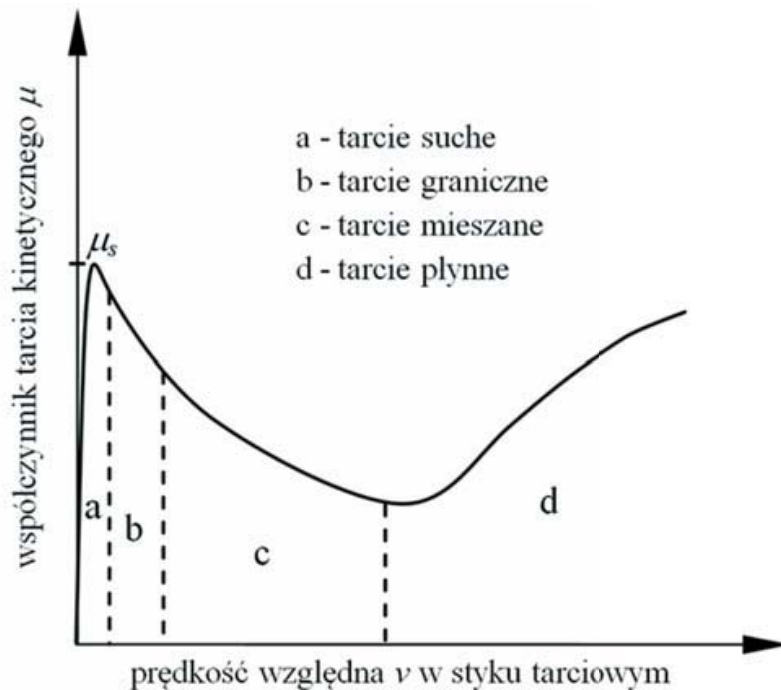


Rys.5 Ogólna postać krzywej Stribecka.

współczynnika tarcia kinetycznego μ od wartości prędkości względnej v w danym styku tarciovym (z rysunku wynika, że gdy $v = 0$ wówczas $\mu = \mu_s$, gdzie μ_s oznacza wartość współczynnika tarcia statycznego).

Z analizy krzywej wynika, że warunkiem wystąpienia tarcia płynnego w danym styku tarciovym jest zapewnienie w nim odpowiedniej wartości prędkości względnej. Przy mniejszej wartości prędkości tarcie może stać się: mieszane (tak określa się stan pośredni między tarcie suchym a płynnym), graniczne (grubość warstwy smarnej ma wówczas wartość rzędu dziesiątych części mikrometra), a nawet suche (w przypadku bardzo małych prędkości poślizgu, gdy trudno zapewnić właściwe warunki smarowania).

Podstawowe trudności numeryczne przy wyznaczaniu wartości siły tarcia kinetycznego w danym styku tarciovym, określonej znanym wzorem Coulomba $F_{fric} = \mu N$ (gdzie N oznacza wartość normalnej siły reakcji w styku, zaś μ – jak już stwierdzono – wartość współczynnika tarcia kinetycznego), polegają na konieczności uwzględnienia w obliczeniach z zakresu analizy dynamiki układów mechanicznych nieciągłej funkcji opisującej przebieg wartości współczynnika tarcia kinetycznego przy zerowej wartości prędkości względnej (rys.5). Bezpośrednią konsekwencją tej nieciągłości jest nieciągłość wartości przyspieszeń uogólnionych modelu strukturalnego rozważanego układu mechanicznego, co powoduje trudności numeryczne przy ich wyznaczaniu w trakcie rozwiązywania równań ruchu. W celu ich uniknięcia wprowadza się niekiedy uproszczony model krzywej Stribecka (rys.6), w przypadku którego „zaniedbuje się” fakt występowania tarcia w strefie względnego postoju współpracujących elementów. Przyjmując taki model krzywej Stribecka w danym styku tarciovym, zakłada się, że wartość współczynnika tarcia kinetycznego μ w przypadku „zatrzymania ruchu” w tym styku, to znaczy gdy prędkość względna v współpracujących elementów osiąga wartość zero, również staje się zerowa.



Rys.6 Uproszczona postać krzywej Stribeck.

Przyjęcie takiej postaci charakterystyki oznacza, że w rozważanym styku nie można uwzględnić faz tarcia statycznego rozumianych w tradycyjny sposób, to znaczy jako stanów, gdy prędkość względna utrzymuje przez dłuższy czas wartość zerową. Z tego też powodu tego rodzaju charakterystyki nie można używać w przypadku analizy dynamiki takich układów mechanicznych, w ruchu których fazy takie występują i odgrywają istotną rolę (należałoby tu wspomnieć o zjawisku typu „stick-slip” spotykanym w niektórych układach mechanicznych, np. obrabiarkach czy manipulatorach robotów). Uproszczony model krzywej Stribeck można natomiast z powodzeniem stosować w przypadku analizy dynamiki cyklicznego ruchu członów mechanizmów dźwigniowych. Członów i układy napędowe takich mechanizmów charakteryzują się dostatecznie dużą sztywnością, a w ich przegubach występują w praktyce wyłącznie stany tarcia kinetycznego (fazy „zerowej wartości prędkości względnej” są pomijalnie krótkie). Najstarszą, znaną autorom publikacją, w której zasugerowano wprowadzenie uproszczonej postaci krzywej Stribeck jest artykuł [3]. Od tej pory opublikowano wiele prac, w których opisano użycie tego rodzaju charakterystyki w wybranych zagadnieniach analizy dynamiki różnorodnych układów mechanicznych.

Pisząc o zachowaniu ciał pozostających w stanie spoczynku w fazie tarcia statycznego, należy wspomnieć o zjawisku tzw. „przesunięcia wstępnego” [19]. Polega ono na wystąpieniu „mikropoślizgu” ciała, do którego przyłożono siłę czynną o wartości mniejszej od wartości siły rozwiniętego tarcia statycznego (zatem nie mogącą spowodować właściwego poślizgu – „makropoślizgu”). Po raz pierwszy zjawisko to zostało szczegółowo zbadane i opisane w latach dwudziestych ubiegłego stulecia przez dwóch uczonych, którzy prowadzili niezależnie swoje badania w Wielkiej Brytanii i byłym Związku Radzieckim: Rankina [17] i

Verchovskogo [22]. Niemniej jednak najstarszą – znaną autorom – publikacją, w której opisano wyniki badań potwierdzających istnienie zjawiska „mikropoślizgu”, poprzedzającego właściwy poślizg, jest artykuł [20] opublikowany już w 1899 roku. „Przesunięcie wstępne” składa się z dwóch faz: odwracalnej (czyli fazy odkształcenia sprężystego) i nieodwracalnej (czyli fazy odkształcenia plastycznego). Z powodu dużego praktycznego znaczenia zjawiska „przesunięcia wstępnego” w różnych zagadnieniach dotyczących układów mechanicznych poświęcone mu prace doświadczalne i teoretyczne prowadzone są do dnia dzisiejszego. Wynikiem tych badań było opracowanie przez amerykańskiego uczonego Dahla algorytmu matematycznego, pozwalającego opisywać zależność wartości siły tarcia statycznego od wartości mikroprzemieszczenia następującego w nieruchomym styku tarciovym, zwanego „modelem Dahla” [4]. Algorytm ten jest często wykorzystywany przez badaczy modelujących zjawisko tarcia w zagadnieniach analizy dynamiki i sterowania różnorodnych układów mechanicznych (w tym przede wszystkim manipulatorów robotów).

2.2 Modelowanie tarcia w środowisku programu MSC.ADAMS

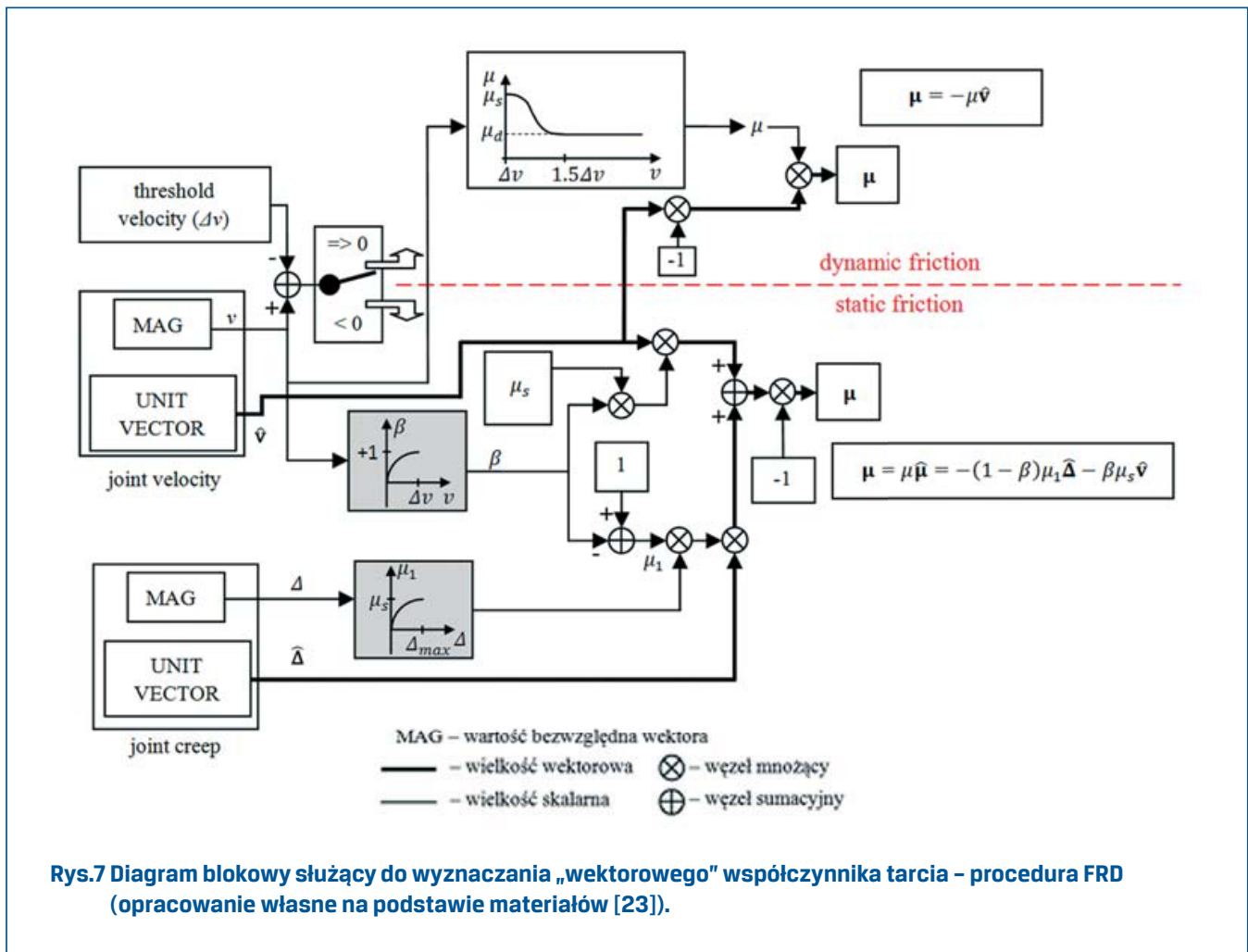
Autorzy niniejszego artykułu postanowili oprzeć proponowaną metodę analizy dynamiki samochodów osobowych na wykorzystaniu programu MSC.ADAMS [23], stanowiącego zaawansowane narzędzie do badania dynamiki różnorodnych układów mechanicznych. Przedstawiony sposób modelowania tarcia, uwzględniający uproszczoną postać krzywej Stribeck i zjawisko „przesunięcia wstępnego”, wyrażono w środowisku tego programu za pomocą algorytmu w postaci procedury określanej skrótem FRD (ang. Friction Regime Determination), która służy do wyznaczania współczynnika tarcia w fazach tarcia statycznego i kinetycznego. Procedurę tę wyraża się w postaci stosownego diagramu blokowego przedstawionego na rys.7. W tradycyjnym podejściu współczynnik tarcia stanowi wielkość skalarną, natomiast – jak wynika z diagramu – w środowisku programu MSC.ADAMS wyraża się go w postaci wektora μ , (w dalszych rozważaniach nazywać się go będzie „wektorowym” współczynnikiem tarcia).

W stosowanej procedurze rozpatruje się osobno fazy tarcia statycznego i kinetycznego, rozgraniczone wartością tzw. „prędkości przejścia” Δv (ang. threshold velocity).

Faza tarcia statycznego (określanego w poświęconej mu dolnej części diagramu jako „static friction”) odpowiada zakresowi zmian wartości prędkości względnej w danym styku tarciovym od 0 do Δv . Przyjmuje się, że „wektorowy” współczynnik tarcia, związany z jednym bądź drugim elementem tworzącym styk (rys.8), w tej fazie wyraża się zależnością:

$$\mu = -(1 - \beta)\mu_1\hat{\Delta} - \beta\mu_s\hat{v} . \quad (1)$$

Z przedstawionego zapisu wynika, że wektor μ stanowi sumę geometryczną dwóch wektorów składowych: $-(1 - \beta)\mu_1\hat{\Delta}$ i $-\beta\mu_s\hat{v}$. Pierwszy z nich wyraża wpływ zjawiska „przesunięcia wstępnego” w rozważanym styku ($\hat{\Delta}$ oznacza wektor tego „przesunięcia”), zaś drugi pozwala określić wpływ względnej prędkości poślizgu w tym styku (\hat{v} oznacza wektor tej prędkości). Wektory $\hat{\Delta}$ i \hat{v} mają te same kierunki i zwroty. Wartości bezwzględne



Rys.7 Diagram blokowy służący do wyznaczania „wektorowego” współczynnika tarcia – procedura FRD (opracowanie własne na podstawie materiałów [23]).

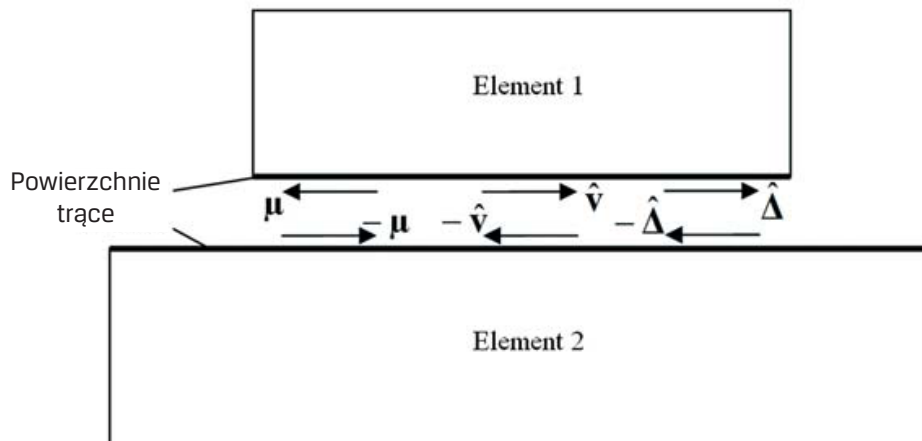
obu wektorów składowych zależą od bieżących wartości, uwzględnionych w procedurze FRD, współczynników β i μ_1 . Jak pokazano odpowiednio w górnym i dolnym zaciemnionym oknie diagramu, wartość współczynnika β stanowi rosnącą funkcję wartości prędkości względnej v stanowi rosnącą funkcję wartości prędkości względnej v w rozważanym styku (gdy $v = \Delta v$ wówczas $\beta = 1$), zaś wartość współczynnika μ_1 stanowi rosnącą funkcję wartości „przesunięcia wstępnego” Δ w tym styku, przy czym spełniony jest warunek, że $\Delta \leq \Delta_{max}$, gdzie Δ_{max} oznacza graniczną (maksymalną) wartość „przesunięcia wstępnego” (gdy $\Delta = \Delta_{max}$, wówczas $\mu_1 = \mu_s$).

Przejęcie ze stanu tarcia statycznego do stanu tarcia kinetycznego nastąpi, gdy wartość prędkości względnej v w rozważanym styku tarciovym stanie się większa od wartości „prędkości przejścia” Δv . Po przejściu do nowej fazy przyjmuje się, że $\mu_1 = 0$.

W fazie tarcia kinetycznego (określanego w poświęconej mu górnej części diagramu jako „dynamic friction”) „wektorowy” współczynnik tarcia wyraża się zależnością:

$$\mu = -\mu \hat{v}. \quad (2)$$

Wartość współczynnika tarcia kinetycznego μ zależy od wartości względnej prędkości poślizgu v w danym styku tarciovym. Zależność tę zilustrowano w oknie zamieszczonym



Rys.8 Wzajemne oddziaływanie elementów tworzących styk tarciovy w fazie tarcia statycznego.

w tej części diagramu. Jak widać, pozwala ona zrealizować aproksymację funkcji skoku. Zakres występowania tarcia kinetycznego dzieli się na dwa podzakresy: od Δv do $1.5 \Delta v$ i powyżej $1.5 \Delta v$. W pierwszym z nich współczynnik tarcia kinetycznego płynnie obniża swoją wartość od wartości odpowiadającej współczynnikowi tarcia statycznego μ_s do wartości μ_d – w nomenklaturze używanej w środowisku programu MSC. ADAMS mówi się tu o tzw. „dynamicznym współczynniku tarcia” (ang. *dynamic coefficient of friction*). Ostatecznie, wartość współczynnika tarcia kinetycznego wyraża się jako:

$$\mu = \begin{cases} \mu_s, & \text{for } v = \Delta v, \\ \mu_s + (\mu_d - \mu_s)k^2(3 - 2k), & \text{for } \Delta v < v < 1.5\Delta v, \\ \mu_d, & \text{for } v > 1.5\Delta v, \end{cases} \quad (3)$$

gdzie: zmienny parametr $k = \frac{v - \Delta v}{1.5\Delta v - \Delta v} = \frac{v - \Delta v}{0.5\Delta v}$.

Przejście ze stanu tarcia kinetycznego do stanu tarcia statycznego nastąpi, gdy wartość prędkości względnej w rozważanym styku tarciovy stanie się mniejsza od wartości „prędkości przejścia” Δv . Nastąpi wówczas zmiana zwrotu wektorów $\hat{\Delta}$ i \hat{v} zaś „wektorowy” współczynnik tarcia zacznie być wyrażany wzorem (1).

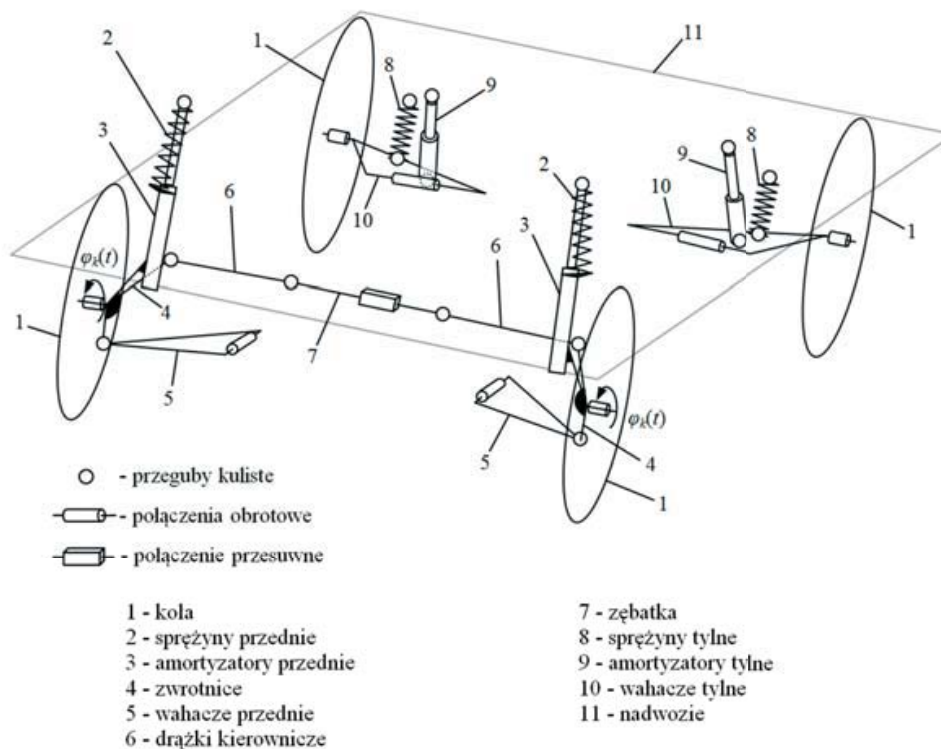
Podsumowując rozważania, można stwierdzić, że podstawowymi wielkościami wejściowymi diagramu są aktualne wartości prędkości względnej v w rozważanym styku tarciovy i „przesunięcia względne” Δ w tym styku. „Wektorowy” współczynnik tarcia, wyznaczony w zależności od aktualnego stanu tarcia wzorem (1) lub (2), stanowi natomiast jego wielkość wyjściową.

Uzupełniając przedstawione stwierdzenia, należy dodać, że podobny do opisanego sposób modelowania współczynnika tarcia uwzględniający uproszczoną postać krzywej Stribeck i zjawisko „przesunięcia wstępnego” zaproponowano również w krajowej monografii [5].

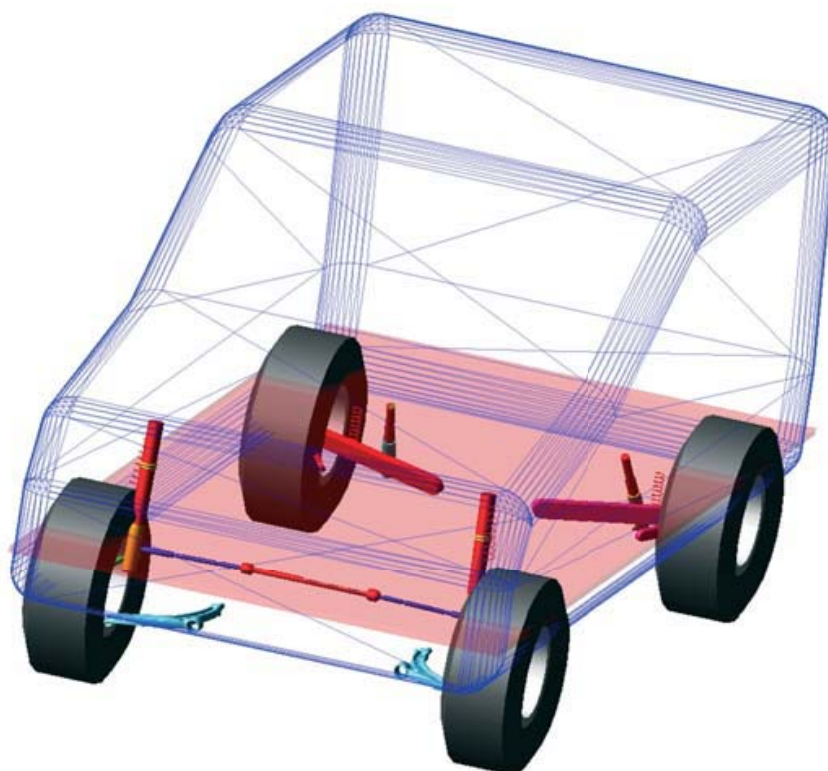
3. Model strukturalny samochodu opracowany w środowisku programu MSC.ADAMS

Na wstępie postępowania, w środowisku programu Autodesk Inventor opracowano modele geometryczne podstawowych elementów rozważanego samochodu, a w szczególności elementów jego układu kierowniczego i obu zawieszzeń (rys.9), które uwzględniono przy budowie jego przyszłego modelu strukturalnego w środowisku programu MSC.ADAMS. Nadwozie samochodu było modelowane w sposób uproszczony – przyjęto bowiem założenie, że stanowi ono bryłę o gabarytowych wymiarach zgodnych w przybliżeniu z oryginałem. Zadbano przy tym o to, aby masa tej bryły, położenie jej środka ciężkości oraz obciążenia obu osi samochodu odpowiadały w przybliżeniu wartościom rzeczywistym. Rozmieszczenie przygotowanych modeli geometrycznych poszczególnych elementów samochodu zostało zaplanowane już na etapie ich budowy w środowisku programu Autodesk Inventor. W rezultacie, w środowisku programu MSC.ADAMS, w którym w następnym etapie postępowania zbudowano model strukturalny rozważanego samochodu, „wczytywane” kolejno modele geometryczne poszczególnych elementów zajmowały już niejako „automatycznie” odpowiednie miejsce w strukturze budowanego samochodu – po otwarciu kolejnych plików zapisanych w formacie *.stl. Następnie, już w środowisku programu MSC.ADAMS, wykorzystując moduł Tire, w modelu strukturalnym rozważanego samochodu uwzględniono modele opon przyjęte zgodnie z formalizmem zaproponowanym przez Pacejkę [13, 14]. W końcowej fazie postępowania wprowadzono odpowiednie przeguby łączące wszystkie modelowane elementy między sobą. Tak utworzony model strukturalny samochodu, który w następnej fazie postępowania poddano serii stosownych symulacji ruchu w ramach analizy jego dynamiki, przedstawiono na rys.10.

Analizę ograniczono do badania ruchu elementów przednich amortyzatorów. W połączeniach tłoczek tych amortyzatorów z ich cylindrami uwzględniono możliwość występowania tarcia. W tym celu wykorzystano, oferowany w środowisku programu MSC.ADAMS [23], model „przegubu cylindrycznego z tarciami” (rys.11). Tego rodzaju przegub zapewnia tworzącym go elementom możliwość wykonywania dwóch rodzajów ruchów względnych: postępowego z prędkością liniową o wartości w oraz obrotowego z prędkością kątową o wartości ω . Na rysunku zaznaczono wektory liniowej prędkości \mathbf{w} i kątowej prędkości $\boldsymbol{\omega}$ tłoczyska w jego ruchu postępowym i obrotowym względem cylindra. Przedstawione w poprzednim rozdziale rozważania dotyczące „wektorowego” współczynnika tarcia $\boldsymbol{\mu}$ w odniesieniu do wartości prędkości względnej v w ogólnie pojętym styku tarciovym zostały w przypadku rozważanego przegubu cylindrycznego odniesione do wartości liniowej prędkości względnej w i kątowej prędkości względnej ω .

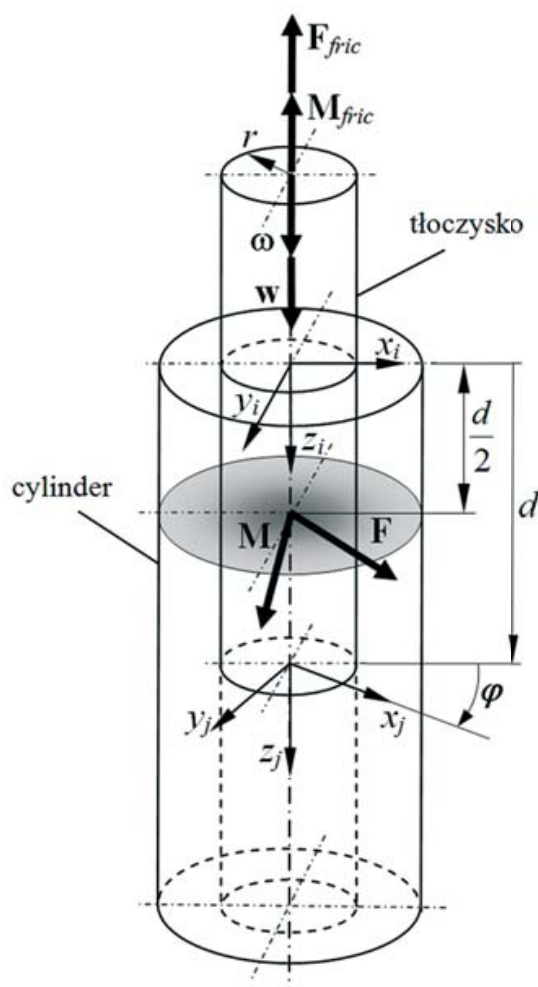


Rys.9 Podstawowe elementy samochodu uwzględnione w jego modelu strukturalnym.



Rys.10 Model strukturalny samochodu opracowany w środowisku programu MSC.ADAMS.

Tak jak pokazano na rysunku, w przyjętym modelu przegubu cylindrycznego z tloczyskiem i cylindrem związane zostały odpowiednio, utworzone przez wersory, prawoskrętne układy współrzędnych x_i, y_i, z_i oraz x_j, y_j, z_j . Położenie tloczyska względem cylindra określają dwie współrzędne uogólnione: przemieszczenie liniowe d oraz kątowe φ , a zatem prawdziwe są związki: $w = \dot{d}$ i $\omega = \dot{\varphi}$. Przemieszczenie d określa równocześnie długość, na jaką powierzchnie cylindra i tloczyska „zachodzą” na siebie. Wzajemne oddziaływanie cylindra i tloczyska można sprowadzić do sił o wartości F oraz par sił, zginających te obydwie elementy, o momentach o wartości M . Wektory tych sił i momentów ułożone są w płaszczyźnie prostopadłej do osi przegubu i umiejscowione w połowie odległości między początkami układów współrzędnych – na rysunku zaciemniono fragment tej płaszczyzny. Pokazano tu wektory obciążeń oddziałujących na tloczysko ze strony cylindra w postaci siły \mathbf{F} i momentu \mathbf{M} pary sił. W wyniku wzajemnego oddziaływania między elementami przegubu powstają siły i momenty tarcia o wartościach F_{fric} i M_{fric} . Na rysunku zilustrowano wektory tego rodzaju obciążeń oddziałujących na tloczysko ze strony cylindra, tzn. siły tarcia \mathbf{F}_{fric} o zwrocie przeciwnym do wektora liniowej prędkości względnej \mathbf{w} oraz momentu tarcia \mathbf{M}_{fric} o zwrocie przeciwnym do wektora jego względnej prędkości

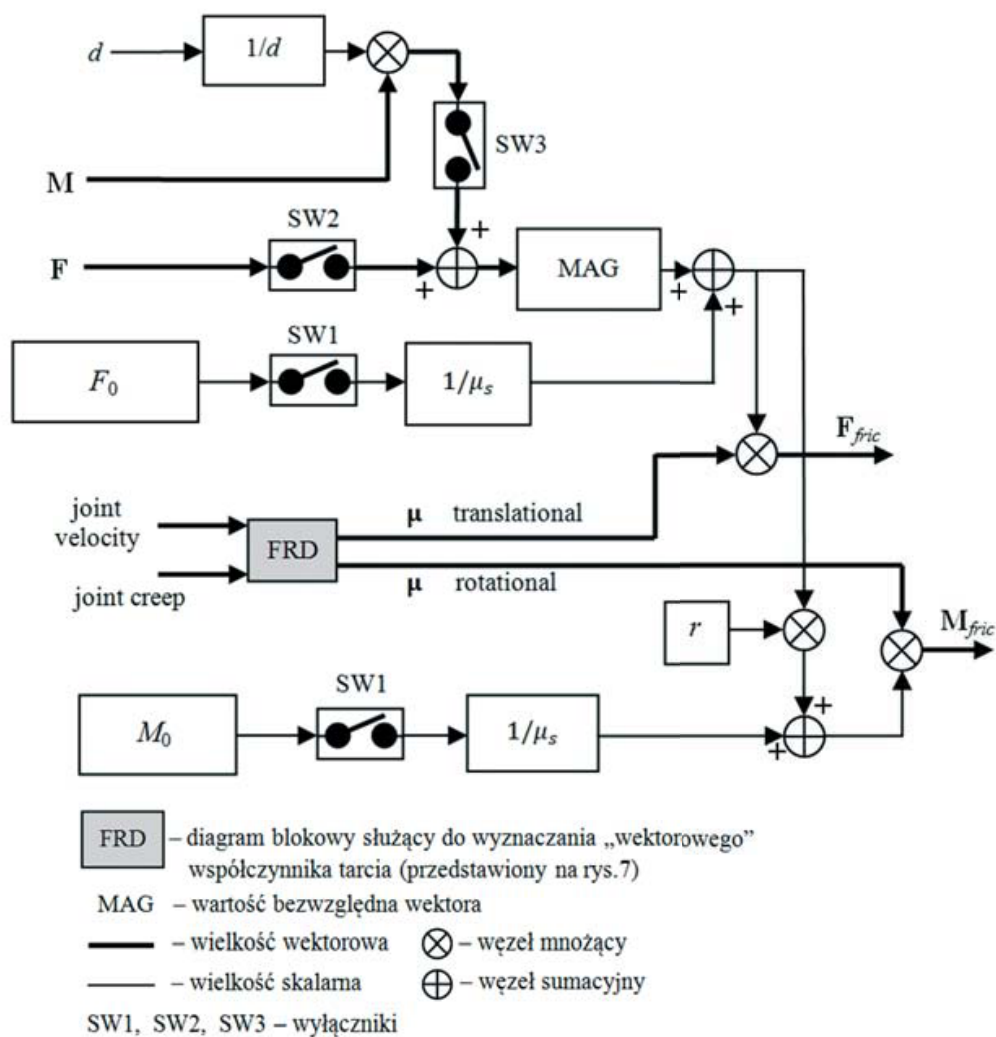


Rys.11 Model „przegubu cylindrycznego z tarciem” (opracowanie własne na podstawie materiałów [23]).

kątowej ω . Wektory te wyznacza się za pośrednictwem diagramu oferowanego w środowisku programu MSC.ADAMS, który przedstawiono na rys.12 (stanowią one zatem jego wielkości wyjściowe). Wielkości wejściowe niniejszego diagramu to – przemieszczenie liniowe d oraz wektory siły \mathbf{F} i momentu \mathbf{M} pary sił. Są one wyznaczone są w określonych chwilach czasu w procesie rozwiązywania równań ruchu modelu strukturalnego samochodu. Kolejnymi wielkościami wejściowymi diagramu są stałe wartości F_0 i M_0 odpowiednio siły i momentu tarcia kinetycznego, wynikające ze wstępnego zacisku elementów w przegubie.

Z diagramu wynika, że wartość normalnej siły nacisku w przegubie obliczana jest z zależności bazującej na wartości bezwzględnej sumy wektorów:

$$N = \left| \frac{1}{d} \mathbf{M} + \mathbf{F} \right| + \frac{F_0}{\mu_s} \quad (4)$$



Rys.12 Diagram blokowy służący do wyznaczenia siły i momentu tarcia w przegubie cylindrycznym (opracowanie własne na podstawie materiałów [23]).

Wektory siły i momentu tarcia kinetycznego w rozważanym przegubie wyznaczone są odpowiednio na podstawie zależności:

$$\mathbf{F}_{fric} = \mu N, \quad (5)$$

$$\mathbf{M}_{fric} = \mu \left(Nr + \frac{M_0}{\mu_s} \right), \quad (6)$$

gdzie: r – promień tłoczyska (promień wewnętrzny cylindra) pokazany na rys.11.

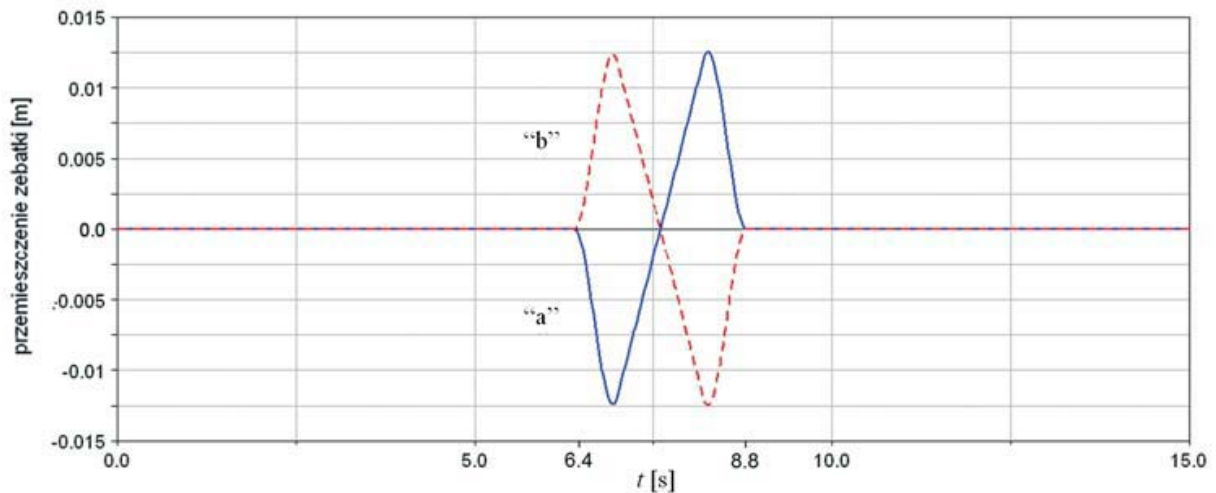
Wartość współczynnika tarcia statycznego μ_s oszacowano na podstawie wyników badań doświadczalnych przeprowadzonych w przypadku fabrycznie nowego amortyzatora [16]. Przed przystąpieniem do badań usunięto z niego olej, a współpracujące powierzchnie tłoczyska i cylindra dokładnie oczyszczono i wytrawiono, tworząc z nich suche styki tarcio-we. Bazując na informacjach podanych w publikacji [2], graniczną wartość „przesunięcia wstępnego” określono jako: $\Delta_{max} = 5 \cdot 10^{-6}$ m i $\Delta_{max} = 5 \cdot 10^{-6}$ rad (w przypadku względnego ruchu obrotowego tych elementów). Natomiast, bazując na sugestjach podanych w publikacjach [8] i [9], wartości „prędkości przejścia” dla przyjętych uproszczonych krzywych Stribeck’a określono jako: $\Delta v = 10^{-4}$ m/s (w przypadku względnego ruchu postępowego elementów amortyzatora) i $\Delta v = 10^{-4}$ rad/s (w przypadku względnego ruchu obrotowego tych elementów). Ponadto w obliczeniach przyjęto wartości $F_0 = 0$ i $M_0 = 0$, a zatem założono, iż w uwzględnionym modelu przegubu cylindrycznego nie występuje wstępny zacisk współpracujących elementów.

4. Wyniki analizy dynamiki modelu strukturalnego w środowisku programu MSC.ADAMS

Symulując ruch samochodu, przeprowadzono analizę jego zachowania podczas manewrów zmiany pasa ruchu zapoczątkowanych skrętem w lewą lub prawą stronę.

Dla potrzeb analizy uwzględniono następujące wymuszenia:

- w przedziale czasu trwającym 3s samochód rozpędzono do prędkości 60 km/h poprzez zadanie odpowiednich czasowych przebiegów wartości kątów obrotu $\varphi_k(t)$ kół przednich (rys.9); w dalszej części symulacji samochód poruszał się już ze stałą prędkością o tej wartości,
- następnie zadano czasowy przebieg wartości przemieszczenia zębátky (rys.13), utworzony przy użyciu oferowanych w środowisku programu MSC.ADAMS funkcji sklepanych wyznaczonych wedle algorytmu zaproponowanego przez Akimę [1].



Rys.13 Przebieg wartości przemieszczenia zębki podczas wykonywania manewru zmiany pasa ruchu zapoczątkowanego skrętem w lewą stronę (przypadek „a”) lub prawą stronę (przypadek „b”).

Przy tak zadanym wymuszeniu odległość między torami jazdy kół modelowanego samochodu przed i po manewrze zmiany pasa ruchu wyniosła 3.7 m, a manewr – jak wynika z rys.13 – trwał 2.4 s (a więc czas jego trwania należy oszacować jako w praktyce realny).

Symulację przeprowadzano przy uwzględnieniu trzech zestawów wartości współczynników tarcia statycznego i dynamicznego: $\mu_s = 0$ i $\mu_d = 0$, $\mu_s = 0.2$ i $\mu_d = 0.15$ oraz $\mu_s = 0.4$ i $\mu_d = 0.3$. Przyjmując pierwszy zestaw wartości, założono, że styki tarciove amortyzatora są idealnie smarowane przez wypełniający go olej – tarcie między współpracującymi elementami jest zatem płynne (kierując się wskazówkami zawartymi w publikacjach [6] i [11], w modelu przegubu cylindrycznego przyjęto wówczas wartość współczynnika tłumienia równą 1250 Ns/m. Uwzględniając drugi zestaw wartości współczynników tarcia, które można ocenić jako w praktyce realne, i trzeci zestaw bardzo wysokich, a więc mało realnych wartości tych współczynników, założono, że tarcie w stykach jest suche. Może stać się tak wtedy, gdy z amortyzatora na skutek awarii wycieknie olej (z tego też powodu w obliczeniach, odpowiadających tym obu przypadkom, w modelu przegubu cylindrycznego przyjęto zerową wartość współczynnika tłumienia).

Na rys.14a i b oraz 15a i b przedstawiono czasowe przebiegi przyrostów Δd przemieszczeń liniowych d tłoczków względem cylindrów w lewym i prawym amortyzatorze, mierzonych od wartości tych przemieszczeń odpowiadających stanowi równowagi statycznej – odpowiednio w jednym i drugim przypadku wymuszenia zilustrowanym na rys.13. Na każdym z rysunków uwzględniono trzy rodzaje przebiegów: „1” – gdy $\mu_s = 0$ i $\mu_d = 0$, „2” – gdy $\mu_s = 0.2$ i $\mu_d = 0.15$ oraz „3” – gdy $\mu_s = 0.4$ i $\mu_d = 0.3$. W każdym z przedstawionych przebiegów można wyróżnić cztery powtarzające się fazy oznaczone na rysunkach numerami I, II, III i IV.

Faza I odpowiada przedziałowi czasu, w którym następuje „rozpędzenie” modelowanego samochodu do prędkości 60 km/h. Faza ta rozpoczyna się trwającym około 0.8 s okresem

stabilizacji położenia modelowanego samochodu, w czasie którego wskutek oddziaływania sił ciężkości następuje dość gwałtowne ugięcie elementów sprężystych uwzględnionych w modelu strukturalnym samochodu. W konsekwencji następuje także chwilowe przemieszczenie tłoczek względem cylindrów amortyzatorów, po czym rozpoczyna się ich ruch w przeciwną stronę. Przyspieszenie środka masy modelu geometrycznego nadwozia rośnie najpierw do maksymalnej wartości, a następnie maleje do zera – skutkuje to wystąpieniem w drugiej części analizowanej fazy pokazanych na rysunku powrotnych przemieszczeń tłoczek względem cylindrów, przy czym przemieszczenia te zachodzą jedynie w przypadkach uwzględnienia relatywnie mniejszych wartości współczynników tarcia (przebiegi „1” i „2”). W przypadku gdy wartości te przyjęto jako $\mu_s = 0.4$ i $\mu_d = 0.3$, powrotne przemieszczenia tłoczek względem cylindrów nie nastąpiły (przebiegi „3”).

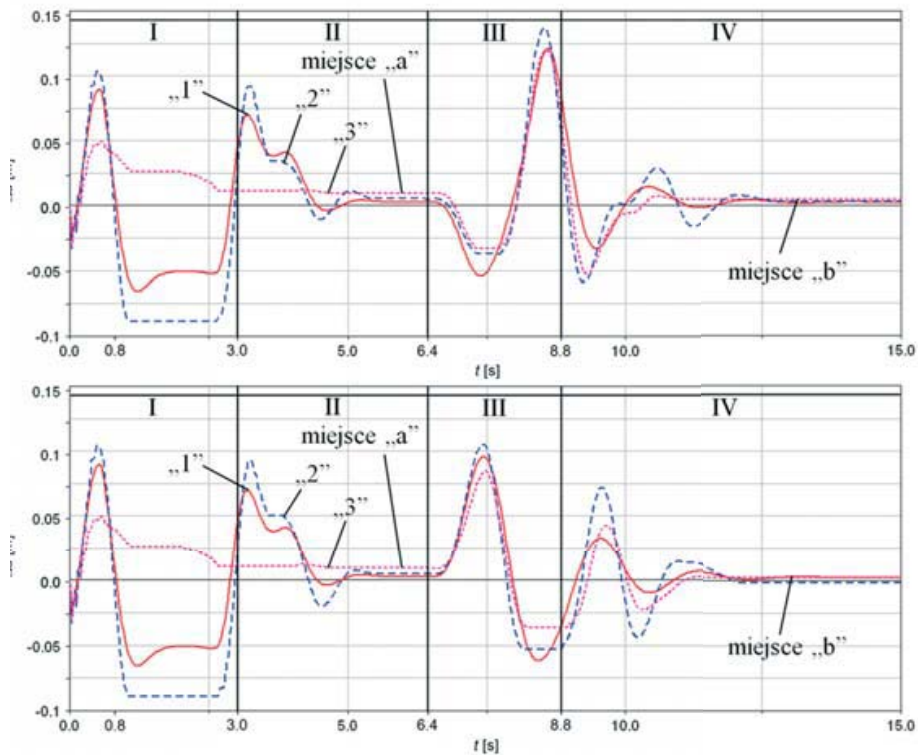
Faza II odpowiada okresowi jazdy samochodu z ustaloną prędkością w kierunku „na wprost”.

W fazie III realizowany był manewr zmiany pasa ruchu. Przy przyjęciu wymuszenia zapoczątkowanego skrętem w lewą stronę (przypadek „a” na rys.13) nastąpiło przechylenie modelowanego nadwozia najpierw w prawą, a następnie w lewą stronę. W przypadku przyjęcia wymuszenia zapoczątkowanego skrętem w prawą stronę (przypadek „b” na rys.13) kierunki przechyleń nadwozia następowały w odwrotnej kolejności. W wyniku zaistniałych przechyleń nastąpiło niesymetryczne względne przemieszczenie współpracujących elementów obu amortyzatorów.

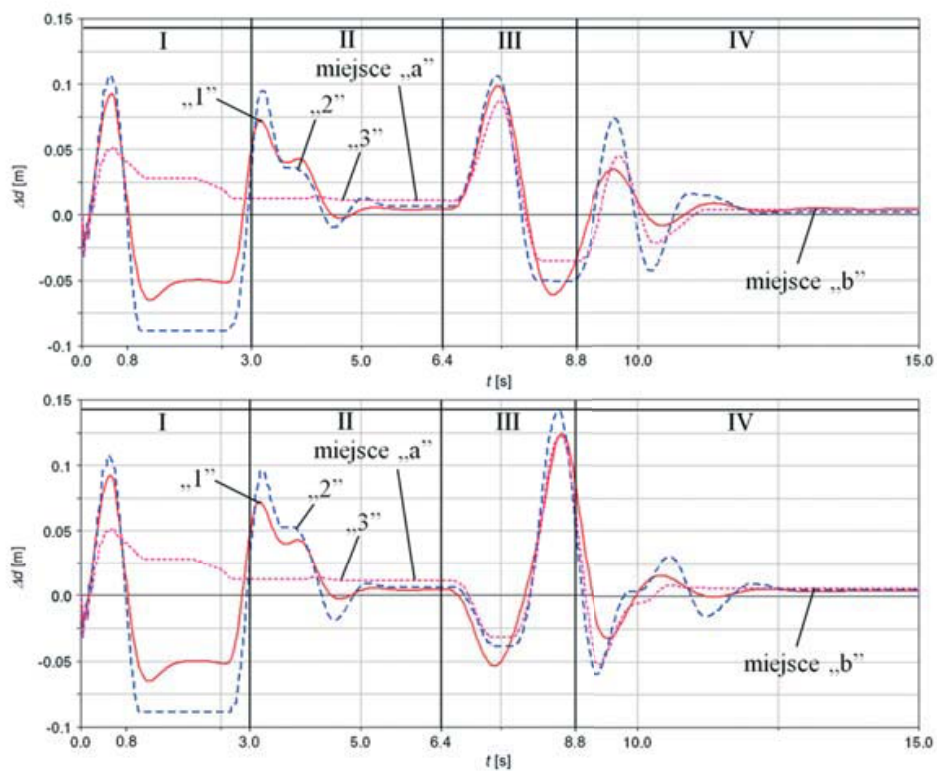
Z obserwacji przebiegów przedstawionych na rys.14a i b oraz 15a i b wynika, że w fazie IV („uspokojenia ruchu”) w zasadzie jedynie w przypadku uwzględnienia w stykach amortyzatorów znacznego tarcia (tzn., gdy współczynniki tarcia wynosiły $\mu_s = 0.4$ i $\mu_d = 0.3$) ich elementy „nie powracały” do położenia przed wykonaniem manewru skrętu (miejsce „a” na wykresach), zatrzymując się w innym położeniu (miejsce „b”). Porównując w miejscach „b” przebiegi „1”, „2” i „3” przedstawione na rys.14a z przebiegami o adekwatnych numerach przedstawionymi na rys.14b, można oszacować różnicę przemieszczeń tłoczek obu amortyzatorów zaistniałych wskutek skrętu, która determinuje stopień zróżnicowania rozkładu ciężaru samochodu na koła, jako praktycznie zerową. To samo dotyczy sytuacji zilustrowanej na rys.15a i b. Uzyskane wyniki dowodzą zatem, że nawet w przypadku uwzględnienia znacznych wartości współczynników tarcia w stykach elementów amortyzatorów w praktyce zróżnicowanie tego rozkładu nie nastąpi.

Jak należało oczekiwać, przebiegi przedstawione na rys. 14a i 14b są niemal identyczne jak przebiegi pokazane odpowiednio na rys.15b i 15a. Fakt ten potwierdza poprawność proponowanej metody – od niemal symetrycznego układu, jaki stanowił model strukturalny rozważanego samochodu, należało oczekiwać właśnie takiego „zachowania”. Nieznaczne różnice, które można zaobserwować w przebiegach adekwatnych wykresów, mogą wynikać z asymetrii modelu geometrycznego zębatego, w którym uwzględniono uzębienie wycięte w jego lewej części patrząc od strony kierowcy – tak jak to jest w rzeczywistym elemencie (rys.1).

Na rys.16a i b przedstawiono czasowe przebiegi wartości współczynników β i μ_1 (wyszczególnionych w diagramie zilustrowanym na rys.7), jakie wyznaczono przy realizacji manewru



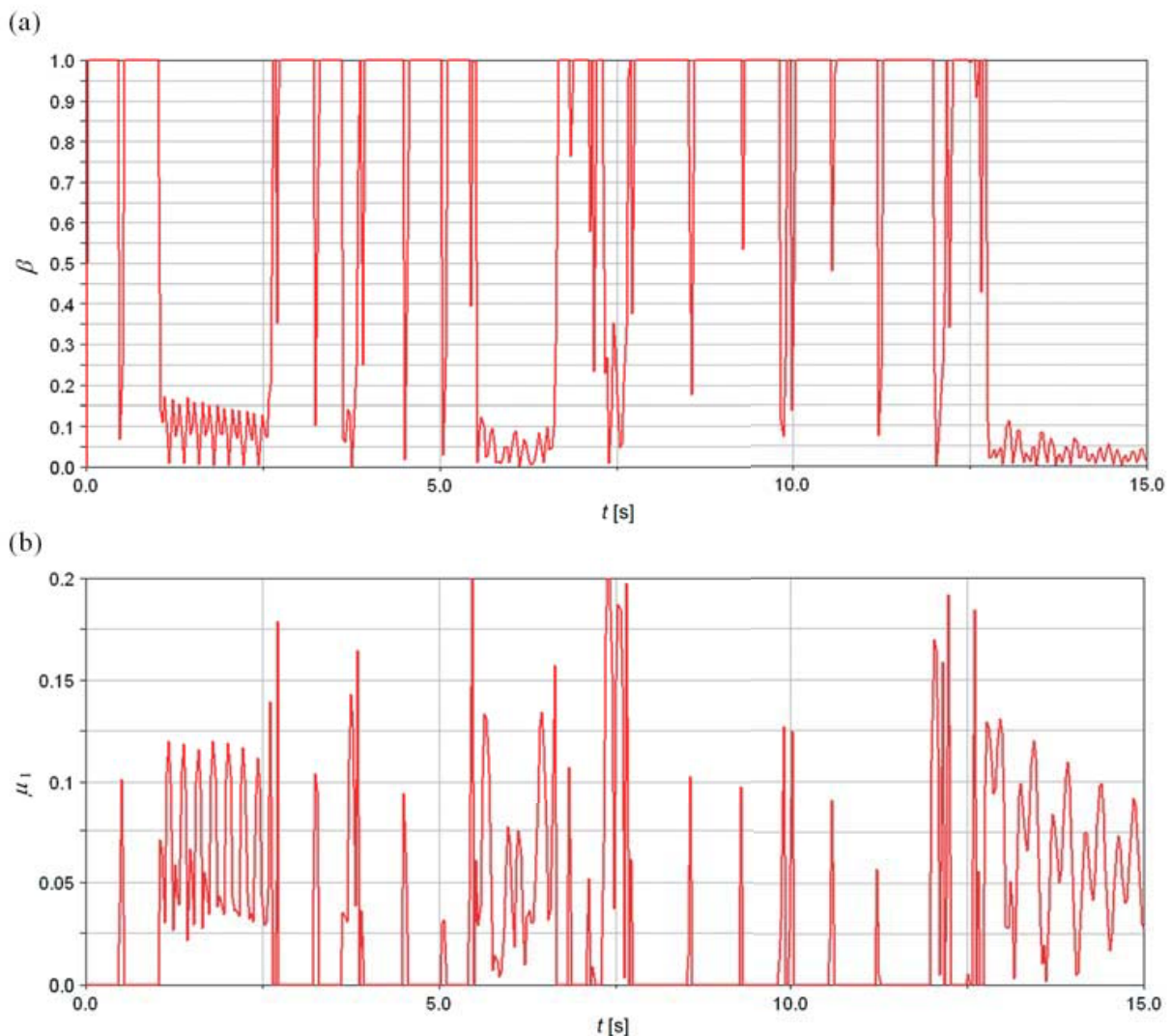
Rys.14 Manewr zmiany pasa ruchu w lewą stronę – przebieg przyrostów Δd przemieszczenia liniowego d tłoczyska względem cylindra amortyzatora: a) lewego, b) prawego.



Rys.15 Manewr zmiany pasa ruchu w prawą stronę – przebieg przyrostów Δd przemieszczenia liniowego d tłoczyska względem cylindra amortyzatora: a) lewego, b) prawego.

zmiany pasa ruchu w lewą stronę w przypadku gdy $\mu_s = 0.2$ i $\mu_d = 0.15$ (uzyskano wówczas przebiegi oznaczone numerem „2” na rys. 14a i b). Na wskazanych rys. 16a i b można zaobserwować fazy tarcia kinetycznego (gdy $\beta = 1$ oraz $\mu_1 = 0$) i statycznego (gdy $\beta < 1$ oraz $\mu_1 > 0$). Obserwując przebieg wartości współczynnika μ_1 , można zauważyć, że jedynie dwukrotnie osiągnął on swoją graniczną wartość $\mu_1 = \mu_s = 0.2$, odpowiadającą sytuacji, gdy $\Delta = \Delta_{max}$ (dolne zaciemnione okno na rys. 7). A zatem, rzeczywiste „przesunięcie wstępne” Δ dwukrotnie osiągnęło przyjętą graniczną wartość $\Delta_{max} = 5 \times 10^{-6}$ m.

Wykonane obliczenia wykazały, że ruch obrotowy tłoczek względem cylindrów amortyzatorów odbywa się w bardzo małym zakresie nie przekraczającym 3° . Zatem, w przeprowadzonej analizie dynamiki rozważanego modelu strukturalnego samochodu nie uwzględniono tego ruchu, skupiając się wyłącznie na badaniu względnego ruchu postępowego współpracujących elementów amortyzatorów.



Rys. 16 Przebiegi wartości współczynników: a) β , b) μ_1 .

5. Podsumowanie

Przedstawiony artykuł stanowi próbę uwzględnienia w analizie dynamiki samochodów osobowych z zawieszeniem typu McPherson złożonego stanu tarcia występującego między współpracującymi elementami jego przednich amortyzatorów. W szczególności, rozważania koncentrowały się na badaniu wpływu rosnących wartości współczynnika tarcia w stykach tarciovych amortyzatorów na występujące w nich stany zakleszczenia, mogące skutkować zróżnicowaniem rozkładu ciężaru samochodu na koła. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że nawet przy uwzględnieniu znacznych wartości tego współczynnika nie stwierdzono tendencji do zróżnicowania tego rozkładu. Zdaniem autorów, może to świadczyć to o poprawnej konstrukcji przedniego zawieszenia analizowanego współczesnego samochodu, już mało wrażliwej na konsekwencje wynikające z faktu możliwego wystąpienia w sytuacjach awaryjnych znacznego tarcia w stykach tarciovych jego przednich amortyzatorów. Konstrukcję tę można zatem uznać za w pełni bezpieczną.

W opinii autorów, prezentowana metoda analizy dynamiki samochodów osobowych z zawieszeniem typu McPherson, pozwalająca uwzględnić złożony stan tarcia w ich przednich amortyzatorach, mogłaby być wykorzystywana w praktyce projektowej tych samochodów w celu sprawdzenia ich zachowania w sytuacjach awaryjnych w przypadku zaistnienia warunków sprzyjających zróżnicowaniu rozkładu ich ciężaru na koła.

Literatura

- [1] AKIMA H.: *A new method of interpolation and smooth curve fitting based on local procedures*. Journal of the Association for Computing Machinery, Vol. 17, No. 4, 1970.
- [2] ARMSTRONG-HÉLOUVRY B., DUPONT P., CANUDAS DE WIT C.: *A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction*. Automatica, Vol. 30, No. 7, 1994.
- [3] BRISTOW J. R.: *Kinetic boundary friction*. Proc. R. Soc. London, A 27, Vol. 189, 1947.
- [4] DAHL P. R.: *A solid friction model*. Report No. TOR-0158(3107-18)-1, Aerospace Corporation Report, 1968.
- [5] FRĄCZEK J.: *Modelowanie mechanizmów przestrzennych metodą układów wielocłonowych*, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Ser. Mechanika, Nr 196, 2002.
- [6] GARDULSKI J., WARCZEK J.: *Investigation on forces in frictional kinematic pairs to assess their influence on shock absorber characteristics*. Transport Problems, Vol. 3, No. 1, 2008.
- [7] GOTTWALD F., WESP A.: *Das Schwinglager als Reibungsarme Feinlagerung*. Zeitschrift für Angewandte Physik, B. 3, Nr 9, 1951.
- [8] HAESSIG D.A., FRIEDLAND B.: *On the modelling and simulation of friction*. Trans. of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, September 1991.
- [9] KARNOPP D.: *Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems*. Trans. of ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 107, No. 1, 1985.
- [10] KÖLSCH D.: *Die Behandlung Coulombscher Reibung in der Kraftfahrzeugsimulation*. Fortschr.-Ber. VDI, No. 230, Düsseldorf, 1994.
- [11] LOZIA Z.: *Analiza ruchu samochodu dwuosioowego na tle modelowania jego dynamiki*, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport, Nr 41, 1998.
- [12] OSTERMAYER G.P.: *Lenkradwobbeln – Simulation unwuchterregter Lenkraddrehschwingungen am Passat B3*, Statusbericht FFT9108N/4, Volkswagen AG, 1991.
- [13] PACEJKA H.B., BAKKER E.: *The magic formula tyre model*, Vehicle System Dynamics, No.21, 1991.
- [14] PACEJKA H.B.: *Tyre and vehicle dynamics*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.

- [15] PAJĄK T.: *Zastosowanie pakietu MSC.ADAMS do analizy zjawiska „zakleszczania się” amortyzatora w trakcie ruchu pojazdu samochodowego*, Praca dyplomowa inżynierska, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała, 2010.
- [16] PŁOSA J., KUBAS K.: *Badania tribologiczne amortyzatorów typu McPherson*, Materiały wewnętrzne Zakładu Mechaniki, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała, 2010.
- [17] RANKIN I.S.: *The elastic range of friction*, Phil. Mag., Vol.8, No.2, 1926.
- [18] REIMPELL J., BETZLER J.W.: *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2001.
- [19] SOLSKI P., ZIEMBA S.: *Zagadnienia tarcia suchego*, PWN, Warszawa, 1965.
- [20] STEVENS J.S.: *Some experiments in molecular contact*, Physica, Vol.8, No.1, 1899.
- [21] STRIBECK R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, T.46, Nr.38 i 39, 1902.
- [22] VERCHOVSKIJ A.V.: *Javlenie priedvaritel'nych smieščenij pri troganii niesmazannyh poverchnostej s mesta*, Žurn. Prikl. Fiziki, T.3, Vyp.3/4, 1926.
- [23] MSC.ADAMS 2007 Documentation