

Hubert PIKOSZ<sup>1</sup>  
Grzegorz ŚLASKI<sup>2</sup>

### **CHARAKTERYSTYKI ELEMENTÓW SPRĘŻYSTYCH I TŁUMIĄCYCH ZAWIESZENIA SAMOCHODU OSOBOWEGO ORAZ ZASTĘPCZE CHARAKTERYSTYKI ICH MODELI**

*W badaniach zawiesznień pojazdów samochodowych powszechnie wykorzystuje się uproszczone modele ich dynamiki, często ograniczone co do ilości stopni swobody i zakresu możliwych zastosowań. Uproszczenia dotyczą także braku uwzględnienia kinematyki zawiesznień i prowadzą w efekcie do korzystania w modelach z tzw. sztywności zastępczej zawieszenia i zastępczego współczynnika tłumienia zawieszenia. Autorzy niniejszego artykułu przeanalizowali sposób ustalenia związku pomiędzy parametrami obliczeniowymi zawieszenia a charakterystykami rzeczywistych elementów tłumiących. Wyniki odpowiednich badań i analiz dotyczących przykładowego samochodu osobowego przedstawili w artykule.*

### **PASSENGER CAR SUSPENSION SPRING AND DAMPER CHARACTERISTICS AND SUBSTITUTE CHARACTERISTICS OF THEIR MODELS**

*Simplified models of vehicle dynamics are often used to investigate behavior of car's ride dynamics. They have limited degrees of freedom and area of usability. The kinematics of suspension is often omitted in such a models. Due to this fact it is necessary to use wheel rate of spring in place of suspension rate of spring. The same concerns the rate of damping coefficient of shock absorber.*

*The authors of this paper analyzed the way of calculating wheel rate of spring and damper on the base of characteristics of real spring and damping elements of car suspension. Results of adequate tests and analysis concerning exemplary passenger car are presented in this paper.*

#### **1. WSTĘP**

Podczas analiz dynamiki samochodu często korzysta się z uproszczonych modeli. Ze względu na to, że modele te są często i szeroko opisane w literaturze korzysta się z gotowych, wyprowadzonych równań ruchu dobierając tylko w uproszczony sposób

<sup>1</sup>Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, 061 6652 880, e-mail: Hubert.Pikosz@put.poznan.pl

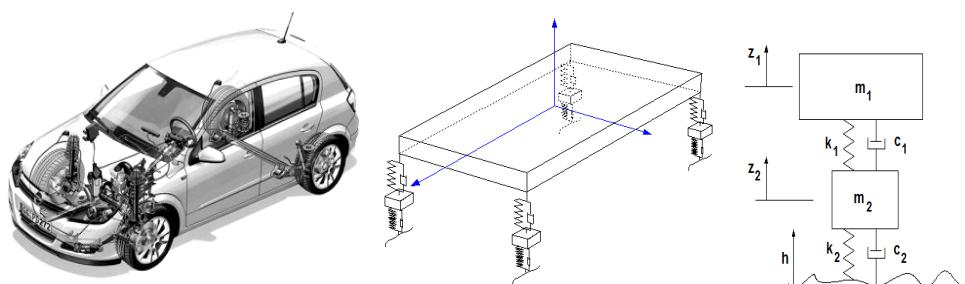
<sup>2</sup>Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, 061 6652 880, e-mail: grzegorz@slaski.eu

parametry elementów sprężystych i tłumiących zawiesznień. Istotnym jednak elementem takich analiz musi być odpowiednia relacja pomiędzy zastępczymi parametrami stosowanych modeli a rzeczywistymi elementami sprężystymi i tłumiącymi zawiesznień. W niniejszym artykule na podstawie analizy przykładowego samochodu osobowego przeanalizowano powyższe zagadnienie.

## 2. OBIEKT BADAŃ I MODELOWANIA

Obiektem analizy jest samochód osobowy wyposażony w zawieszenie niezależne z przodu i półzależne z tyłu, a dokładniej jego dynamika związana z analizą drgań. W tym celu można ograniczyć się do analizy ruchu pionowego masy resorowanej oraz jej przechyłów wzdłużnych i poprzecznych oraz do ruchów pionowych mas nieresorowanych, co daje model o 7 stopniach swobody – 3 dla nadwozia i po 1 dla każdego z kół.

Obiektem badań eksperymentalnych są charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia wspomnianego samochodu i redukcja ich wartości do parametrów zredukowanych sztywności i tłumień elementów modelu.



Rys. 1. Widok rzeczywistego pojazdu i jego uproszczonego modelu o 7 stopniach swobody oraz dwumasowy model zawieszenia ćwiartki pojazdu

W badaniach uproszczonych możliwa jest również analiza dynamiki zawieszenia dla pojedynczego koła i wtedy stosowane są tzw. modele „ćwiartkowe” a dokładniej modele zawieszenia ćwiartki samochodu. Jest to w istocie liniowy model dwumasowy układu drgającego o dwóch stopniach swobody, który schematycznie przedstawiono także na rys. 1.

Parametry tego modelu to:  $m_1$  - masa resorowana,  $m_2$  - masa nieresorowana,  $k_1$  - sztywność zawieszenia,  $k_2$  - sztywność opony,  $c_1$  - współczynnik tłumienia amortyzatora,  $c_2$  - współczynnik tłumienia opony. Wartości tych parametrów są zastępczymi parametrami rzeczywistych elementów sprężystych i tłumiących, co związane jest z zupełnie innym sposobem zabudowy tych elementów w stosunku do układu rzeczywistego.

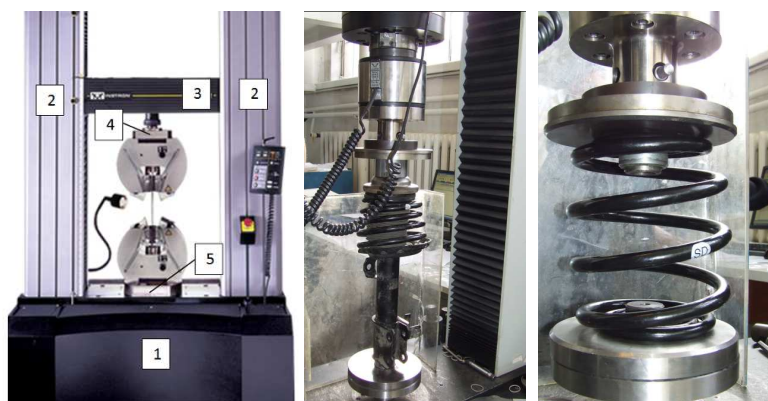
## 3. METODYKA BADAŃ CHARAKTERYSTYK ELEMENTÓW SPRĘŻYSTYCH I TŁUMIĄCYCH ZAWIESZENIA

Badania elementów sprężystych i tłumiących wykonano przy wykorzystaniu stanowisk badawczych pozwalających na pomiar siły w funkcji ugięcia dla sprężyn i siły w funkcji prędkości dla amortyzatorów. Dokładniej stanowiska i sposób badań opisano poniżej.

### 3.1 Elementy tłumiące

Do badań charakterystyk sprężyny zawieszenia tylnego oraz charakterystyki kolumny McPhersona zawieszenia przedniego wykorzystano maszynę wytrzymałościową firmy *Instron*. Maszyna przedstawiona na rys. 3 zbudowana jest z podstawowych elementów takich jak: podstawa (1) oraz dwie nieruchome kolumny (2) oraz przemieszczająca się w kierunku pionowym belka (3), której przemieszczenie można rejestrować. Do tej belki przytwierdzony jest siłomierz (4), wyposażony w mocowanie do którego można przymocować badaną sprężynę lub całą kolumnę przedniego zawieszenia.

Przebieg badania polegał na zaprogramowanym powolnym zwiększaniu przemieszczenia belki poprzecznej i rejestracji zmian siły w funkcji przemieszczenia belki w programie sterująco-rejestrującym maszyny wytrzymałościowej.



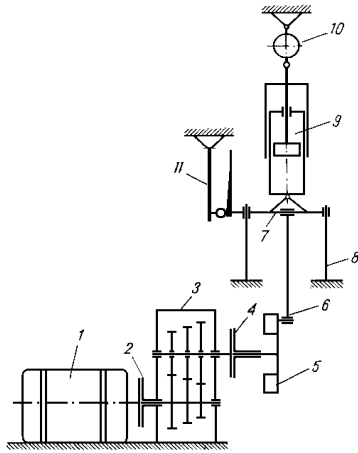
Rys. 3. Maszyna wytrzymałościowa Instron (opis w tekście), kolumna McPhersona oraz sprężyna zawieszenia tylnego podczas badań charakterystyki na maszynie wytrzymałościowej.

### 3.2 Elementy tłumiące

Do badań charakterystyk amortyzatorów wykorzystano zbudowane w Politechnice Poznańskiej urządzenie do badania amortyzatorów w stanie wymontowanym z pojazdu, umożliwiające pomiar i rejestrację zmian wartości siły tłumiącej w funkcji przemieszczenia. Schemat tego stanowiska przedstawiono na rysunku 4.

W trakcie badań na stanowisku badawczym w kolejnych próbach dokonywano zmian prędkości pracy stanowiska oraz skoku amortyzatora. Zakres zrealizowanych maksymalnych prędkości badawczych to wartości: 0,05, 0,10, 0,15, 0,19, 0,24, 0,29, 0,30, 0,38, 0,45, 0,48, i 0,59 przy zmianach skoku od 0,01 do 0,06 m.

Dane uzyskane w wyniku pomiarów zapisano w plikach dla każdej z nastawianych prędkości pracy stanowiska. Następnie poddano je przetworzeniu. Dane podlegały kolejno filtracji, obliczeniu prędkości pracy amortyzatora poprzez zróżniczkowanie sygnału przemieszczenia oraz znalezieniu wartości maksymalnych prędkości i siły tłumienia dla danego pliku.



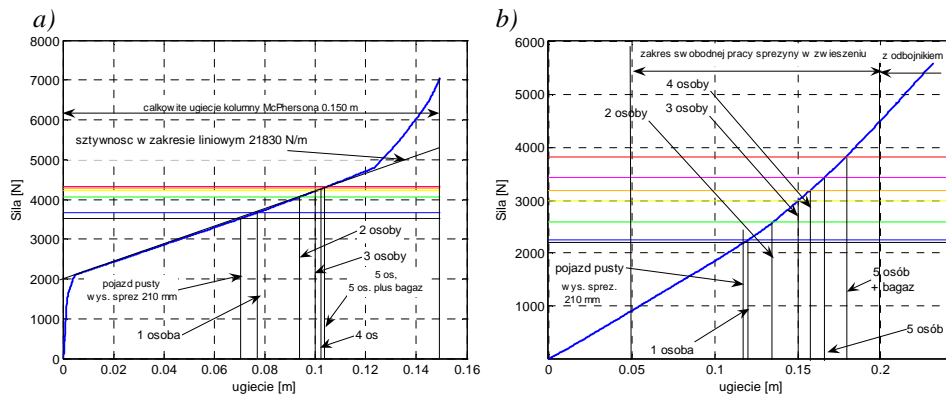
Rys. 4. Schemat kinematyczny stanowiska do badania amortyzatorów wymontowanych z samochodu (1 - silnik elektryczny, 2 - sprzęgło, 3 - skrzynia biegów, 4 - sprzęgło bezpieczeństwa, 5 - koło zamachowe z mimośrodem, 6 - korbwód, 7 - suwak, 8 - prowadnica, 9 - badany amortyzator, 10 - pierścień stalowy z naklejonymi tensometrami do pomiaru siły, 11 - belka z naklejonymi tensometrami do pomiaru przemieszczenia)

Po scaleniu danych ze wszystkich plików otrzymano punkty umożliwiające stworzenie charakterystyk szkieletowych amortyzatora poprzez aproksymację przy pomocy wielomianu dla wszystkich badanych poziomów sterowania.

#### 4. CHARAKTERYSTYKI BADANYCH ELEMENTÓW

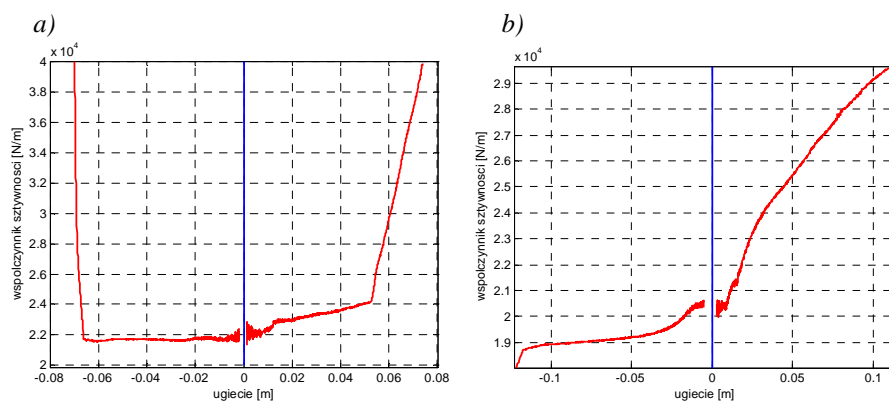
W wyniku przeprowadzonych badań możliwe było opracowanie charakterystyk badanych elementów sprężystych. W przypadku sprężyny zawieszenia tylnego uzyskano charakterystykę samej sprężyny a w przypadku kolumny McPhersona charakterystykę sprężyny wraz elementami ograniczającymi skok zawieszenia.

Wyniki badań charakterystyk przedstawiono w postaci wykresów na rysunku 5.



Rys. 5. Charakterystyki elementów sprężystych zawieszenia a) przedniego i b) tylnego wyznaczone na podstawie wyników badań na maszynie wytrzymałościowej

Na wykresach charakterystyk elementów sprężystych na podstawie wcześniej przeprowadzonych badań [2] przedstawiono zakresy eksploatacyjnych obciążeń tych elementów.

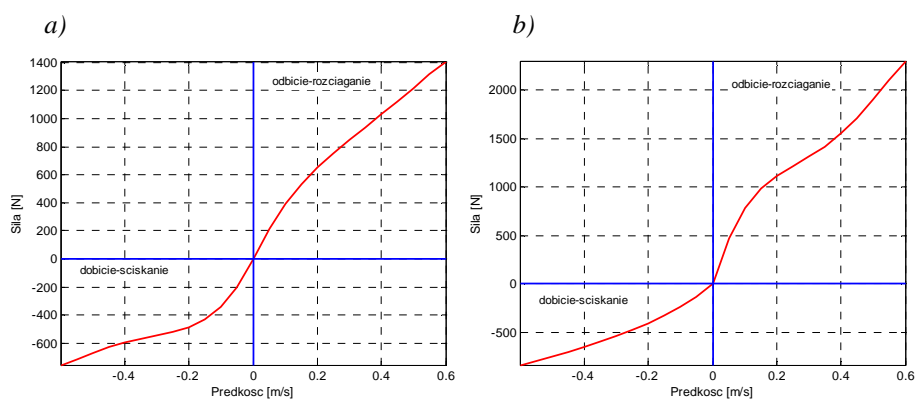


Rys. 6. Zmienność współczynników sztywności dla elementów sprężystych zawieszenia a) przedniego i b) tylnego obliczone przy założeniu stanu obciążenia statycznego jako odpowiadającego zerowej wartości ugięcia zawieszenia.

Podobnie jak dla elementów sprężystych wyniki badań ze stanowiska do badania amortyzatorów wymontowanych z pojazdu pozwoliły na opracowanie odpowiednich charakterystyk, które pokazano na rysunku 7.

Wartości dodatnie sił występują podczas zwiększania długości amortyzatora w fazie nazywanej rozciąganiem lub „odbiciem”. Podobnie jest w przypadku mierzonych prędkości podczas badań amortyzatorów, które dla rozciągania są dodatnie. Siły ujemne, podobnie jak prędkości ujemne występują dla fazy pracy, w czasie której amortyzator skraca swoją długość, nazywanej ściskaniem lub „dobiciem”.

Widoczna jest duża dysproporcja w osiągniętych siłach tłumienia – amortyzator zawieszenia tylnego wykazuje znacząco wyższy poziom tych sił.

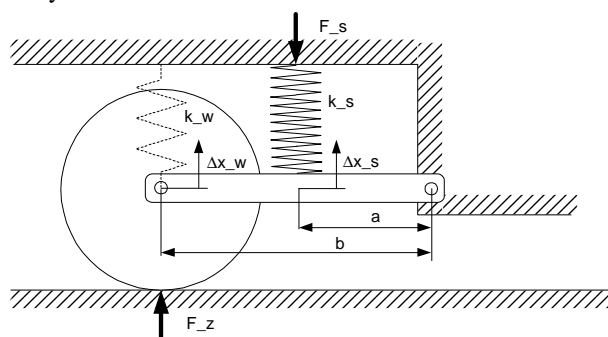


Rys. 7. Charakterystyki amortyzatorów zawieszenia a) przedniego i b) tylnego

## 5. CHARAKTERYSTYKI ZASTĘPCZE ELEMENTÓW SPRĘŻYSTYCH I TŁUMIACYCH

Jak już wspomniano na wstępie niniejszego artykułu, parametry sztywności i tłumienia modelu, zakładającego działanie siły sprężystości i tłumienia w linii środka modelowanego koła nie są równe parametrom rzeczywistych elementów sprężystych i tłumiących zamontowanych w zawieszeniu samochodu. W zależności od typu zawieszenia - jego struktury geometrycznej, wartości mogą te różnić się w nieznacznym stopniu lub też być kilkukrotnie mniejsze.

Dotyczy to zarówno parametrów elementów sprężystych jak i tłumiących. Analizę sposobu ustalenia tej zależności można przeprowadzić na przykładzie zawieszenia przedstawionego na rysunku.



Rys.8. Schemat obliczeniowy

Przyjmując oznaczenia:  $k_w$  – sztywność zastępczego elementu sprężystego zamontowanego w osi koła,  $k_s$  – sztywność rzeczywistego elementu sprężystego (sprężyny zawieszenia),  $\Delta x_w$  – ugięcie koła,  $\Delta x_s$  – ugięcie sprężyny,  $a$  i  $b$  – odległości od osi obrotu wahacza punktów działania rzeczywistego i zastępczego elementu sprężystego można sformułować następujące równanie równowagi pomiędzy działającymi momentami względem punktu obrotu wahacza:

$$F_z \cdot b = F_s \cdot a$$

Definiując:

$$F_z = k_w \cdot \Delta x_w \quad \text{oraz} \quad F_s = k_s \cdot \Delta x_s$$

otrzymamy:

$$k_w = (a/b) \cdot (\Delta x_w / \Delta x_s) \cdot k_s$$

Z podobieństwa trójkątów wynika iż,  $a/b = \Delta x_w / \Delta x_s$  a stąd można wyprowadzić, iż:

$$k_w = (a/b)^2 \cdot k_s = (\Delta x_w / \Delta x_s)^2 \cdot k_s.$$

Uzyskanie informacji o wartości parametru definiującego przełożenie kinematyczne pomiędzy wielkością ugięcia koła i sprężyny jest możliwe różnymi drogami:

- przy pomocy analizy kinematycznej w sytuacji gdy posiadamy dostęp do modelu geometrycznego układu zawieszenia lub posiadamy dane na temat położenia geometrycznego wszystkich jego istotnych punktów, aby taki model móc zbudować,

- przy pomocy fizycznego pomiaru wzajemnych ugięć sprężyny i zawieszenia (koła).

W przypadku projektowania zawieszenia, gdy nie istnieje jeszcze ono fizycznie, najbardziej przydatną metodą będzie analiza kinematyczna modelu tego zawieszenia. Ułatwiane jest to dzięki możliwości wykorzystania różnych programów typu CAD w wersji trójwymiarowej, posiadających moduł analizy kinematycznej.

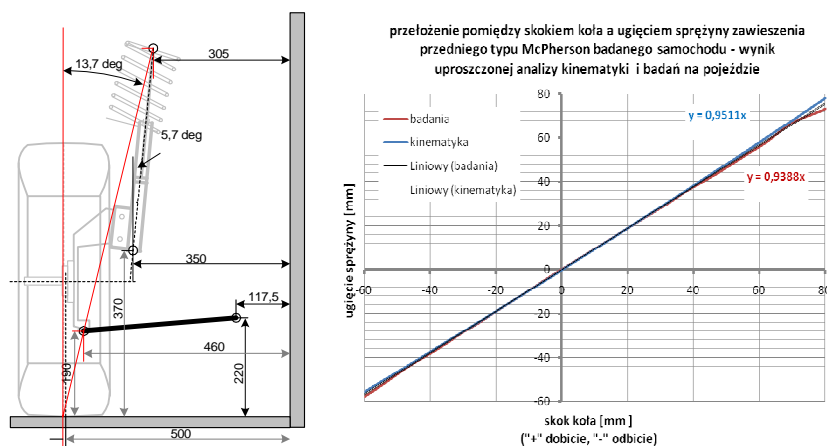
Gdy mamy do czynienia z już wyprodukowanym samochodem najbardziej miarodajnym sposobem wydaje się być wykonanie pomiarów na rzeczywistym samochodzie, ze względu na fakt, iż rzadko mamy do dyspozycji dokładne dane dotyczące konfiguracji geometrycznej badanego zawieszenia (tego typu dane nie są przedmiotem publicznie udostępnianej dokumentacji pojazdów).

### 5.1 Badania przełożeń kinematycznych zawiesznień

Dla potrzeb niniejszej pracy dokonano badań na rzeczywistym pojeździe. Wykonano je wykonując pomiar pionowego przemieszczenia koła oraz towarzyszących mu ugięć elementów sprężystych i tłumiących. W przypadku zawieszenia tylnego dokonano także pomiarów zmian ugięcia ogumienia.

Dla sprawdzenia możliwości analizy kinematycznej wykonano taką analizę z wykorzystaniem programu do symulacji dynamiki układów wielocłonowych w środowisku dwuwymiarowym. Założono jednak jej większy błąd z racji uwzględnienia tylko dwóch wymiarów zabudowy zawieszenia oraz obarczonego dużym błędem pomiaru geometrii rzeczywistego zawieszenia zabudowanego w samochodzie.

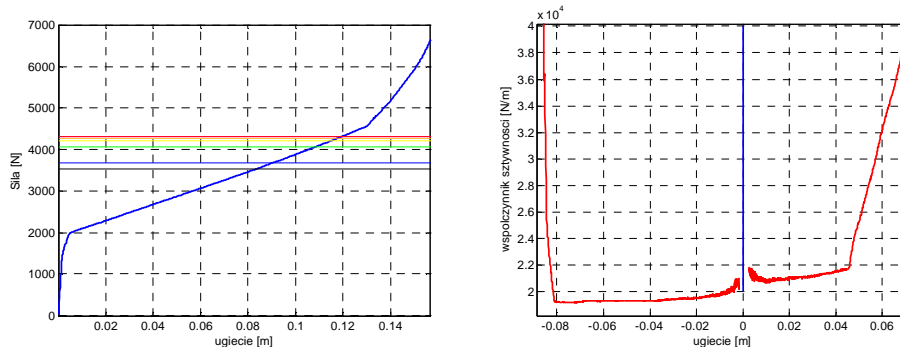
Uzyskane wyniki wskazują, że ugięcie elementu sprężystego oraz prędkości jego uginania są równe 0,94 wartości dotyczącej pionowego przemieszczenia środka koła.



Rys. 9. Schemat zawieszenia przedniego i wyznaczone na podstawie analizy kinematycznej tego zawieszenia wartości stosunku ugięcia sprężyny kolumny McPhersona do ugięcia zawieszenia (dobicie +, odbicie -)

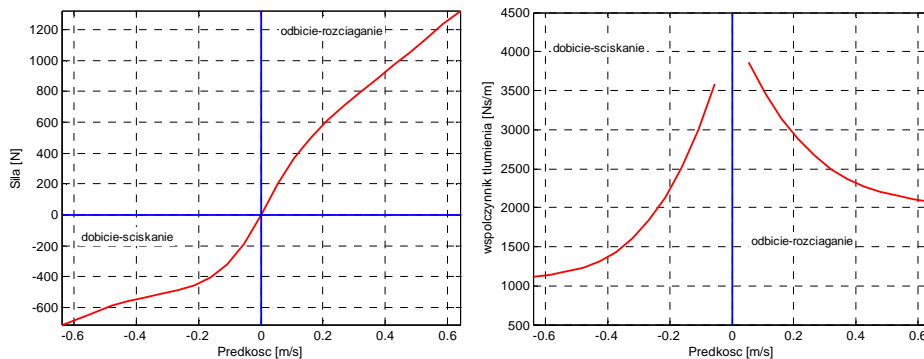
Wielkość siły pionowej działającej na środek koła, wynikającej z działania sprężyny kolumny McPhersona jest 0,94 razy mniejsza od rzeczywistej siły generowanej przez sprężynę w tym zawieszeniu.

W związku z tym na podstawie charakterystyki sztywności kolumny McPhersona, po podzieleniu jej ugięć przez 0,94 i pomnożeniu sił przez 0,94 uzyskamy charakterystykę zastępczego elementu sprężystego działającego bezpośrednio na środek koła. W stosunku do wartości sztywności w liniowym zakresie pracy kolumny wyznaczonej jako 21830 N/m wartość zredukowana wyniesie 19290 N/m. Oznacza, to że sztywność elementu zastępczego jest równa  $0,94^2=0,88$  razy sztywności sprężyny w zawieszeniu.



Rys. 10. Zastępcza charakterystyka sprężystości zastępczego elementu sprężystego zawieszenia przedniego i wartości jego sztywności w zakresie ugięć od statycznego przyjętego jako zero.

Podobne zależności dotyczą charakterystyki amortyzatora kolumny McPhersona zawieszenia przedniego.

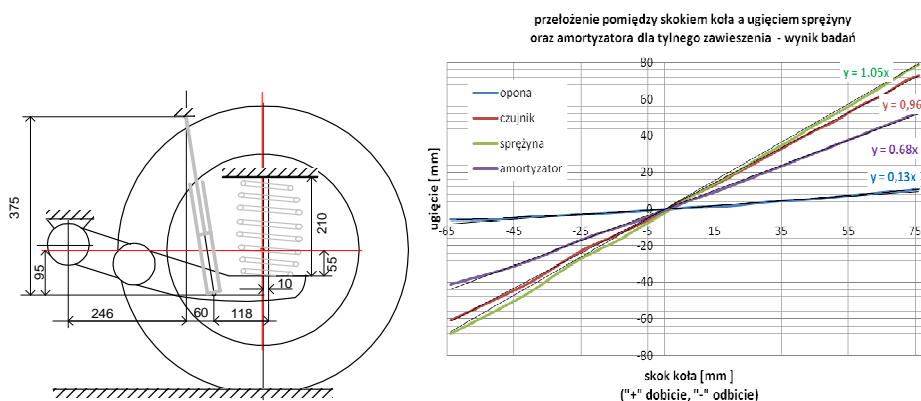


Rys. 11. Zastępcza charakterystyka amortyzatora zawieszenia przedniego i zmienność wartości jego współczynnika tłumienia.

W przypadku zawieszenia tylnego sytuacja jest odmienna w przypadku sprężyny. Jej ugięcia są większe aniżeli przemieszczenia pionowe koła. Wynika to ze sposobu zabudowy

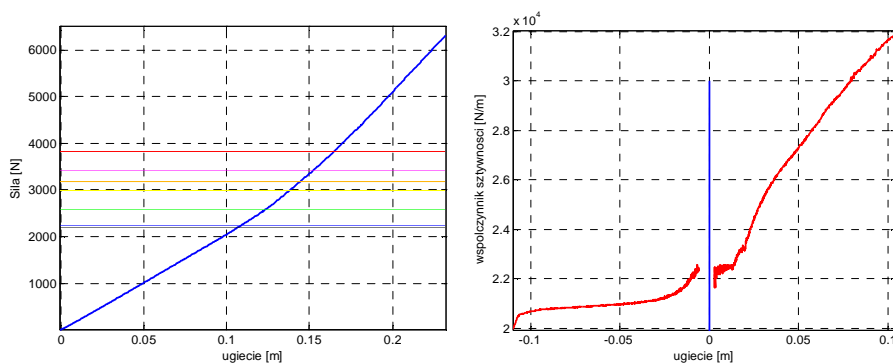


sprężyny – za kołem w stosunku do osi obrotu wahacza. Wyniki przeprowadzonych badań na samochodzie wskazują, iż jest to wartość o 1,05 razy większa.



Rys. 12. Schemat zawieszenia przedniego i wyznaczone na podstawie analizy kinematycznej tego zawieszenia wartości stosunku ugięcia sprężyny kolumny McPhersona do ugięcia zawieszenia (dobicie +, odbicie -)

W efekcie na podstawie charakterystyki sztywności sprężyny zawieszenia tylnego, po podzieleniu jej ugięć przez 1,05 i pomnożeniu sił przez 1,05 uzyskamy charakterystykę zastępczego elementu sprężystego działającego bezpośrednio na środek koła.

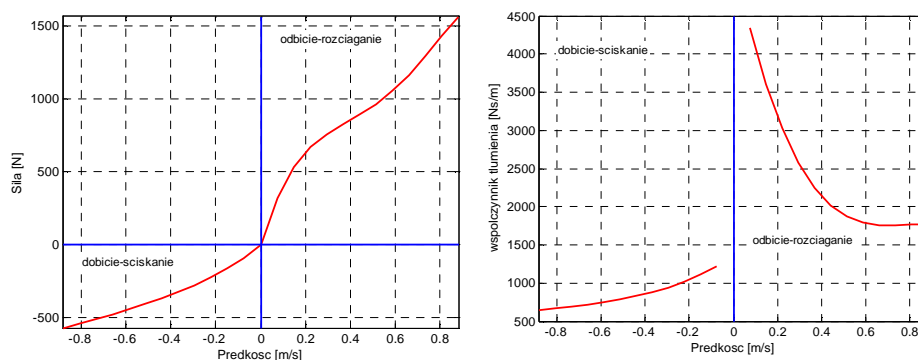


Rys. 13. Zastępcza charakterystyka sprężystości zastępczego elementu sprężystego zawieszenia tylnego i wartości jego sztywności w zakresie ugięć od statycznego przyjętego jako zero.

W stosunku do wartości sztywności sprężyny w zawieszeniu, sztywność zastępczego elementu sprężystego charakteryzować się będzie o  $1,05^2=1,103$  większymi wartościami.

W przypadku amortyzatora sytuacja jest odwrotna – amortyzator zamontowany jest przed kołem i dla niego przełożenie kinematyczne ma wartość 0,68 co prowadzi do sytuacji

w której tłumienie zastępcze jest na poziomie  $0,68^2=0,46$  razy mniejsze od tłumienia amortyzatora.



Rys. 14. Zastępcza charakterystyka amortyzatora zawieszenia tylnego i zmienność wartości jego współczynnika tłumienia.

## 6. WNIOSKI

Przeprowadzona analiza i badania wskazały jak znaczącym elementem badań modelowych i symulacyjnych jest analiza uproszeń modeli i właściwa interpretacja uzyskiwanych wyników. Szczegółowe wnioski odnoszące się do uzyskanych wyników przedstawiono na wykresach i ich omówieniach.

Artykuł pokazuje także to jak duże znaczenie ma dobór miejsca montażu elementów sprężystych i tłumiących w zawieszeniu. Wynika to z faktu, że zmienia to znacząco poziom wymaganych charakterystyk zastosowanych w zawieszeniu elementów.

Warto zwrócić uwagę, iż żaden z badanych i opisanych w artykule elementów nie był elementem o charakterystyce w pełnym zakresie pracy liniowej. To wskazuje na kolejny problem doboru parametrów modeli lub ich interpretacji przy przenoszeniu na charakterystyki rzeczywistych elementów zawieszonych. Analiza nieliniowych modeli tych elementów będzie obiektem kolejnych opracowań autorów.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Milliken, W.F., Milliken, D.L.: *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
- [2] Pikosz H., Ślaski G.: *Problem zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdu w doborze wartości tłumienia w zawieszeniu*, materiały IX Międzynarodowej Konferencji Hamulcowej, Łódź 2009
- [3] Kamiński E, Pokorski J.: *Dynamika zawieszonych i układów napędowych pojazdów samochodowych*, WKiŁ, Warszawa 1983
- [4] Reimpell J.: *Podwozia samochodów - podstawy konstrukcji*. WKiŁ, Warszawa 1997