

Krzysztof PRAŻNOWSKI, Szymon KOŁODZIEJ, Krystian HENNEK

## ANALIZA PRZYSPIESZEŃ LINIOWYCH WAHACZA ZAWIESZENIA KOLUMNOWEGO W PRZYPADKU WYSTĄPIENIA NIETYRÓWNOWAŻENIA KOŁA

*Zamocowanie wahaczy przedniego zawieszenia za pomocą elastycznych elementów gumowych, w znacznym stopniu wpływa na komfort i bezpieczeństwo jazdy oraz na zużycie elementów układu jezdnego. W artykule przedstawiono podstawowe sposoby mocowań oraz ich ogólne charakterystyki sztywności. Przy użyciu hamowni podwoziowej eliminując losowe nierówności drogi, przeprowadzono szereg badań określających przyspieszenia przemieszczeń liniowych wahacza. Pomiary przeprowadzono przy użyciu samochodów osobowych wyposażonych w dwa, różnego rodzaju wahacze, których charakterystyki przedstawiono w pracy.*

### WSTĘP

Wahacz poprzeczny zawieszenia niezależnego typu McPherson mocowany jest do nadwozia samochodu w dolnej części za pomocą elementów metalowo gumowych. Ich zadaniem jest zmniejszenie drgań oddziałujących na nadwozie samochodu oraz obciążenia dynamicznego działającego na elementy układu jezdnego wynikającego z procesu nagłego przyspieszania oraz hamowania samochodu. W zależności od konstrukcji wahacza, jako elementy łączące go z podwoziem stosowane są przeguby gumowe lub tuleje metalowo gumowe o dokładnie określonej, silnie progresywnej charakterystyce sztywności. Niewłaściwie dobrana sztywność tych elementów ma negatywny wpływ zarówno na zbieżność jak i na częstotliwość drgań własnych, co pogarsza komfort i bezpieczeństwo w czasie eksploatacji samochodu.

W wyniku zużycia eksploatacyjnego wynikającego ze starzenia się gumy oraz uszkodzeń mechanicznych, charakterystyka elementów elastokinematycznych ulega zmianie. Konsekwencją tego jest przyspieszone zużycie innych elementów układu jezdnego takich jak łożyska piasty, koło ogumione czy końcówki układu kierowniczego. Również niesprawne koło ogumione (np. niewyrównoważone) może być przyczyną przyspieszonego zużycia elementów elastokinematycznych. Występująca siła wymuszająca generowana

przez wirującą masę niewyrównoważoną powoduje obciążenie dynamiczne wahacza w kierunku wzdłużnym. Konsekwencją jest wzrost zużycia zarówno czoła opony jak również elementów łączących wahacz. Identyfikacja uszkodzenia tych elementów w czasie normalnej eksploatacji jest utrudniona ze względu na nierówności nawierzchni drogi, po której toczy się koło ogumione.

W celu dokonania oceny podatności wahacza w kierunku wzdłużnym oraz pionowym przeprowadzono badania stanowiskowe z wykorzystaniem hamowni podwoziowej MAHA MSR 500. Siła wymuszająca została wygenerowana przez wirującą zadaną masę niewyrównoważoną koła ogumionego.

### 1. CEL I ZAKRES BADAŃ

Badania stanowiskowe przeprowadzono dla wybranych samochodów klasy średniej wyposażonych w przednie zawieszenie z kolumnami prowadzącymi (typu McPherson) oraz opony radialne o wymiarach 175/ 65 R14, dla wybranych zakresów prędkości: od 50 km/h (8,5 Hz) do 110 km/h (17 Hz). Wykorzystanie jedno rolkowej hamowni podwoziowej (rys. 1.a) umożliwiło wykonanie pomiarów wolnych od zakłóceń pochodzących od nierówności drogi, które w normalnych warunkach oddziałują na toczące się koło.

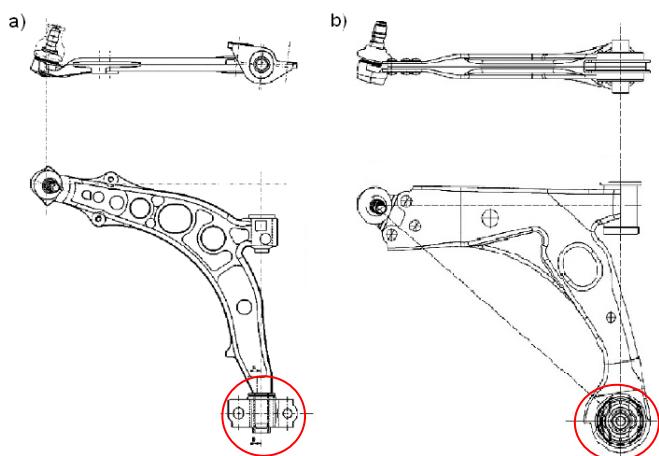
W trakcie badań rejestrowano przyspieszenia liniowe wahacza przedniego zawieszenia (masy nieresorowanej widocznej na rys.



Rys. 1. Stanowisko pomiarowe: a) pojazd badawczy, b) głowica do pomiaru prędkości rolki hamowni, c) czujnik przyspieszenia zamocowany do wahacza.

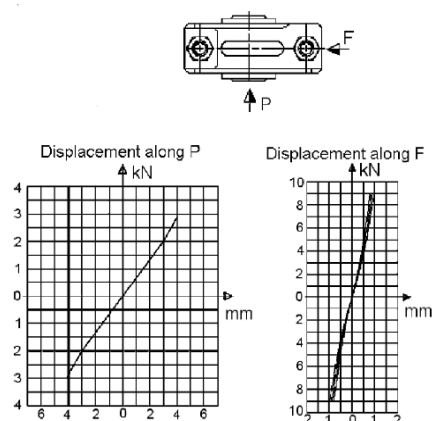
1.c). Do pomiaru przyspieszeń wykorzystano układ 3DM-GX3-25, który jest wyposażony w 3 osiowy akcelerometr z osiami pomiarowymi ustawionymi w układzie kartezjańskim o zakresie pomiarowym  $+5g$  i rozdzielczości pomiarowej  $0,0018g$ . Jako prędkość wzdłużną pojazdu przyjęto prędkość kątową rolek hamowni, którą rejestrowano z częstotliwością  $100\text{ Hz}$  za pomocą optycznej głowicy pomiarowej Datron L-350 AQUA (rys.1.b). Do zsynchronizowania danych uzyskanych w czasie próby, wykorzystano skrypt *RoadTestApplication.vi*, opracowany w programie LabVIEW.

Pojazdy wykorzystane w czasie badań posiadały wahacze przedniego zawieszenia, których rysunki konstrukcyjne przedstawiono na rys. 2. Z uwagi na układ geometryczny w zakresie punktów mocowania sworzni zrotnicy oraz wahacza do podwozia, posiadają one różne sposoby mocowania w tylnej części (bliższej tyłowi pojazdu).

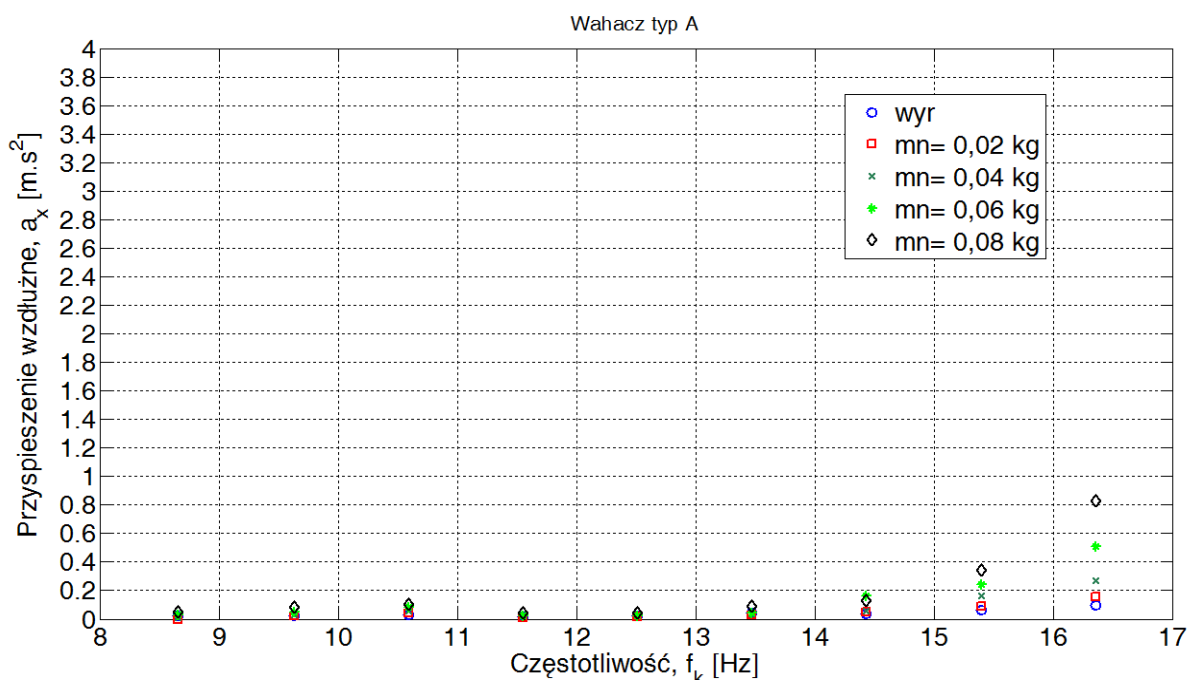


**Rys. 2.** Wahacz zawieszenia kolumnowego w zależności od sposobu mocowania do podwozia: a) tuleja metalowo - gumowa (typ A), b) przegub gumowy (typ B)[5]

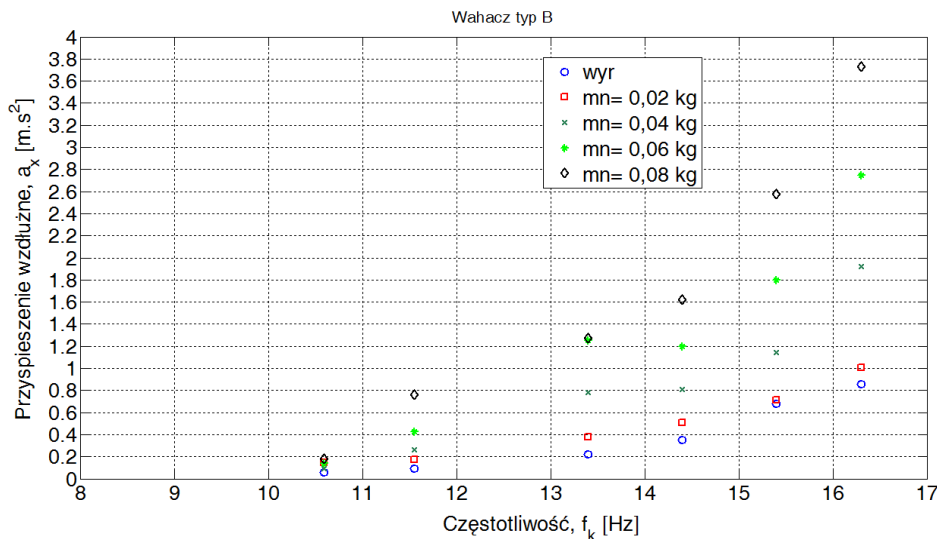
Przykładowe charakterystyki zastosowanych elementów przedstawiono na rys. 3 i 4. Wahacz typu A wyposażony jest w tylnej części w tuleję stalowo gumową, która posiada charakterystykę ograniczającą przemieszczenia wahacza w kierunku poprzecznym, powodując tym samym zwiększoną sztywność układu jezdnego w kierunku wzdłużnym. Tylony element mocujący wahacza typu B posiada charakterystykę o zwiększonej podatności na przemieszczenia poprzeczne. W konsekwencji układ jezdnego jest elastyczny w kierunku wzdłużnym, co w przypadku wystąpienia zderzenia czoła opony z przeszkodą powoduje odkształcenie wzdłużne wahacza, zwiększając tym samym komfort jazdy. Odkształcenia elementów sprężystych zmniejszają również ryzyko powstania pęknięć lub plastycznych odkształceń elementów metalowych podczas uderzenia.



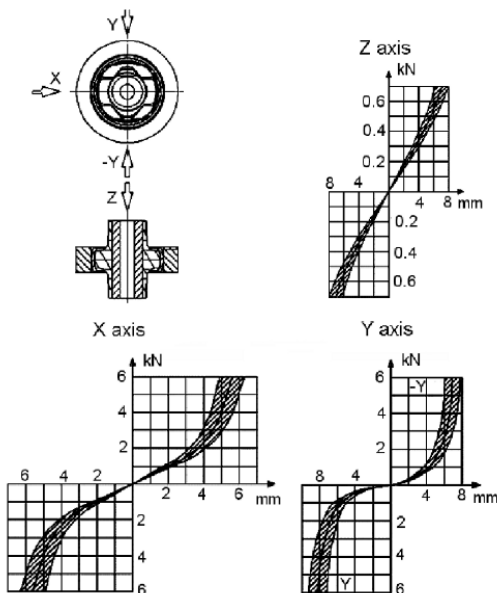
**Rys. 3.** Przykładowe charakterystyki sztywności elementów elastokinematycznych wahacza typu A [5].



**Rys. 5.a.** Przyspieszenia wzdłużne (oś X): wahacz typu A.



**Rys. 5.b.** Przyspieszenia wzdłużne (oś X): wahacz typu B.



**Rys. 4.** Przykładowe charakterystyki sztywności elementów elastokinematycznych wahacza typu B [5].

**2. WYNIKI BADAŃ**

Dokonując analizy wyników uzyskanych dla testów z kołem wyrównoważonym stwierdzono, że przyspieszenia wahacza typu A wynoszą maksymalnie 0,2 m/s<sup>2</sup> w kierunku pionowym zakresie częstotliwości 17 Hz. Wartości amplitud dla pozostałych zakresów częstotliwości w kierunku pionowym i wzdłużnym są podobne i nie przekraczają 0,2 m/s<sup>2</sup>. Odmienne wyniki uzyskano dla wahacza typu B, gdzie stwierdzono wyraźny wzrost wartości amplitud w kierunku wzdłużnym (oś X). Maksymalną wartość 0,83 m/s<sup>2</sup> uzyskano dla częstotliwości 16,3 Hz. W kierunku pionowym wartość amplitudy nie przekroczyła 0,2 m/s<sup>2</sup>. Występujący wzrost amplitudy dla wahacza typu A wynika z charakterystyki elementu mocującego oraz resztkowego niewyrównoważenia koła (wg normy dopuszczalne resztkowe niewyrównoważenie wynosi 0,005 kg).

Analiza drgań masy resorowanej z kołem z zadaniem niewyrównoważeniem wykazuje wyraźny wzrost amplitudy przyspieszeń w kierunku wzdłużnym oraz pionowym w zakresie częstotliwości podstawowej obrotu koła (f<sub>k</sub>). Siła wymuszająca F<sub>nw</sub> wywołana masą niewyrównoważoną m<sub>n</sub> (0,02 kg, 0,04 kg, 0,06 kg oraz 0,08 kg), która jest opisana przez zależność (1) jest proporcjonalna do kwa-

dratu prędkości kątowej koła ogumionego pojazdu. Powoduje wzrost przyspieszeń wahacza zarówno w kierunku wzdłużnym jak i pionowym, co przedstawiono na rys. 4 i rys. 5.

$$F_{nw} = m_{nw} r_{nw} \omega_k \tag{1}$$

gdzie:

- m<sub>nw</sub> - masa niewyrównoważona,
- r<sub>nw</sub> - położenie masy niewyrównoważonej względem środka koła,
- ω<sub>k</sub> - prędkość kątowa koła.

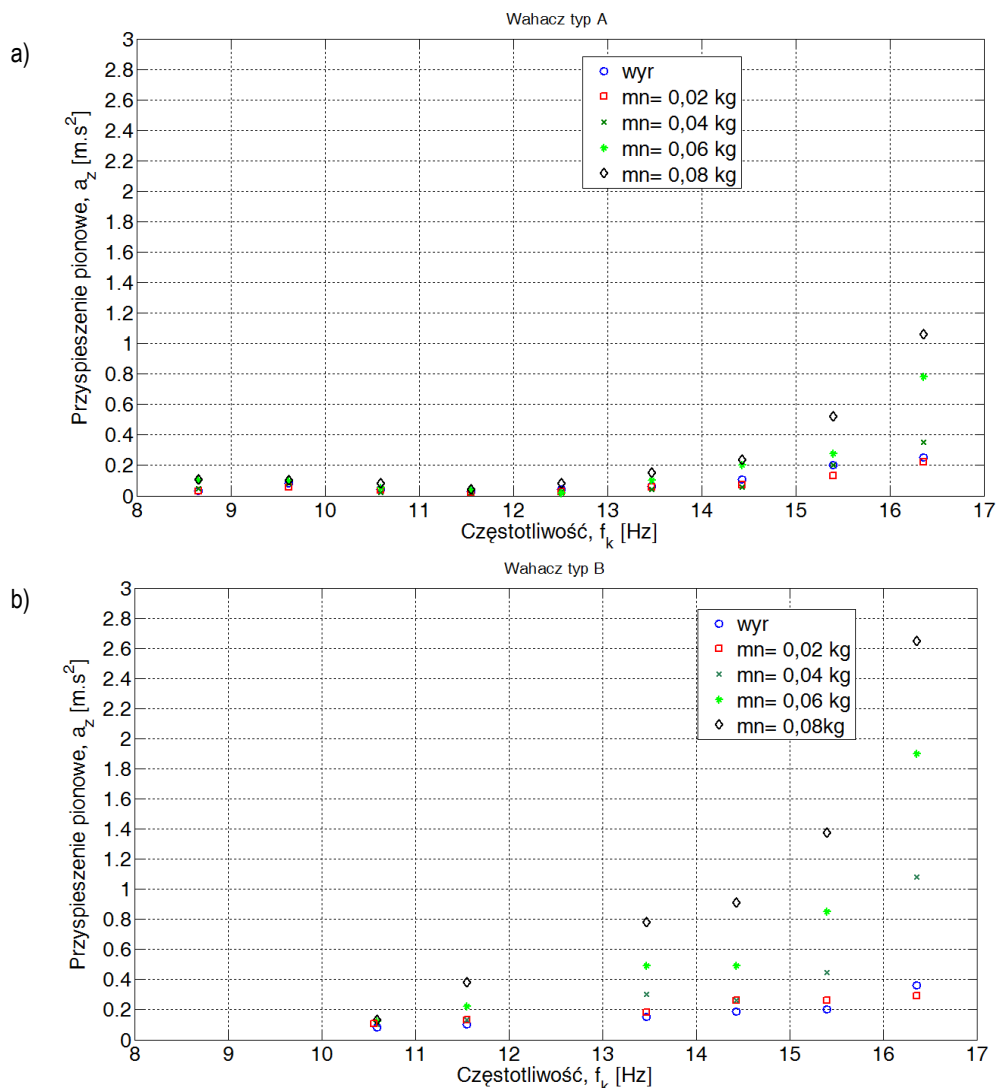
Dla wahacza typu (A) stwierdzono większą podatność na drgania w kierunku wzdłużnym (ax) niż w pionowym (az). Wynika to z charakterystyki elementów sprężysto tłumiących wykorzystanych do mocowania wahacza zawieszenia przedniego z nadwoziem.

W przypadku wahacza typu A widoczny jest znaczący wzrost przyspieszeń w kierunku wzdłużnym (ax) od 0,2 do 0,4 [m/s<sup>2</sup>] w zakresie 15 Hz przy zadanym niewyrównoważeniu masą mn 0,08 kg. Dla wahacza typu B wzrost amplitudy wynosi od 0,3 do 0,8 [m/s<sup>2</sup>] już od 11,5 Hz. Widoczny jest również różny zakres amplitud w zależności od typu mocowania wahacza. Dla wahacza typu A wymuszenia masą niewyrównoważoną 0,08 kg powoduje maksymalny wzrost wartości amplitudy do 1,05 m/s<sup>2</sup> w kierunku pionowym. Natomiast dla wahacza typu B maksymalna wartość amplitudy wynosi 3,8 m/s<sup>2</sup> w kierunku wzdłużnym.

Przy zadanym niewyrównoważeniu masą 0,02 kg przyspieszenia dla obu rozpatrywanych typów wahaczy wykazują wartości zbliżone do wyników uzyskanych w przypadku, gdy koło było wyrównoważone. Uzyskany rozkład amplitud w funkcji częstotliwości obrotu koła ma kształt funkcji wykładniczej, co odpowiada charakterystyce funkcji wymuszającej opisanej równaniem (1).

**PODSUMOWANIE**

Na podstawie przeprowadzonej analizy amplitud przyspieszeń masy nieresorowanej można stwierdzić, że w przypadku wystąpienia niewyrównoważenia koła sposób zamocowania wahacza do podwozia samochodu ma istotne znaczenie w ujęciu właściwej pracy wahacza. Oprócz znaczącej różnicy w zakresie wartości amplitudy dla wahacza typu A i B, widoczna jest różnica zakresu częstotliwości, przy której następuje widoczny wzrost amplitudy wywołany niewyrównoważeniem koła ogumionego. Wahacz typu A, który jest zamocowany na dwóch tulejach gumowych, znacznie ogranicza przyspieszenia w kierunku wzdłużnym oraz pionowym. W konse-



**Rys. 6.** Przyspieszenia pionowe (oś Z): a) wahacz typu A, b) wahacz typu B

kwencji występująca siła wymuszająca nie powoduje drgań wahacza. W przypadku wahacza typu B największe wartości amplitud uzyskano w kierunku wzdłużnym, co w konsekwencji długotrwałej eksploatacji może prowadzić do przyspieszonego zużycia elementów mocujących.

## BIBLIOGRAFIA

- Mitschke M.: Dynamika samochodu, T. 2. Drgania. 1989, Warszawa WKiŁ,
- Reimpell J., Betzler J.: Podwozia samochodów - Podstawy konstrukcji. Warszawa 2004 WKiŁ,
- Prochowski L.: Mechanika ruchu, WKiŁ 2005, Warszawa,
- Prażnowski K., Bról S., Augustynowicz A.: Wpływ nierówności drogi na ocenę niewyrównoważenia koła, Zeszyty Naukowe Politechniki Warszawskiej 5(96/2013), Warszawa 2013, s. 99- 107,
- The Automotive Chassis Vol1 - Giancarlo Genta

### The effect of control arm design in strut suspension on linear acceleration caused by wheel unbalancing

*Mounting of the front control arms with the use of elastic rubber elements significantly affects driving safety, comfort and wear of drivetrain components. The article presents basic mounting concept and their general stiffness characteristics. Experimental research with the aim of determining accelerations during linear movements of a control arm was conducted with the use of chassis dynamometer, which eliminates road unevenness. Two types of passenger cars with different control arm designs were used for research purposes.*

Autorzy:

dr inż. **Krzysztof Prażnowski** – Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, k.praznowski@po.opole.pl

mgr inż. **Szymon Kołodziej** – Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, s.kolodziej@po.opole.pl

mgr inż. **Krzystian Hennek** – Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, k.hennek@po.opole.pl