

dr hab. inż. Wojciech Wach, prof. IES
Instytut Ekspertyz Sądowych im. Prof. dra Jana Sehna
ul. Westerplatte 9
31-233 Kraków

M.00-109/2023

Kraków, 10 listopada 2023 r.

RECENZJA

rozprawy doktorskiej mgr. inż. Sławomira Pary pt.

**„Elasto-kinematic analysis of vehicle suspension with deflectable joints
for determination of selected operation parameters of utilized joints”**

**„Analiza elastokinematyczna zawieszenia z więzami podatnymi
dla ustalenia wybranych parametrów pracy przegubów kulistych”**

Recenzja została opracowana w odpowiedzi na pismo Dziekana Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej prof. dr. hab. inż. Jerzego A. Sładka z dnia 3 lipca 2023 r. (M.00-109/2023) realizujące uchwałę Rady Naukowej Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej z dnia 21 czerwca 2023 r.

Promotorem pracy jest dr hab. inż. Aleksander Kuranowski, prof. PK.

1. Ogólna charakterystyka rozprawy doktorskiej

Zawieszenia kół samochodu, jako zespoły łączące koła z nadwoziem, są jednym z podstawowych podzespołów decydujących o dynamice przestrzennej pojazdu, w tym o jego stateczności i kierowności, bezpieczeństwie czynnym i komforcie jazdy. Projektowanie zawieszenia wymaga rozwiązania wielu zadań, począwszy od kinematyki ruchu względnego, poprzez elasto-kinematykę, elastodynamikę, dynamikę układów wielobryłowych, wytrzymałość materiałów, badanie wirtualnych i rzeczywistych prototypów, zagadnienia technologiczne, montażowe, ekonomiczne itd.

Praca koncentruje się na przednim zawieszeniu McPhersona samochodu osobowego, w perspektywie elastokinematyki uwzględniającej podatność połączeń obciążonych siłowo. Wyniki tej analizy pozwalają określić warunki pracy przegubów kulistych zawieszenia, a w konsekwencji ich parametry geometryczne.

Analiza elastokinematyczna została przeprowadzona w ujęciu quasistatycznym, co Autor uzasadnił możliwością stosunkowo prostego prześledzenia wpływu wymiarów ogniów i podatności w połączeniach elastycznych. Jakkolwiek analiza kinematyczna zawieszeń, w tym zawieszenia McPhersona, jest od lat rutynowym elementem modelowania układów wielobryłowych opisujących dynamikę całego pojazdu, jednakże do realizacji celu pracy skoncentrowanego na przegubie kulistym łączącym zwrotnicę z wahaczem korzystne było uproszczone, ale bardzo efektywne spojrzenie quasistatyczne.

Kinematyka zawieszenia została rozwiązana metodą wektorową z wykorzystaniem równań Chace’a. Obiektem badań był samochód Ford Galaxy. Pozycje punktów mocowania w układzie współrzędnych związanym z nadwoziem oraz długości ogniów sparametryzowano wykonując pomiary za pomocą trójkoordynatowego ramienia Faro Gage Plus. Wyznaczono doświadczalnie podatności kierunkowe mocowań elementów zawieszenia do nadwozia. Analizę elastokinematyczną zakończyło wyznaczenie obciążenia i geometrii wychyleń trzpienia przegubu łączącego zwrotnicę z wahaczem.

W dalszej części Autor zajął się samym przegubem, przyjmując jako dane obciążenia graniczne podczas hamowania i jazdy po łuku. Za pomocą metody elementów skończonych wykazał, że największe miejscowe naprężenia występują w szyi przegubu, czyli przewężeniu pomiędzy kulą a stożkowym trzpieniem. Przekrój nie może być zmniejszany z powodów wytrzymałościowych, ale też nie może być nadmiernie zwiększany, bowiem nie może wysunąć się z panewki oraz ograniczać wychylenia. Badany przegub warunki te spełnia.

Autor przedstawia też wnioski szczegółowe dotyczące m.in.:

- wpływu podatności elementów elastycznych na wychylenie trzpienia przegubu i rozkład naprężeń (mniej niż 5%),
- różnicy pomiędzy obliczeniami naprężeń za pomocą MES, a obliczeniami uproszczonymi,
- współczynnika bezpieczeństwa,
- materiału trzpienia przegubu v(41Cr4) oraz obudowy/panewki (C45),
- ekonomiki produkcji.

2. Struktura i zawartość rozprawy doktorskiej

Rozprawa doktorska przedstawiona do recenzji obejmuje 126 stron wydruku w formacie A4, przy czym początkowe 23 strony to rozszerzone streszczenie w języku polskim. Zasadnicza część pracy jest napisana w języku angielskim, rozpoczynając się spisem treści, po którym następuje 8 rozdziałów.

W rozdziale 1, czyli we wprowadzeniu zarysowano kontekst tematyczny, przy czym w podpunkcie 1.2 (str. 30) sformułowano cel pracy i tezę. Cel (w tłumaczeniu recenzenta) jest następujący:

...analiza przegubu kulistego zastosowanego w badanym zawieszeniu w celu obliczenia:

- rzeczywistych kątów pochylenia i obrotu trzpienia,
- sił reakcji działających na połączenie (i jego parametrów).

Teza została sformułowana następująco:

Jako tezę, na początku opracowania założono, że żądany kąt pochylenia połączenia kulistego [tj. trzpienia względem panewki], który jest konieczny dla ruchu zawieszenia, będzie mniejszy niż dostępny zakres ruchu wynoszący ok. 41 stopni. Może to być wskazaniem do zwiększenia zakresu, w którym panewka (obudowa) obejmuje kulę.

Dalej przedstawiono przegląd literatury oraz aparaturę pomiarową (trójkoordynatowe ramię Faro Gage Plus, spektrometr optyczno-emisyjny, cyfrowe stanowisko do pomiaru twardości i maszynę wytrzymałościową MTS Criterion Model 43).

Rozdział 2 dotyczy analizy zawieszenia i parametryzacji przegubu kulistego. Najpierw opisany jest kinematyczny, wektorowy model zawieszenia McPhersona, wykorzystujący m. in. wzór Chace'a, który pozwala obliczyć współrzędne wersora $\vec{e}_k$, jeżeli znane są wersory $\vec{e}_i$ i $\vec{e}_j$ oraz kąty pomiędzy nimi a wersorem $\vec{e}_k$. Dalej obliczane są siły reakcji w połączeniach kinematycznych i rotacja połączenia kulistego. Kolejne punkty dotyczą:

- pomiarów współrzędnych charakterystycznych punktów zawieszenia samochodu Ford Galaxy za pomocą ramienia trójkoordynatowego,
- estymacji współrzędnych punktów A_1 , A_2 i A_3 (z których dwa pierwsze to połączenia z nadwoziem, a trzeci to połączenia listwy zębatej z drążkiem kierowniczym) i długości połączeń z uwzględnieniem charakterystyk kątów pochylenia γ i zbieżności δ jako funkcji przemieszczenia amortyzatora Δs i przesunięcia listwy zębatej,
- pozycji środka masy samochodu,
- zdefiniowania czterech stanów quasistatycznego obciążenia wzdłużnego i poprzecznego samochodu (pełne hamowanie prostoliniowe, pełne znoszenie przy maksymalnym skręcie kół, pełne znoszenie przy kołach ustawionych na wprost, pełne hamowanie przy maksymalnym skręcie kół),

- właściwości przegubu kulistego łączącego wahacz z amortyzatorem (tj. geometrii, dozwolonej rotacji podczas skrętu i ugięcia zawieszenia, składu chemicznego, twardości i parametrów wytrzymałościowych kuli i trzpienia),
- właściwości elastycznej tulei łączącej wahacz z nadwoziem oraz połączenia amortyzatora z gniazdem.

W rozdziale 3, dotyczącym rozkładu naprężeń przegubu kulistego, rozważane są siły reakcji generowane podczas wykonywania czterech wcześniej zdefiniowanych stanów ruchu pojazdu, modele analityczny i numeryczny (MES) obciążenia przegubu kulistego w panewce i trzpienia w gnieździe wahacza oraz wyniki symulacji. Autor wskazuje też na wyzwania numeryczne oraz komentuje niezbędne uproszczenia.

Rozdział 4 to wnioski ogólne, szczegółowe i perspektywy, rozdział 5 zawiera oznaczenia zastosowane w pracy, rozdział 6 zawiera wykaz literatury, rozdział 8 to jednostronnicowy abstrakt w języku angielskim, a w rozdziale 8 zgromadzone są załączniki z danymi.

3. Ocena pracy

Tytuł „Analiza elastokinematyczna zawieszenia z więzami podatnymi dla ustalenia wybranych parametrów pracy przegubów kulistych” trafnie oddaje jej rozprawę, a schemat nakreślony spisem treści jest logiczny z punktu widzenia metodologii rozwiązania problemu. Cel został jasno sformułowany oraz satysfakcjonująco zrealizowany, zastosowane metody oraz poziom pracy odpowiadają jej przeznaczeniu. Należy podkreślić, że praca napisana jest dobrym i zrozumiałym językiem angielskim oraz zawiera prawidłowe słownictwo techniczne. Korzystne jest przedstawienie na początku pracy rozszerzonego streszczenia w języku polskim, również z prawidłowym słownictwem.

Zastosowano poprawne jednostki układu SI, rysunki zostały opisane zrozumiale i są dobrze wskazywane w poprzedzających je akapitach.

Przywołano 98 pozycji literatury, z których wszystkie są adekwatne do omawianych zagadnień.

Główne obszary oryginalnego dorobku Doktoranta można streścić w następujących punktach:

- analiza kinematyczna zawieszenia McPhersona i obliczenie sił reakcji w przegubach,
- modele analityczny i numeryczny (MES) obciążenia przegubu kulistego w panewce i trzpienia w gnieździe wahacza,
- pomiary i parametryzacja modeli,
- obliczenie kątów oraz sił działających na połączenie.

Doktorant zaprezentował bardzo dobre zrozumienie badanej problematyki, umiejętność formułowania problemu i rozwiązania go za pomocą logicznego ciągu badań, duży potencjał w obszarach teoretycznym, numerycznym i pomiarowym, umiejętność prezentacji wyników w formie przejrzystej i zwięzłej monografii naukowej, sprawność edycyjną oraz biegłość w językach technicznych angielskim i polskim.

4. Uwagi

1. W polskim streszczeniu cel pracy jest następujący (str. 4, drugi akapit od góry): *...przedstawienie metodyki rozwiązywania zagadnień związanych z kinematyką i zależnościami siłowymi zachodzącymi w przegubach kulistych zawieszonych przy uwzględnieniu podatnego charakteru pozostałych więzów. Uzyskane wyniki pozwalają na stworzenie zbioru danych służących do racjonalnego projektowania przegubów w tym do bardziej precyzyjnego określania kątów wychylenia w wszystkich płaszczyznach i określenie występującego wówczas stanu obciążenia.*

Z kolei w zasadniczym tekście angielskim cel jest sformułowany następująco (str. 30): *...analiza przegubu kulistego zastosowanego w badanym zawieszeniu w celu obliczenia:*

- rzeczywistych kątów pochylenia i obrotu trzpienia,
- sił reakcji działających na połączenie (i jego parametrów).

Zwięźle sformułowany cel jest tak ważny dla dysertacji, że powinien być identyczny (oczywiście na miarę tłumaczenia), aby skonsternowany czytelnik nie musiał porównywać ze sobą tekstów i zastanawiać się do czego faktycznie Autor zmierza. Różnice mogą występować dopiero na poziomie komentarza i wyjaśniania.

2. Str. 6. W podpisie pod rys. 2 jest napisane m. in.: *Początek globalnego układu współrzędnych leży na przecięciu wzdłużnej płaszczyzny symetrii samochodu z umowną płaszczyzną płyty podłogowej*. Gdzie leży początek tego układu wzdłuż samochodu?
Nadto nie wiadomo czy chodzi o układ inercjalny związany z otoczeniem, czy o układ lokalny związany z nadwoziem, względem którego będzie rozważany ruch punktów mechanizmu McPhersona. Figure 2.2 na str. 43 też tego nie wyjaśnia.
3. Str. 7, wiersze 9–6 od dołu. Jest:

$$c_{ik} = \vec{e}_i \circ \vec{e}_k$$

$$s_{ik} = \vec{e}_i \circ \vec{e}_k$$

gdzie c_{ik} przykładowo jest cosinusem kąta pomiędzy wersorami $\vec{e}_i$ a $\vec{e}_k$, s_{ik} jest sinusem między $\vec{e}_i$ a $\vec{e}_k$.

Wynika stąd, że $c_{ik} = s_{ik}$, tymczasem przyjmując oznaczenie $\angle(\vec{e}_i, \vec{e}_k) = \alpha$ równość ta byłaby spełniona tylko dla $\alpha = 45^\circ + k \cdot 180^\circ, k \in N$. Sens miałyby wzory:

$$c_{ik} = \vec{e}_i \circ \vec{e}_k,$$

$$s_{ik} = \sqrt{1 - c_{ik}^2} = \sqrt{1 - (\vec{e}_i \circ \vec{e}_k)^2}$$

lub

$$\cos \alpha = \vec{e}_i \circ \vec{e}_k,$$

$$\sin \beta = \vec{e}_i \circ \vec{e}_k,$$

gdzie: $\beta = 90 - \alpha$.

Wystarczyło jednak tylko skopiować wiersze 4–1 od dołu ze str. 41.

4. Str. 11, linijki 8–9 od góry. Jest: *Dokładność (...) mieści się w zakresie do 5%...* Powinno być *Dokładność (...) mieści się w zakresie powyżej 95%...* ewentualnie *Niepewność (...) wynosi 5%...*
5. Str. 11, ostatni akapit. Z tekstu wynika że kąt skrętu koła δ zależy od obrotu kierownicy, a kąt wychylenia trzpienia τ od ugięcia zawieszenia Δs . Faktycznie ugięcie zawieszenia wpływa na obydwa kąty, a nadto w pewnym na rozstawy kół i osi.
6. Str. 22 i 108. Odnośnie postulatu budowy modelu całego pojazdu, wyrażonego na str. 22 i powtórzanego na str. 108 w pierwszym i drugim akapicie rozdziału 4.3 (... *to create an overall vehicle model...*), warto wspomnieć że takie wielobryłowe modele symulacyjne istnieją, a nawet były elementem dwóch doktoratów obronionych z początkiem XXI w na Wydziale Mechanicznym PK.
7. Str. 44, wzór (2.8): czy $\vec{a}_{11}^0$ to niezaznaczony na Figure 2.2 wersor osi obrotu wahacza?
8. Str. 57.
8.1 Linijki 14–13 od dołu. Jest: *Two transformation matrices were built. M_m (with P_{1m}, P_{2m}, P_{3m}) and M_g (with P_{1g}, P_{2g}, P_{3g})*. Analizując wzory i rysunek 2.9, wydaje się, że powinno być: *Two transformation matrices were built. M_m (with $\vec{l}_m, \vec{m}_m, \vec{n}_m, P_{1m}$) and M_g (with $\vec{l}_g, \vec{m}_g, \vec{n}_g, P_{1g}$)*.
Wektory wodzące punktów P_{1m}, P_{2m}, P_{3m} oraz P_{1g}, P_{2g}, P_{3g} ukryte są w wektorach kierunkowych $\vec{l}_m, \vec{m}_m, \vec{n}_m$ oraz $\vec{l}_g, \vec{m}_g, \vec{n}_g$ za pomocą wzorów (2.51), (2.52) i (2.53).

- 8.2 Wzór (2.51) $\vec{l}_- = |\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-}|$ jest matematycznie błędny, gdyż po lewej stronie występuje wektor, a po prawej skalar. Niewątpliwie ma być $\vec{l}_- = \frac{\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-}}{|\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-}|}$.
- 8.3 Niespójność między rysunkiem 2.9, a wzorami (2.51), (2.52) i (2.53). Prawdopodobnie na rysunku zamieniono oznaczenia $\vec{n}_-$ z $\vec{m}_-$, ponieważ dopiero taka korekta nadaje sens tym wzorom (oczywiście z poprawionym wzorem 2.51):

$$\vec{l}_- = \frac{\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-}}{|\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-}|} \quad (2.51)$$

$$\vec{m}_- = \frac{(\mathbf{P}_{2_-} - \mathbf{P}_{1_-}) \times (\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-})}{|(\mathbf{P}_{2_-} - \mathbf{P}_{1_-}) \times (\mathbf{P}_{3_-} - \mathbf{P}_{1_-})|} \quad (2.52)$$

$$\vec{n}_- = \vec{l}_- \times \vec{m}_- \quad (2.53)$$

Zamieniając na rysunku $\vec{n}_-$ z $\vec{m}_-$ trzeba też zadbać, aby wersor $\vec{n}_-$ nie był narysowany na kierunku $\mathbf{P}_{1_-}\mathbf{P}_{2_-}$ (proszę przeanalizować wzory).

- 8.4 Ponieważ nigdzie nie zdefiniowano inaczej, należy domniemywać że $\mathbf{P}_g$ i $\mathbf{P}_m$ to wektory wodzące punktu P o wymiarze 3×1 , a $\mathbf{M}_m$ i $\mathbf{M}_g$ to macierze 4×4 , zatem mnożenie we wzorze (2.55) jest działaniem matematycznie niewykonalnym z dwóch powodów:

- pozycji $\mathbf{P}_m$ przed macierzami tj. $\mathbf{P}_g = \mathbf{P}_m \mathbf{M}_m^{-1} \mathbf{M}_g$,
- niezgodności wymiarów, gdyż definicja nie dopuszcza także mnożenia $\mathbf{P}_g = (\mathbf{M}_m^{-1} \mathbf{M}_g)_{4 \times 4} \mathbf{P}_{m(3 \times 1)}$.

Skoro Autor wykonuje operacje translacji i rotacji wektorów za pomocą swoistych zapisów, wkładając wektory 3×1 i macierze 3×3 do jednej macierzy $\mathbf{M}_-$ 4×4 , to najpierw trzeba wszystkie człony i operacje zdefiniować. Zapewne wektory wodzące punktu są rozszerzone do rozmiaru 4×1 poprzez dodanie jednego neutralnego elementu. Łatwiej byłoby jednak przedstawić (2.55) w przejrzystej formie stosując wektory 3×1 i dwie macierze obrotów 3×3 .

Niewątpliwie obliczenia zostały przeprowadzone prawidłowo za pomocą oprogramowania głowicy Faro, ale cytując (?) wzory warto sprawdzić ich poprawność.

- Str. 58–61, rozdz. 2.5. Pomimo wyjaśnienia algorytmu obliczeniowego, nadal trudno uchwycić sam cel tego działania, skoro wystarczyło zweryfikować pomiarowo model kinematyczny w przyjętej przestrzeni resorowania i skrętu kół.
- Str. 68, ostatnia linijka i str. 69 dwie pierwsze linijki. Napisano, że siły reakcji między oponą a jezdnią o największych wartościach pojawiają się w ekstremalnych warunkach jazdy, takich jak dynamiczne hamowanie i manewry na łuku z utratą przyczepności kół wewnętrznych do zakrętu. Rzeczywiście największe siły poprzeczne pojawiają się gdy dochodzi do zerwania przyczepności (a raczej jej saturacji), ale kół zewnętrznych, czyli tych dociążonych.

Większość powyższych uwag ma charakter redakcyjny, a więc nie wymagają odpowiedzi, natomiast komentarz byłby wskazany odnośnie punktów 2, 8.2, 8.3, 8.4 i 9.

5. Uwagi edytorskie

- Str. 26, linijka 13 od góry. Jest *war*, ma być *wear*.
- Str. 42. Linijka 6 od dołu. Niekonsekwencja oznaczeń względem Figure 2.2: d_1 zamiast d_{11} i d_3 zamiast d_{33} .
- Str. 44. Linijka ostatnia: jest $c_{12} = \vec{a}_{12}^0 \circ \vec{a}_{12}^0 = const$, ma być $c_{12} = \vec{a}_{11}^0 \circ \vec{a}_{12}^0 = const$.

4. Str. 47. Wzory w linijkach 2 i 8 od dołu: jest σ , ma być δ .
5. Str. 57. Wzory (2.51), (2.52) i (2.53) są prawdopodobnie pogrubione przypadkowo.
6. Str. 66, wiersz 8 od góry. Jest: *no normal reaction forces*, powinno być *no longitudinal forces*.
7. Str. 77 wiersz 5 od dołu: w wykazie literatury nie ma pozycji [120]. Zapewne błędny wskaźnik Worda.
8. Str. 86. Wiersz 4 od dołu: jest: *along its yaw axis*, powinno być *around its yaw axis*.
9. Str. 87. Tabela 3.1, Nie wskazano czy chodzi o zawieszenie lewego czy prawego koła. Trzeba się domyślać, że chodzi o lewe.
10. Str. 110, rozdz. 5. Wykaz oznaczeń ma znaczenie fundamentalne i powinien być wprowadzony na początku pracy, tymczasem znalazł się dopiero na końcu. Zanim czytelnik zauważy ten fakt musi pracownicie mierzyć się ze wzorami aby odkryć znaczenie symboli, co nie zawsze jest łatwe zważywszy na szereg indeksów dolnych i górnych, brak ujednolicenia w ramach całej pracy (np. wersory zapisywane są raz w trybie $\vec{a}_{ij}^0$, innym razem $\vec{e}_i$, jeszcze innym $\vec{b}_0^H$, czy w końcu $\vec{l}_-$), niewyjaśnienie niektórych oznaczeń, a nawet zapisy nieprawidłowe matematycznie (patrz uwaga 8.4). Skoro jednak zdecydowano się na taki układ, to warto było wprowadzać oznaczenia w sposób powszechnie stosowany, czyli tam gdzie się pojawiały po raz pierwszy, a wówczas końcowy wykaz byłby tylko dodatkowym uporządkowaniem.
11. Str. 112–119, rozdz. 6.
Pozycja [49], jest *Krzysztof S., and Krystian S.*, ma być *Siczek Krz. and Siczek Kry.*
W całym wykazie literatury zastosowano własny system, w którym brakuje stron w odniesieniach do artykułów oraz referatów publikowanych w materiałach konferencyjnych. Jest to element powszechnie wymagany, o ile tylko praca została opublikowana w zbiorze o numerowanych stronach. W przypadku prac publikowanych solo, jak SAE Technical Papers, obowiązkowy jest unikalny symbol, np. pozycje [10], [18] i [20] powinny być uzupełnione o odpowiednio SAE Technical Paper 2010-01-0086, SAE Technical Paper 2020-01-0181 i SAE Technical Paper 2009-01-0101.

Powyższe uwagi oraz nieco drobnych, niewymienionych błędów typograficznych, nie umniejszają wysokiej oceny rozprawy, a mają jedynie charakter porządkowy, ułatwiając przygotowanie przyszłych publikacji.

6. Wniosek końcowy

Stwierdzam, że cele pracy doktorskiej mgr inż. Sławomira Pary pt. „Elasto-kinematic analysis of vehicle suspension with deflectable joints for determination of selected operation parameters of utilized joints” – w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn (nadanie stopnia doktora w dyscyplinie inżynieria mechaniczna) – zostały osiągnięte. Rozprawa spełnia wymagania stawiane pracom doktorskim, zawarte w art. 13 ust. 1 Ustawy z dnia 14.03.2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. z 2016 r. poz. 882) i może być dopuszczona do publicznej obrony.

W. Wach