

W P Ł Y N Ę Ł O

dnia 13.06.2019
PK/WM/Dz/7/414/2019

Wrocław, dn. 10.06.2019 r.

Dr hab. inż. Krzysztof Jacek Bałchanowski, prof. uczelni

Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki i Teorii Mechanizmów

Wydział Mechaniczny

Politechnika Wrocławska

RECENZJA

pracy doktorskiej

mgr inż. Marka Kwietniewskiego

pt.: **„Analiza i synteza kinematyki mechanizmu zawieszenia i kierowania kół samochodu”**

Promotor: **dr hab. inż. Tadeusz Bil**

Promotor pomocniczy: **dr inż. Zbigniew Budniak**

1. Podstawa opracowania recenzji

Podstawą opracowania recenzji rozprawy doktorskiej mgr inż. Marka Kwietniewskiego było pismo Dziekana Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej nr PK/WM/Dz/7/349/2019, z dnia 5.04.2019 r. w związku z wyznaczeniem mnie na recenzenta uchwałą Rady Wydziału.

2. Przedmiot recenzji i ogólna charakterystyka pracy

Przedstawiona do recenzji rozprawa doktorska zawiera 6 rozdziałów, wykaz 60 pozycji literatury, spis rysunków, spis tabel oraz załącznik zawierający kod w Matlabie opracowanego programu na łącznie 94 stronach.

W krótkim wprowadzeniu zawartym w rozdziale 1 autor przypomniał i sformułował podstawowe definicje związane z problematyką analizy i projektowania mechanizmów zawieszenia i kierowania kół samochodu. Główną funkcją takich układów jest połączenie kół z konstrukcją nośną samochodu oraz umożliwienie żądanego i płynnego ich ruchu względem nadwozia w celu zapewnienia bezpieczeństwa oraz komfortu przewożonych osób.

Doktorant określił podstawowe elementy budowy zawieszenia wymieniając: elementy prowadząco-ustalające (drażki, wahacze), elementy sprężyste przenoszące siły wynikające z

nierówności drogi (sprężyny śrubowe, resory, poduszki powietrzne) oraz amortyzatory tłumiące ruchy i drgania nadwozia.

Autor przytoczył sposób podziału mechanizmów zawieszenia kół na zawieszenia zależne i niezależne, wskazując na wyróżnik podziału, którym jest wpływ resorowania jednego koła na ruch drugiego tej samej osi. Przy braku wpływu mamy do czynienia z zawieszeniem niezależnym.

Kolejnym aspektem istotnym w analizie takich układów są parametry geometryczne charakteryzujące położenie koła takie jak: rozstaw kół i osi, kąt pochylenia, zbieżność, kąt wyprzedzenia sworzni zwrotnicy itp. Autor wskazał również, że na bezpieczeństwo i komfort jazdy, przyczepność kół do jezdni ma duży wpływ poprawny dobór amortyzatorów, sprężyn oraz geometrii.

W rozdziale 2 Doktorant dokonał przeglądu obecnego stanu wiedzy. W pierwszej części rozdziału Autor przedstawił krótki rys historyczny stosowanych rozwiązań poczynając od pojazdów zaprzęgowych z zawieszzeniami sztywnymi, poprzez zawieszenia z pasów skórzanych kabin pasażerskich w powozach, aż do pierwszych pojazdów z eliptycznymi resorami sprężystymi (Elliot, 1804). W 1901 w pierwszych pojazdach samochodowych pojawiły się amortyzatory wyprodukowane przez firmy Mors, a 1906 firma Brush zastosowała sprężyny śrubowe.

Przechodząc do współczesnych rozwiązań takich mechanizmów Doktorant skoncentrował się na wskazaniu rozwoju układów zawieszenia kół przednich zawierających mechanizmy resorowania i skrętu. Podstawowym rozwiązaniem takiego układu jest zawieszenie typu kolumna MacPhersona zastosowana w 1949 w Fordzie Vedette. Rozwiązanie to jest stosowane z powodzeniem do dziś w wielu samochodach osobowych klasy średniej. Jest to zawieszenie niezależne, o prostej konstrukcji, zwartej budowie i małej masie, w której amortyzator pełni rolę elementu amortyzującego i prowadzącego. Wadami są przenoszenie drgań niewyrównowazenia kół i nierówności drogi oraz zmiany geometrii ustawienia kół podczas skręcania i w czasie amortyzacji.

Innym typem zawieszenia kół przednich omówionym przez Autora jest zawieszenie wielowahaczowe opracowane przez Mercedesa w 1982 do modelu 190. Ten typ zawieszenia niezależnego zapewnia mniejsze zmiany kątów pochylenia i skrętu kół pod wpływem obciążeń. Wadami są duża masa nieresorowana, droga konstrukcja w produkcji i serwisowaniu, oraz stosunkowo duże wymiary. Rozwiązania takie są stosowane w pojazdach klasy wyższej i średniej.

Zawieszenia kół tylnych zostały opisane przez Autora tylko na przykładzie układu z wahaczami wleczonymi. O pozostałych klasycznych rozwiązaniach mechanizmów

7
prorowadzenia kół w pojazdach Autor praktycznie nie wspomina (np. o dwóch wahaczach poprzecznych, tylne z wahaczami wzdłużnymi, tylne z wahaczami skośnymi, itp.). W przeglądzie Autor nie wspomina również o nowoczesnych zawieszeniach hydropneumatycznych czy o innowacyjnych mechatronicznych zawieszeniach firmy Bose-Clearmotion lub Magic Body System Mercedesa.

W przeglądzie literatury brakuje szerszego opisu stosowanych przez innych autorów metod syntezy strukturalnej, geometrycznej, analizy kinematycznej i dynamicznej czy procedur optymalizacyjnych wykorzystywanych w projektowaniu takich układów.

Przegląd literaturowy tej części oparty jest na 29 cytowanych pozycjach, z których niestety 15 to nierecenzowane źródła internetowe.

W rozdziale 2 Autor zamieścił podrozdział dotyczący pojęć podstawowych z teorii maszyn i mechanizmów. Przytaczanie definicji i opisów pojęć typu: mechanizm, para kinematyczna, ruchliwość, ruchliwość lokalna, więzy biernie i związków podstawowych jest niepotrzebne i nic nie wnosi do pracy. W dalszej części tego rozdziału Autor zawarł podstawowe związki przestrzennego rachunku macierzowego przytaczając wzory opisujące elementarne macierze rotacji, translacji i transformacji. Niestety przytoczone wzory zawierały omyłki. Szczegółowy opis pomyłek w pracy przytoczony zostanie w rozdziale 4 niniejszej recenzji.

W ostatniej części rozdziału 2 Doktorant dokonał ogólnego omówienia opisu kinematyki mechanizmów zawieszenia kół na przykładzie zawieszenia MacPhersona. Wskazał na znaczenie doboru podstawowych parametrów geometrycznych zawieszenia na ruchy koła – skręt i ruch amortyzacji. Pokazał, że poszczególne rozwiązania charakteryzują się wadami i niedoskonałościami i że nie zawsze są, z różnych przyczyn, optymalnymi. Wskazał tu miejsce na swoje Autorskie badania i analizy.

Rozdział 3 zawiera opis naukowego zakresu pracy w postaci sformułowanej hipotezy i celów rozprawy. W pierwszej części tego rozdziału zawarty jest opis motywacji podjęcia badań naukowych związanych z tematyką niniejszej rozprawy doktorskiej. Doktorant wskazuje jak ważną rolę pełnią mechanizmy zawieszenia kół w zapewnieniu bezpieczeństwa czynnego oraz komfortu jazdy pojazdu. Obecne rozwiązania takich mechanizmów, pomimo stosowania różnych rozwiązań strukturalnych, nie są doskonałe. Ich projektowanie wymaga wielu kompromisów z reguły poprawianie jednej cechy wpływa na pogorszenie innej.

Hipotezą pracy postawioną przez Autora było: *W mechanizmach zawieszenia poprzez celowa zamianę złożonych par kinematycznych na pary o mniejszej ruchliwości istnieje możliwość uzyskania pożądanej zmiany funkcjonowania tych mechanizmów, zaś cele rozprawy są następujące: 1) wskazanie możliwości polepszenia rozwiązań mechanizmów zawieszenia*

poprzez analizę zmian działania mechanizmu, w którym złożone pary kinematyczne zastąpiono prostszymi. 2) analiza możliwości zastąpienia wybranych przegubów kulistych, występujących w kolumnie MacPhersona, innymi połączeniami i uzyskania zmodyfikowanej konstrukcji zawieszenia lepiej spełniającej wymagania, 3) opracowanie nowego mechanizmu zawieszenia oraz jego analiza i synteza w celu poprawy utrzymania danego kierunku jazdy samochodu.

W rozdziale 4 zatytułowanym „Modele matematyczne zawieszzeń” Autor zawarł naukowe rozwiązanie problemów. W pierwszej kolejności opracowany został model matematyczny opisujący kinematykę zawieszenia przedniego koła typu kolumna MacPhersona. Model opracowany przez Autora wiąże położenia (liniowe i kątowe) koła i pozostałych członów mechanizmu ze zmianą długości amortyzatora (ruch amortyzacji) i przemieszczenia listwy układu kierowniczego (ruch skrętu). Opracowane równania pozwalają wyznaczyć podstawowe wielkości geometryczne zawieszenia, w szczególności, kąty pochylenia i skrętu koła. Przy wyprowadzeniu równań tego przestrzennego modelu Autor użył rachunku macierzowego opartego na opisanych w rozdziale 2 macierzach transformacji. Niestety, skądinąd prosty model macierzowy, jest niełatwy do weryfikacji ze względu na mało czytelne oznaczenia (lub w ogóle ich brak) zmiennych i lokalnych układów współrzędnych na schematach mechanizmu (rys. 11) oraz pomyłki w tekście.

Opracowane związki posłużyły Doktorantowi do przeprowadzania analizy kinematycznej przykładu zawieszenia Macphersona o podanych arbitralnie wymiarach. Szkoda, że nie podane zostało źródło skąd zaczerpnięto dane liczbowe – czy np. wymiary dotyczą wybranego pojazdu? W wyniku analiz opracowane zostały przestrzenne wykresy zmian kąta skrętu i kąta pochylenia koła w zależności od zmiany długości amortyzatora i wysunięcia listwy kierowniczego (rys. 12 - 15). Autor wykazał, że normalna praca zawieszenia (ruchy amortyzacji) wpływa na zmianę kątów skrętu i pochylenia. W przytoczonym przykładzie maksymalna zmiana kąta skrętu wynosi $3,6^\circ$, zaś kąta nachylenia $2,0^\circ$. Zmiany te są dla pojazdu niekorzystne. Szczególnie zmiana skrętu koła od ruchu amortyzacji jest niebezpieczna dla pojazdu. W sytuacji najechania na nierówność w jezdni powoduje niezamierzoną przez kierowcę zmianę kierunku jazdy, co może doprowadzić do kolizji. Zmiany kąta nachylenia koła wpływają na pogorszenie przyczepności opon do jezdni i ich zużycie.

W kolejnej części rozdziału 4 Autor przedstawił metodę modyfikacji budowy zawieszenia i kierowania koła poprzez modyfikacje rodzajów i ilości par kinematycznych w strukturze mechanizmów. Zaproponowane zmiany w budowie zawieszenia mają na celu poprawienie parametrów kinematycznych (np. wyeliminowanie zmienności kątów pochylenia oraz skrętu) przez wprowadzenie do układów dodatkowych wymiarów podstawowych, nie zmieniających

ruchliwości i istoty działania mechanizmu. Metoda polega na zastąpieniu par kinematycznych wyższych klas odpowiadającymi im zestawem par I klasy. Na przykład stosowaną w mechanizmach zawieszenia parę kulistą III klasy można zastąpić trzema obrotowymi parami I klasy. Doktorant pokazuje, że w przypadku zmodyfikowanej pary kulistej osie obrotu trzech par nie muszą przecinać się w jednym punkcie, jak to ma miejsce w parze III klasy, a mogą być względem siebie zwichrowane – obrócone i przesunięte. Wprowadza to do układu dodatkowe wymiary podstawowe, które mają wpływ na kinematykę mechanizmu. Sam pomysł zastępowania par wyższych klas parami I klasy nie jest nowy i jest znany w literaturze. Nowość zaproponowana przez Doktoranta polega na tym, aby wykorzystać powstałe przy modyfikacji pary nowe wymiary podstawowe do zmiany (poprawienia) własności kinematycznych całego mechanizmu. Co w następnych podrozdziałach Autor wykazuje.

W pierwszej zaproponowanej modyfikacji mechanizmu zawieszenia MacPhersona Doktorant dokonuje zamiany pary kulistej E drążka kierowniczego (rys. 11 i 19) na dwie pary obrotowe E_1 i E_2 obrócone względem siebie o $\pi/2$ i odsunięte o E_1E_2 . Zamieniając parę III klasy na dwie pary I klasy Autor przy okazji wyeliminował zbędną ruchliwość lokalną drążka kierowniczego EF. Dla tak zmodyfikowanego zawieszenia zostały wyprowadzone ponownie podstawowe związki analizy kinematycznej celem zbadania zmienności kątów skrętów i nachylenia. Analizy wykonane zostały dla mechanizmu zawieszenia MacPhersona, ze zmienionymi tylko wymiarami drążka kierowniczego.

W zmodyfikowanym zawieszeniu uzyskane maksymalne zmiany kąta skrętu i kąta pochylenia koła w zależności od zmiany długości amortyzatora i zmiany wysunięcia listwy kierowniczej (rys. 20 - 23) były znacząco mniejsze od zmian uzyskanych w oryginalnym zawieszeniu. Zmiany kąta skrętu mają wartość $1,26^\circ$, zaś kąta nachylenia $1,37^\circ$. Wprowadzone modyfikacje pary E poprawiły własności zawieszenia.

W kolejnej przytoczonej modyfikacji zawieszenia MacPhersona zmianie zostały poddane pary kuliste E i F drążka kierowniczego (rys. 24). Wprowadzono do układu 5 par obrotowych E_1 , E_2 , F_1 , F_2 i F_3 każda obrócone względem siebie o $\pi/2$ i odsunięte o E_1E_2 , E_2E_1 , F_1F_2 , F_2F_3 . Modyfikacja ta również wyeliminowała ruchliwość lokalną drążka kierowniczego. Opracowane dalej związki analizy kinematycznej posłużyły do wyznaczenia zmiany kąta skrętu i kąta pochylenia koła (rys. 25 - 28). Uzyskane zmiany kąta skrętu mają wartość $1,96^\circ$, zaś kąta nachylenia $1,37^\circ$. I w tym przypadku uzyskano poprawę w stosunku do oryginalnego zawieszenia, ale parametry były gorsze niż w zawieszeniu z modyfikacją tylko przegubu E.

Doktorant wykazał, że wprowadzone modyfikacje par wyższych klas na odpowiadające im zestawy par I klasy wpływają na podstawowe własności kinematyczne mechanizmu i poprzez

odpowiedni dobór nowych wymiarów podstawowych można poprawić lub pogorszyć ich parametry. Przedstawione przez Doktoranta dwa przykłady nie wskazują jednak metody jak postępować przy wprowadzaniu modyfikacji par, by uzyskać określone zmiany parametrów i jest to mankamentem przedstawionej metody. Narzuca się pytanie do Doktoranta, dlaczego nie przeprowadził On choćby najprostszycch badań wpływu wprowadzonych modyfikacji na zmiany kątów skrętów i nachylenia. Np. dlaczego w przykładzie z jedną zmodyfikowaną parą E nie został zbadany wpływ długości wprowadzonego drążka E_1E_2 na zmiany tych kątów?

W zakończeniu tego podrozdziału Doktorant wskazuje na możliwości uogólnienia metody przytaczając możliwości modyfikacji innych par wyższych klas (cylindrycznej oraz uniwersalnej – przegub Cardana) zestawem par I klasy. Autor wskazuje również na możliwość zmiany postaci ruchu zmieniając pary obrotowe na postępowe. Potencjalnie może to dać możliwość dalszej poprawy działania mechanizmu. Niestety rozważania Doktoranta mają naturę jakościową, a nie ilościową i nie definiują metody jak modyfikować pary i wprowadzać nowe parametry geometryczne, by osiągnąć oczekiwane rezultaty. Jest to, niestety niedoskonałość opracowanej metody.

Autor podaje (str. 59), że jednym z powodów dlaczego takie rozwiązania nie są stosowane jest złożoność matematyczna opisów mechanizmów. Wydaje się, że jest to stwierdzenie na wyrost, stosowane powszechnie od co najmniej 30 lat systemy analizy dynamicznej i kinematycznej (np. ADAMS, LMS DADS) rozwiązują problemy dynamiki i kinematyki takich układów bez konieczność pisania jawnych równań.

Ostatnim autorskim elementem pracy jest przedstawiony w punkcie 4.3 mechanizm zawieszenia bezwahaczowego. Mechanizm ten jest pozbawiony wad zawieszenia MacPhersona czyli zmienności kątów nachylenia i skrętu występujących podczas jazdy po nierównościach. Mechanizm (rys. 32) jest pozbawiony wahacza CB, zaś pary kuliste A i C zostały zastąpione parą postępową i cylindryczną. W budowie drążka kierowniczego zastąpiono jedną parę kulistą parą cylindryczną eliminując dzięki temu ruchliwość lokalną. Dla tego mechanizmu Doktorant wyprowadził związki wiążące położenia (liniowe i kątowe) koła i pozostałych członów mechanizmu ze zmianą długości amortyzatora (ruch amortyzacji) i przemieszczenie listwy układu kierowniczego. Dokonując obliczeń dla przykładu liczbowego Autor wykazał (rys. 33-36), że mechanizm ma zerowe zmiany kąta skrętu i nachylenia koła w funkcji zmiany długości amortyzatora i wysunięcia listwy kierowniczej.

W rozdziale 5 Doktorant zawarł podsumowanie, będące wyszczególnieniem dokonań i osiągnięć uzyskanych w czasie realizacji pracy, zestawiając je zgodnie z przyjętym na początku

planem. Odnosząc się do wniosków, które Autor zawarł w tym rozdziale, można stwierdzić, że Autor udowodnił postawioną na początku hipotezę i zrealizował postawione cele pracy.

Autor wskazuje, że w wyniku badań powstała metoda modyfikacji w mechanizmie par o wyższych klasach parami I klasy w celu możliwości poprawy ich parametrów i własności kinematycznych. Niewątpliwym uchybieniem tej metody jest niemożność wskazania sposobu modyfikacji układu tak, aby uzyskać oczekiwane zmiany parametrów. Efektem pracy są również trzy nowe rozwiązania mechanizmów zawieszenia i kierowania kół przednich pojazdu, z których dwa zgłoszono do opatentowania.

Rozdział 6 to bibliografia zawierająca zestawienie 60 cytowanych pozycji.

3. Ocena układu treści i uwagi szczegółowe

Autor nie uchronił się przed drobnymi omyłkami merytorycznymi, językowymi i edytorskimi, które niekorzystnie wpływają na odbiór wartościowej merytorycznie pracy. Poniżej wyszczególniam spis zauważonych błędów.

Uwagi merytoryczne:

- Doktorant stosuje nietypowe oznaczenia wektorów i macierzy w nawiasach [], np. [A].
- str. 9 – „możliwość wystąpienia niezgodności kinematycznej” – jak Autor definiuje to pojęcie?
- str. 17, wzór (4) - parametry a, b, c nie występują w równaniu,
- str. 18, wzór (7) – jest $\text{Rot}Y$, a powinno być $\text{Rot}Z$.
- str. 18, wzory (8, 9, 10) opisują macierze rotacji i przesunięcia używając oznaczeń macierzy rotacji z (5, 6, 7).
- str. 19, wzór (10) – jest $\text{Rot}Y$, a powinno być $\text{Rot}Z$.
- str. 19 – „Do wyznaczenia optymalnych wymiarów ... wymagane są skomplikowane obliczenia” – jak Autor definiuje skomplikowane obliczenia?
- str. 25, rys. 11 – na rysunku brak numeracji członów, brak oznaczeń lokalnych układów, w opisach parametrów pojawiają się nazwy osi, których nie ma na rysunku,
- str. 26, 27 – wektory (11, 12, 13) opisane są w nieruchomym układzie współrzędnych, w przypadku wektorów (14 - 19) nie podano względem jakich układów podano ich współrzędne,
- str. 28 – kąt γ_k to kąt obrotu względem nieruchomego układu $AXYZ$, a w opisie pod rys. 11 to kąt obrotu względem ruchomego układu $AXYZ$,
- str. 29 – wzór (25) jest α_{zA} , a powinno być α_z ,

- str. 26 – wzór (26) jest α_{zA} , a powinno być α_z ,
- str. 30 – wzór (29, 30) jest α_{zA} , a powinno być α_z ,
- str. 30 – jest $GH=L7$, a powinno być $GH=L9$,
- str. 30 – wzór (31) jest v_{zG} , a powinno być v_z ,
- str. 31 - w danych liczbowych przykładu brakuje wartość $EF=L5=?$
- str. 31 - od tej strony pojawia się w tekście i na wykresach sformułowanie „zmiana położenia punktu F”. Autor powinien podać, które współrzędne x, y, z punktu F się zmieniają,
- str. 37, rys. 19 - na rysunku brak numeracji członów, brak oznaczeń lokalnych układów, w opisach parametrów pojawiają się nazwy osi, których nie ma na rysunku,
- str. 37, rys. 19 – w opisie oznaczeń „D nieruchome połączenie”, a punkt jest ruchomy,
- str. 37 – jest κ_y , a powinno być κ_z ,
- str. 38 - kąty ι_y, κ_z pojawiają się po dwa razy w opisie pod rysunkiem,
- str. 38, wzór (35) – w jakim układzie wyrażony jest wektor L_5 ,
- str. 39 – wzory (36; 37, 38, 39) jest $\alpha, \iota, \gamma, \zeta, \kappa$, a powinno być $\alpha_z, \iota_y, \gamma_x, \zeta_y, \kappa_z$,
- str. 44, rys. 24 - na rysunku brak numeracji członów, brak oznaczeń lokalnych układów, w opisach parametrów pojawiają się nazwy osi, których nie ma na rysunku,
- str. 44 – jest κ_y , a powinno być κ_z ,
- str. 45 - kąty ι_y, κ_z pojawiają się po dwa razy w opisie pod rysunkiem, jest $L4=DE$, a powinno być $L4=DE_1$,
- str. 46, wzory (40 - 42) – w jakich układach są wyrażone wektory L_6, L_7, L_{10} ?
- str. 46 – w tekście jest $DE_1=L5$, a powinno być $DE_1=L4$,
- str. 47 – wzory (43 - 49) jest $\alpha, \iota, \gamma, \zeta, \kappa, \dots$, a powinno być $\alpha_z, \iota_y, \gamma_x, \zeta_y, \kappa_z, \dots$,
- str. 61, rys. 32 - na rysunku brak numeracji członów, brak oznaczeń lokalnych układów, w opisach parametrów pojawiają się nazwy osi, których nie ma na rysunku,
- str. 61 – w opisie parametrów pojawiają się oznaczenia $\beta_z, L2=BC$, których nie ma na rysunku, w opisie jest $L4=DE$, a powinno być $L4=DE_1$,
- str. 63 – wzory (51 - 60) jest $\alpha, \iota, \gamma, \zeta, \kappa, \dots$, a powinno być $\alpha_z, \iota_y, \gamma_x, \zeta_y, \kappa_z, \dots$,
- str. 72 – zdanie „Ruchliwość lokalna w nowym mechanizmie zawieszenia została wyeliminowana” nie jest prawdziwe – ruchliwość lokalna została wyeliminowana tylko z drążka kierowniczego.

Uwagi językowe i edytorskie:

- do rysunków 1 - 6 nie ma odniesień w tekście,
- na rysunkach są opisy w języku angielskim.

4. Ocena podsumowująca recenzowaną pracę doktorską

Przechodząc do ogólnej oceny pracy stwierdzam, że praca Pana mgr inż. Marka Kwietniewskiego, pomimo pewnych zastrzeżeń, stanowi oryginalne podejście do rozwiązania problemu naukowego, którym była analiza i synteza kinematyki mechanizmu zawieszenia i kierowania kół samochodu.

Hipoteza postawiona w pracy: „*W mechanizmach zawieszenia poprzez celowa zamianę złożonych par kinematycznych na pary o mniejszej ruchliwości istnieje możliwość uzyskania pożądanej zmiany funkcjonowania tych mechanizmów*” została udowodniona, a cele pracy zostały osiągnięte. Przedstawione w rozdziale 4 rozważania dokumentują teoretycznie i na przykładach liczbowych możliwości dokonywania modyfikacji par o wyższych klasach odpowiadającymi im zestawami par pierwszej klasy oraz ilustrują ich wpływ na parametry kinematyczne mechanizmu. Niewątpliwym uchybienie takiego postępowania jest niemożność wskazania sposobu modyfikacji układu tak, aby uzyskać oczekiwane zmiany parametrów.

Do pozytywnych efektów i wyników pracy zaliczyć należy również dwa zgłoszenia patentowe nowych mechanizmów zawieszenia kół przednich pojazdu.

5. Wniosek końcowy

Pomimo pewnej liczby zastrzeżeń, stwierdzam, że rozprawa doktorska Pana mgr inż. Marka Kwietniewskiego, pt. „**Analiza i synteza kinematyki mechanizmu zawieszenia i kierowania kół samochodu**” - jest oryginalna i spełnia wymagania, jakie stawia pracom doktorskim, obowiązująca Ustawa z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki. Merytorycznie praca odpowiada jednocześnie standardom stawianym pracom doktorskim w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn/inżynieria mechaniczna i na tej podstawie stawiam wniosek o dopuszczenie przedmiotowej pracy do publicznej obrony.



Wrocław, dn. 10.06.2019 r.