

PARCZEWSKI Krzysztof¹
 WNEK Henryk²

Wykorzystanie teorii podobieństwa do analizy stateczności ruchu samochodu na podstawie badań mobilnego modelu

Słowa kluczowe: stabilność ruchu pojazdu,
 mobilny model pojazdu,
 podobieństwo

Streszczenie

Praca przedstawia zagadnienia związane z wykorzystaniem mobilnego modelu pojazdu w skali 1:5 do analizy stateczności ruchu samochodu ciężarowego. W pracy przedstawiono podstawowe zależności teorii podobieństwa Π -Buckingham wykorzystane do modyfikacji mobilnego modelu samochodu. Przedstawiono wykonane i przygotowywane prace zapewniające podobieństwo rzeczywistego pojazdu i mobilnego modelu. Opisano sposoby określania poszczególnych parametrów modelu.

Zaprezentowana praca powstała w trakcie realizacji projektu badawczo rozwojowego NCBR nr. PB 5478/B/T02/2011/40 pt. „Ocena stateczności rzeczywistego pojazdu na podstawie badań mobilnego modelu”.

UTILIZATION THE SIMILARITY THEORY TO THE STABILITY ANALYSIS OF CAR MOTION BASED ON THE MOBILE MODEL

Abstract

The paper presents the issues associated with the use of mobile vehicle model in scale 1:5 for stability analysis of truck motion. The paper presents the basic theory of similarity according to Π -Buckingham used to modification the mobile car. It was presented executed and prepared works the assuring similarity of real vehicle and mobile model. There were described the ways of defining the individual parameters of the model. The work presented was part of the NCBR No. PB 5478/B/T02/2011/40 research and development project entitled: "The evaluation of the stability of a real vehicle based on the testing of a mobile model".

1. WPROWADZENIE

Utrata równowagi po wystąpieniu nadmiernej siły odśrodkowej może prowadzić do poślizgu bocznego pojazdu występującego na wszystkich kołach lub do jego wywrócenia na bok [2,3,4]. Drugi przypadek, czyli przewrócenie na bok znacznie częściej dotyczy samochodów ciężarowych z wysoko położonym środkiem masy. Znajomość tego zagadnienia wymaga szeregu badań i testów. Stąd zainteresowanie badaniami pojazdu w skali pozwalającej na zamontowanie aparatury pomiarowej i porównanie ruchu pojazdu oraz modelu. Trzeba przy tym zaznaczyć, że badania testowe pojazdów wielkogabarytowych, są niebezpieczne i kosztowne. Ponadto wprowadzenie modyfikacji pojazdu jest znacznie trudniejsze niż w modelu. Dodatkowym atutem, jest fakt, że podczas badań pojazdu w mniejszej skali, nie jest wymagany tor do testowania pojazdów, a ewentualne przewrócenie modelu nie jest kosztowne. Z tego względu zajęto się badaniami modelowymi, zarówno na fizycznym modelu pojazdu w skali jak i z wykorzystaniem modelu komputerowego pojazdu.

2. WARUNKI PODOBIEŃSTWA MOBILNEGO MODELU FIZYCZNEGO I RZECZYWISTEGO POJAZDU

Teorię podobieństwa wykorzystano do porównania rzeczywistego pojazdu i jego modelu w skali. Jeżeli przyjmuje się, że układ może być opisany za pomocą k zmiennych, to opis matematyczny przedstawia się następująco:

$$u = f(u_1, u_2, u_3, \dots, u_k) \quad (1)$$

Jeżeli ten sam układ opiszemy za pomocą wielkości bezwymiarowych to zapis przyjmie postać:

$$\Pi = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_{k-r}) \quad (2)$$

Z teorii Π -Buckingham'a wynika, że do opisu systemu potrzeba mniej zmiennych niż w układzie wymiarowym. Ilość zmiennych zostanie zredukowana o r , minimalną liczbę wymiarów, potrzebną do zdefiniowania wszystkich zmiennych systemu. Zazwyczaj podstawowymi zmiennymi są masa, długość i czas (MLT), jedynym wymaganiem

¹ Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, 43-309 Bielsko-Biała, ul. Willowa 2, Tel. +48 338279244, Fax +48 338279351, E-mail: kparczewski@ath.bielsko.pl

² Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, 43-309 Bielsko-Biała, ul. Willowa 2, Tel. +48 338279244, Fax +48 338279351, E-mail: hwnek@ath.bielsko.pl

jest to, że zmienne podstawowe nie mogą być składane do tworzenia grupy bezwymiarowej. Ten warunek znany jest również jako niezależność wymiarowa.

Z warunku podobieństwa wynika, że jeżeli dwa systemy mogą być opisane za pomocą tych samych zmiennych i pracują w tych samych warunkach to są podobne. Co odpowiada zależności:

$$\Pi_{pojazd} = \Pi_{model} \quad (3)$$

Jeżeli wszystkie grupy Π dla modelu i dla prototypu są takie same to układy są podobne.

Występują trzy generalne współczynniki skali, które muszą być analizowane:

- podobieństwo geometryczne – skala długości,
- podobieństwo dynamiczne – skala siły,
- podobieństwo kinematyczne – skala prędkości lub przyspieszenia.

Jeżeli zależności podobieństwa którejs z grup nie są spełnione, mówi się o modelu rozstrojonym. W tym przypadku analiza wyników jest znacznie trudniejsza. Do opisu modeli wykorzystano parametry charakteryzujące je.

2.1. Podobieństwo geometryczne

Wykorzystanie parametrów bezwymiarowych do porównania rzeczywistego pojazdu z jego mobilnym modelem fizycznym, przedstawiono w literaturze [1,6]. W pracy tej posłużono się również matematycznym modelem „rowerowym” pojazdu. W niniejszej publikacji pojazdem, do którego porównywano mobilny model fizyczny był samochód Lublin II (opis pojazdu zamieszczono w rozdziale 3). Pojazd charakteryzował się wysoko położonym środkiem masy, umieszczonym w pobliżu osi tylnej. Podczas badań wyposażony był w aparaturę pomiarową pozwalającą na określenie parametrów ruchu pojazdu. W tabeli 1 zestawiono parametry porównywanych pojazdów.

Tab. 1. Parametry porównywanych pojazdów

Lp.	Parametr	Jednostka	Wartość parametru	
			Pojazd rzeczywisty	Pojazd w skali
1	Masa pojazdu	m	2900	25,50
2	Masa resorowana	m_s	2600	22,0
3	Odległość środka masy od osi przedniej	l_f	1,885	0,486
4	Odległość środka masy od osi tylnej	l_r	1,015	0,262
5	Rozstaw osi	L	2,9	0,75
6	Wysokość środka masy	h_{GC}	1,014	0,35
7	Wysokość osi obrotu	h_{RC}	0,31	0,26
8	Rozstaw kół	b	1,63	0,42
9	Masowy moment bezwładności względem osi X	I_{xx}	990	1,32
10	Masowy moment bezwładności względem osi Z	I_{zz}	5228	3,08
11	Masowy moment bezwładności względem płaszczyzny XZ	I_{xz}	165	0
12	Sztywność kątowna opon osi przedniej	$C_{\alpha f}$	N/rad	75700
13	Sztywność kątowna opon osi tylnej	$C_{\alpha r}$	N/rad	83700
14	Współczynnik sztywności przechyłu nadwozia	K_{ϕ}	Nm/rad	219200
15	Współczynnik tłumienia przechyłu nadwozia	D_{ϕ}	Nms/rad	19000

2.2. Podobieństwo dynamiczne

Do sprawdzenia podobieństwa dynamicznego wykorzystano teorię Π -Backingham'a. Wybrano parametry, które wykorzystano przy tworzeniu parametrów bezwymiarowych (Π parametrów). Parametry te były normalizowane przy wykorzystaniu skali masy, długości i czasu wykorzystując do tego celu masę pojazdu, jego rozstaw osi (skala długości) oraz prędkość wzdłużną U . W efekcie zostały utworzone parametry bezwymiarowe zestawione poniżej.

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{l_f}{L}, \Pi_2 = \frac{l_r}{L}, \Pi_3 = \frac{C_{\alpha f} \cdot L}{m \cdot U^2}, \Pi_4 = \frac{C_{\alpha r} \cdot L}{m \cdot U^2}, \Pi_5 = \frac{I_{xx}}{m \cdot L^2}, \\ \Pi_6 &= \frac{I_{yy}}{m \cdot L^2}, \Pi_7 = \frac{I_{zz}}{m \cdot L^2}, \Pi_8 = \frac{I_{xz}}{m \cdot L^2}, \Pi_9 = \frac{I_{xz_s}}{m \cdot L^2}, \Pi_{10} = \frac{h_{GC}}{L}, \\ \Pi_{11} &= \frac{h_s}{L}, \Pi_{12} = \frac{b}{L}, \Pi_{13} = \frac{m_s}{m}, \Pi_{14} = \frac{K_{\phi}}{m \cdot U^2}, \Pi_{15} = \frac{D_{\phi}}{m \cdot U \cdot L} \end{aligned} \quad (4)$$

Uzyskanie podobieństwa dynamicznego warunkuje równość parametrów Π dla pojazdu i mobilnego modelu fizycznego.

Jak pokazano w tabeli 1 parametry poszczególnych pojazdów w odniesieniu do modelu są zbliżone, jedynie parametry przechyłowe nieco się różnią. Na podstawie tych parametrów można się spodziewać pewnych rozbieżności między zachowaniem się pojazdu pełnowymiarowego i mobilnym modelem w skali. Różnice te będą wymagały odpowiedzi na pytanie czy są istotne czy nie. Z wcześniejszych prac autorów [8] wynika, że rozkład parametrów charakterystycznych dla pojazdów pełnowymiarowych odpowiada parametrom mobilnego modelu, przy jego podobieństwie konstrukcyjnym. Część parametrów takich jak charakterystyki zawiesznień, opon oraz dynamika wywrotu, mogą nie być zadowalające. Różnice wynikające z niedoskonałości modelu będą sprawdzane, będzie analizowany i weryfikowany ich wpływ na podstawie badań eksperymentalnych.

Jednym z kluczowych parametrów, wpływających na zachowanie się pojazdu i siły przekazywane przez koła na podłoże jest sztywność kąтова opon. Parametr ten jest zależny od prędkości, i może on być korygowany w prosty sposób. Stąd prędkość podczas badań mobilnego pojazdu w skali może znacznie odbiegać od odpowiadającej podczas badań pojazdu rzeczywistego.

Tab. 2. Wartości parametrów Π pojazdu i mobilnego modelu

Lp.	Parametr	Wartość parametru	
		pojazd rzeczywisty	Mobilny model pojazdu
1	Π_1	0,650	0,650
2	Π_2	0,350	0,350
3	Π_3	0,392	0,393
4	Π_4	0,434	0,434
5	Π_5	0,041	0,092
6	Π_6	0,223	0,329
7	Π_7	0,214	0,214
8	Π_8	0,008	0,000
9	Π_9	0,006	0,000
10	Π_{10}	0,350	0,347
11	Π_{11}	0,243	0,235
12	Π_{12}	0,562	0,560
13	Π_{13}	0,897	0,863
14	Π_{14}	0,392	0,392
15	Π_{15}	0,163	0,163

Podobieństwo dynamiczne wymaga również określenia sił działających na mobilny model pojazdu, z tego względu wymagane jest również określenie sił działających zarówno na pojazd jak i na model. W postaci bezwymiarowej zależność jest następująca:

$$F^* = F \cdot \frac{L}{m \cdot U^2} \quad \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{kg} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} \right] \quad (5)$$

Parametr siły F^* wyznaczony dla prędkości jazdy 50 km/h (jaka stosowano podczas badań drogowych samochodu Lublin) można opisać zależnością:

$$F^* = 5,26e^{-6} \cdot F \quad (6)$$

Wartości parametrów Π pojazdu i mobilnego modelu zestawiono w tabeli 2. Przedstawione wartości dla modelu są wyznaczone na podstawie parametrów rzeczywistego samochodu i mają być osiągnięte przez modyfikację modelu.

2.3. Podobieństwo kinematyczne

Jeżeli pojazdy są parametrycznie równoważne, to parametry bezwymiarowe Π , takie jak czas, prędkości: poprzeczna, kąтова odchylenia i przechyłu, mogą być porównywane dla modelu w skali i rzeczywistego pojazdu.

$$t^* = t \cdot \frac{U}{L} \quad \left[\text{s} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (7)$$

$$V^* = V \cdot \frac{1}{U} \quad \left[\frac{m}{s} \cdot \frac{1}{\frac{m}{s}} \right] \quad (8)$$

$$\dot{\psi}^* = \dot{\psi} \cdot \frac{L}{U} \quad \left[\frac{rad}{s} \cdot \frac{m}{\frac{m}{s}} \right] \quad (9)$$

$$\dot{\phi}^* = \dot{\phi} \cdot \frac{L}{U} \quad \left[\frac{rad}{s} \cdot \frac{m}{\frac{m}{s}} \right] \quad (10)$$

$$g^* = g \cdot \frac{L}{U^2} \quad \left[\frac{m}{s^2} \cdot \frac{m}{\frac{m^2}{s^2}} \right] \quad (11)$$

Parametr czasu t^* wyznaczony dla prędkości jazdy 50 km/h (jaką stosowano podczas badań drogowych samochodu Lublin) można opisać zależnością: $t^* = 4,49 \cdot t$, pozostałe parametry V^* , $\dot{\psi}^*$ i $\dot{\phi}^*$ są parametrami wyjściowymi i będą porównywane po zakończeniu badań.

3. ZMIANY KONSTRUKCYJNE MODELU WYNIKAJĄCE Z DOSTOSOWANIA DO WARUNKÓW PODOBIEŃSTWA

W celu odwzorowania dynamiki ruchu pojazdu rzeczywistego wykorzystano sterowany radiem model pojazdu (rys. 1) o wielkości pozwalającej na zamontowanie aparatury pomiarowej na pojeździe (skala ~1:5). Jako bazę wykorzystano model pojazdu HIMOTO Raptor 5XB dostępny w sprzedaży, który zmodyfikowano do badań.

Model standardowo jest wyposażony w silnik spalinowy o pojemności 26 cm³, sprzęgło odśrodkowe, skrzynię przekładniową, przekładnię centralną oraz dwie przekładnie główne, napędzające obie osie pojazdu. Napęd przenoszony jest przez wał na przekładnię główną mocowaną do ramy a następnie poprzez półosie na koła. Standardowo model pozwalał na osiągnięcie prędkości 70 km/h. Koła jezdne składają się z obręczy z tworzywa oraz opon gumowych z wkładkami usztywniającymi, pozwalającymi na modelowanie sztywności opon. Rama jest wykonana z blachy aluminiowej profilowanej i wzmocnionej w części tylnej. Zawieszenia zarówno przednie jak i tylne oparte na dwóch wahaczach poprzecznych ze sprężynami śrubowymi. Hamulec jest zamontowany na wale wyjściowym z silnika w postaci pojedynczej tarczy zaciskanej podczas hamowania. Serwomotor steruje silnikiem i hamulcem. Drugi serwomotor został wykorzystany do sterowania układem kierowniczym, za pośrednictwem którego następuje przesunięcie wzdłużnego drążka kierowniczego. Pojazd jest sterowany drogą radiową z użyciem stanowiska kierowcy wyposażonego w normalne koło kierownicy i pedały: przyspieszenia i hamulca.



Rys. 1. Mobilny model pojazdu



Rys. 2. Mobilny model pojazdu podczas testów

Na rysunku 3 przedstawiono stanowisko sterowania modelem pojazdu. Aparatura radiowa 2,4 GHz pozwala na sterowanie modelem w obszarze o zasięgu 500 m.



Rys. 3. Stanowisko sterowania modelem pojazdu

4. WYMAGANE MODYFIKACJE MODELU DO ZAPEWNIENIA PODOBIENSTWA I TRUDNOŚCI W ICH UZYSKANIU

Długość modelu pojazdu zmodyfikowano, dzięki czemu stosunek szerokości do rozstawu osi jest w samochodzie rzeczywistym i mobilnym modelu taki sam. Zamocowanie na ramie obciążników pozwoliło na zapewnienie podobnego rozkładu mas i odpowiednich momentów bezwładności.

Do potrzeb badań zdemontowano napęd przedniej osi, zachowując możliwość przywrócenia napędu na obie osie. Zmniejszono prędkość maksymalną modelu przez zastosowanie przełożenia zmniejszającego prędkość o 1/3. (zbyt duże prędkości modelu pojazdu nie były przydatne przy realizacji testów jezdnych i odwzorowaniu prędkości jazdy rzeczywistego samochodu). Zawieszenia rzeczywistego pojazdu to sztywne osie, z czego tylna jest osią napędową, a elementami sprężystymi są resory. Dane mobilnego modelu przed i po modyfikacjach zamieszczono w tabeli 3.

Tab. 3. Dane modelu przed i po modyfikacjach

L.p.	Dane	Jednostka	Wersja podstawowa	Wersja zmodyfikowana
1	Długość	m	0,825	1,158
2	Szerokość	m	0,480	0,480
3	Wysokość	m	0,250	0,350
4	Rozstaw osi	m	0,610	0,745
5	Rozstaw kół	m	0,420	0,420
6	Masa modelu	kg	12,5	25,5
7	Nacisk na oś przednią	N	53,263	102,57
8	Nacisk na oś tylną	N	70,061	162,12
9	Położenie środka masy l_f	m	0,0121	0,456
10	Położenie środka masy l_r	m	0,0121	0,289
11	Położenie środka masy h	m	0,0121	0,209
12	Moment bezwładności	kgm ²	0,9395	3,8
13	Zawieszenie przednie	-	Podwójne wahacze poprzeczne	Podwójne wahacze poprzeczne ze stabilizatorem
14	Zawieszenie tylne	-	Podwójne wahacze poprzeczne	Sztywny most
15	Skrzynka przekładniowa	-	2 pary kół zębatach o przełożeniu 1,517 (35/25 i 26/24)	2 pary kół zębatach o przełożeniu 1,971 (58/32 i 26/24)
16	Przekładnia centralna	-	Przekładnia stożkowa o zębatach łukowych, przełożenie 3,0	Przekładnia stożkowa o zębatach łukowych, przełożenie 3,0
17	Układ napędowy	-	4x4	4x2 przekazywany na oś tylną
18	Przekładnie główne	-	Przekładnia stożkowa o zębatach łukowych, przełożenie 3,0	Przekładnia stożkowa o zębatach łukowych, przełożenie 3,0
19	Tarcze kół	-	Tarcze kół z tworzywa o wymiarach	Tarcze kół z tworzywa o wymiarach
20	Ogumienie	-	Z wkładkami usztywniającymi o wymiarze przód 176x65, tył 170x75	Pneumatyczne 190x60 bieżnik Desert Buster HD

5. ESTYMACJA PARAMETRÓW MOBILNEGO MODELU POJAZDU

Do analizy porównawczej rzeczywistego pojazdu i mobilnego modelu wymagana jest znajomość parametrów obu porównywanych obiektów [8,9]. Niezbędne parametry obejmują masę, długość, moment bezwładności i zastępcze sztywności skrętne dla każdej z osi.

5.1. Masa, długość i położenie środka masy

Ustalenie wartości parametrów takich jak masa, długość, położenie środka masy jest stosunkowo proste. Do tego celu wykorzystano wagi oraz podporę o wysokości 610 mm dla samochodu rzeczywistego i o wysokości 191 mm dla mobilnego modelu. Jedną z osi pojazdu umieszczano na podporze i wyznaczano różnicę wartości nacisków przy ustawieniu poziomym i pochylonym obiektu (rys. 4). Z pomiarów uzyskano dane masowe oraz współrzędne położenia środka masy stosując zależność (12).

$$h_{GC} = \frac{\Delta G_f \cdot L}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} + r_{st} \quad (12)$$



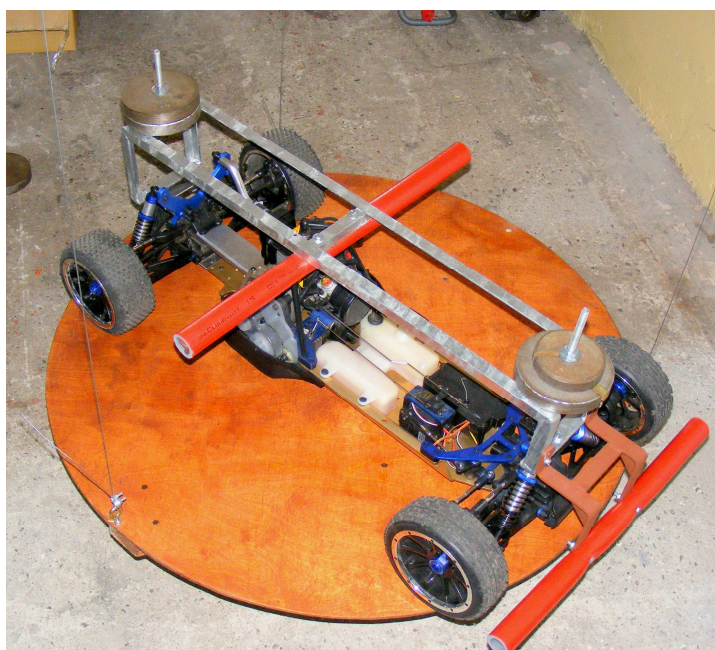
Rys. 4. Pomiar wysokości środka masy pojazdu

5.2. Masowy moment bezwładności

W celu wyznaczenia masowego momentu bezwładności, wykorzystano wahadło skrętne na 3 nitkach. Jest to pozioma okrągła platforma zawieszona na 3 równiej długości nitkach, tak by uzyskać równy naciąg każdej z nich. Mobilny model pojazdu był w taki sposób zamontowany na platformie by jego środek masy leżał na środku platformy (rys. 5). Po wprowadzeniu w ruch platformę wyznaczono okres oscylacji. Masowy moment bezwładności został wyznaczony z zależności:

$$I = \frac{(m + m_p) \cdot r^2 \cdot g}{l} \cdot \left(\frac{\tau}{2\pi}\right)^2 - I_p \quad (13)$$

gdzie: I - masowy moment bezwładności pojazdu,
 I_p - masowy moment bezwładności platformy,
 m - masa pojazdu,
 m_p - masa platformy,
 r - promień zamocowania linek,
 l - długość linek,
 τ - okres oscylacji,
 g - przyspieszenie ziemskie.



Rys. 5. Pomiar momentu bezwładności mobilnego modelu pojazdu

5.3. Sztywności opon

Sztywności opon pomierzono na specjalnych stanowiskach, które pozwalały na statyczny pomiar sztywności promieniowej, bocznej i wzdłużnej dla opon pojazdu i mobilnego modelu (rys. 6). Obecnie przygotowywane jest stanowisko do pomiaru sztywności kątovej opon.



Rys. 6. Pomiar charakterystyk statycznych opon mobilnego modelu i rzeczywistego pojazdu

5.4. Sztywność i tłumienie kątove zawiesz

Sztywności kątove zawiesz, przeprowadzono na pojeździe rzeczywistym wprawiając go w ruch drgający wokół osi przechyłu, a następnie rejestrując zanik oscylacji ustalono tłumienie kątove zawiesz. Podobny pomiar będzie wykonany na mobilnym modelu pojazdu. Na rysunku 7 przedstawiono zarejestrowane podczas pomiarów położenia samochodu.



Rys. 7. Pomiar sztywności kątovej zawiesz

6. PODSUMOWANIE

Z przedstawionych rozważań wynika, że możliwe jest spełnienie wymagań podobieństwa geometrycznego, dynamicznego i kinematycznego, co pozwala na analizę stateczności rzeczywistego pojazdu w oparciu o badania mobilnego modelu. Przedstawione prace pozwoliły na estymację wybranych parametrów pojazdu i modelu wykorzystując zdobyte doświadczenie podczas badań pojazdów i charakterystyk ich zespołów. Dalsze prace prowadzone są przy budowie stanowisk pomiarowych niezbędnych do określenia pozostałych parametrów. Aktualnie budowane jest stanowisko do badania sztywności kątovej opon modelu.

7. LITERATURA

- [1] Brennan S.: DePoorter M., Alleyne A.: *The Illinois Roadway Simulator – A Hardware in the Loop Testbed for Vehicle Dynamics and Control*, in American Control Conference Philadelphia, PA 1998.
- [2] NHTSA, "*Traffic Safety Facts 2003 - Final Report*" U.S. Department of Transportation: National Highway Traffic and Safety Board 2004.
- [3] USDOT, "*An Experimental Examination of Selected Maneuvers That May Induce On-Road Untripped, Light Vehicle Rollover - Phase II of NHTSA's 1997-1998 Vehicle Rollover Research Program*," NHTSA report HS 808 977, July 1999.
- [4] USDOT, "*A Comprehensive Experimental Examination of Selected Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover - Phase IV of NHTSA's Light Vehicle Rollover Research Program*," NHTSA report HS 809 513, October 2002.
- [5] Gillespie T. D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics*: SAE, Warrendale, 1992.
- [6] Lambert K. D., *A Study of Vehicle Properties That Influence Rollover and Their Effect on Electronic Stability Controllers*, Auburn University, , Alabama, 2007.
- [7] Pacejka H. B., *Tire and Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA: SAE Press, 2002
- [8] Parczewski K., Wnęk H.: *Wykorzystanie przyczepności podczas hamowania pojazdu*. Eksploatacja i Niezawodność, Lublin 2012/2.
- [9] Parczewski K., Wnęk H.: *Wykorzystanie modelu samochodu do analizy ruchu pojazdu po torze krzywoliniowym*. Eksploatacja i Niezawodność, Lublin 2010/4.
- [10] Parczewski K., Wnęk H.: *Badanie odporności pojazdu na przewrócenie na bok*. VIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Problemy Bezpieczeństwa w Pojazdach Samochodowych. Kielce-Cedzyna – luty 2012.