

Article citation info:

Paulina Nogowczyk, Wiesław Pieniążek, Grzegorz Szczęśniak. Wyznaczanie charakterystyki sterowności wieloosiowych pojazdów samochodowych. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2017; 76(6): 00-00, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL76.ART6>

Wyznaczanie charakterystyki sterowności wieloosiowych pojazdów samochodowych

Paulina Nogowczyk¹, Wiesław Pieniążek²,
Grzegorz Szczęśniak³

Szczęśniak Pojazdy Specjalne, Politechnika Krakowska

Streszczenie

Podstawowy wskaźnik kierowności samochodu, gradient podsterowności, jest wyznaczany na podstawie zależności zmian kąta obrotu kierownicy w funkcji przyspieszenia poprzecznego pojazdu. Członem odpowiedniego wzoru obliczeniowego jest tzw. porównawczy, dynamiczny kąt skrętu koła, w którym, dla pojazdów wieloosiowych, występuje tzw. ekwiwalentny rozstaw osi L_e , zastępczego pojazdu dwuosiowego. W pracy przeanalizowano metody wyznaczania tego parametru. Wykorzystano zastępczy, rowerowy model pojazdu, z ekwiwalentnym rozstawem osi L_e , do którego można sprowadzić płaski model pojazdu wieloosiowego. Przedstawiono i porównano dwie, analityczne metody obliczeń, które zilustrowano konkretnymi przykładami liczbowymi. Rozważania przedstawione w pracy mogą być wykorzystane do wspomagania obliczeń przy analizie badania kierowności trzyosiowych i czteroosiowych pojazdów specjalnych, w tym także kołowej Kołowej Platformy Wysokiej Mobilności (KPWM) – prototypowego pojazdu uniwersalnego zastosowania.

Słowa kluczowe: wieloosiowe pojazdy samochodowe, kierowność, charakterystyki kierowności, ekwiwalentny rozstaw osi, gradient podsterowności, Kołowa Platforma Wysokiej Mobilności

Key words: multiaxial commercial vehicles, vehicle steerability, steerability characteristics, equivalent wheel base, understeer gradient, High Mobility Wheeled Platform

¹ Paulina Nogowczyk, Szczęśniak Pojazdy Specjalne sp. z o. o., ul. Bestwińska 105A, 43-346 Bielsko-Biała; pnogowczyk@psszczesniak.pl

² Wiesław Pieniążek – emerytowany adiunkt Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, wiesiek@mech.pk.edu.pl

³ Grzegorz Szczęśniak, Szczęśniak Pojazdy Specjalne sp. z o. o., ul. Bestwińska 105A, 43-346 Bielsko-Biała

1. Wprowadzenie

Niniejsza praca została w pewnym stopniu zainspirowana potrzebą badań kierowności Kołowej Platformy Wysokiej Mobilności, zaprojektowanej przez Zespół Specjalistów z Firmy SZCZEŚNIAK Pojazdy Specjalne sp. z o. o. z Bielska-Białej, przy współudziale Wojskowej Akademii Technicznej i Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej. Prototyp wykonała Firma SZCZEŚNIAK Pojazdy Specjalne sp. z o. o. z Bielska-Białej, w ramach Projektu nr WND-DEM-1-325/00 KoPlatWysMob.

Platforma jest trzyosiowym pojazdem samochodowym 6×6, kategorii N3G. Spośród wielu właściwości wyróżnia się możliwością osiągnięcia dużych prędkości (120 km/h), co zobowiązuje producenta do wykonania badań kierowności, w celu sprawdzenia i zapewnienia bezpiecznego poruszania się tego pojazdu w ruchu drogowym.

Jednym z celów pracy jest przedstawienie i porównanie metod obliczeń ekwiwalentnego rozstawu osi pojazdów wieloosiowych zastępowanych w analizie kierowności uproszczonym, równoważnym pojazdem dwuosiowym.

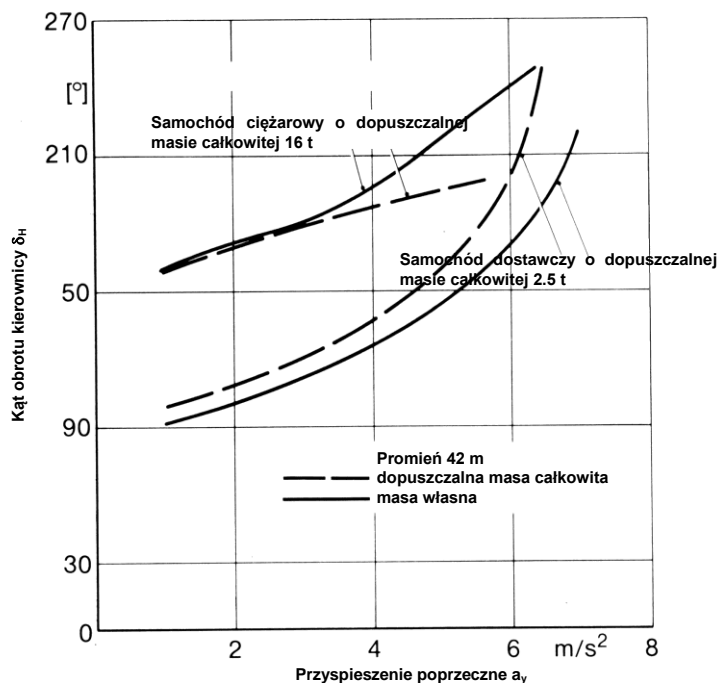
2. Ocena kierowności samochodu na podstawie eksperymentalnych badań w ustalonych stanach ruchu na torze kołowym

W przypadku badania ciężkich pojazdów samochodowych, wyniki uzyskane z prób wykonywanych w ustalonych stanach ruchu na torze kołowym są zależne od promienia toru. Dla samochodów osobowych i lekkich samochodów ciężarowych (tzw. dostawczych) taka zależność występuje, na ogół, w zakresie wyższych przyspieszeń poprzecznych pojazdu ($a_y > 4.5 \text{ m/s}^2$), co jest związane głównie z przekroczeniem zakresu liniowego współpracy opony z jezdnią. Znajduje to odzwierciedlenie w podstawowej charakterystyce kierowności; graficznej zależności zmian kąta obrotu kierownicy w funkcji przyspieszenia poprzecznego pojazdu. W samochodach ciężarowych, granica liniowości przebiegu jest różna, a często przebieg jest liniowy w całym zakresie osiągniętych przyspieszeń poprzecznych.

Na rys.1 pokazane są przykładowe przebiegi charakterystyki sterowności dla samochodów ciężarowych, zaczerpnięte z badań przeprowadzonych przez Christiana von Glasnera, wykorzystanych w [3]. Próby te zostały wykonane na torze o stałym promieniu $R = 42 \text{ m}$.

Wykonanie próby ustalonej jazdy po pełnym okręgu o dużym promieniu $R \geq 50 \text{ m}$, jest w warunkach krajowych niemożliwe ze względu na brak odpowiedniego poligonu. Dlatego też dla tych pojazdów wykonywana jest próba ustalonej jazdy po niepełnym okręgu (po odcinku łuku kołowego) metodą „stałej prędkości, zmiennego kąta obrotu kierownicy” [8, 9]. Metodyka wykonywania próby jest szczegółowo opisana w tych publikacjach. Próba polega na wykonywaniu kolejnych przejazdów ze stałą prędkością (w normie ISO [8] $50 \pm 3 \text{ km/h}$, a w normie GOST [9], $60 \pm 3 \text{ km/h}$). Próby mogą być wykonywane tą metodą także dla pojazdów innych kategorii, przy odpowiedniej prędkości (np. dla pojazdów kategorii M1, $80 \pm 3 \text{ km/h}$). Każdy przejazd rozpoczyna się od jazdy na wprost. Po ustaleniu prędkości wykonuje się obrót kierownicą i zadany kąt utrzymuje się przez czas potrzebny do ustalenia mierzonych parametrów ruchu po okręgu (nie mniej niż 3 sek.). W kolejnych przejazdach należy zwiększać kąt obrotu kierownicy δ_H , aż do wartości

granicznej osiąganego przyspieszenia poprzecznego a_y pojazdu, powodującego pojawienie się poślizgu tylnej osi, lub granicznego przechyłu poprzecznego. W normie Federacji Rosyjskiej GOST P 52302-2004 [9] zaleca się uzyskanie przyspieszenia $a_y \geq 2,5 \text{ m/s}^2$. Dla zapewnienia bezpieczeństwa w przeprowadzanych próbach rekomenduje się stosowanie odpowiednich podpór zabezpieczających.



Rys. 1. Porównawcze charakterystyki sterowności samochodów ciężarowych [3]

2.1 Miara kierowności

Miarą kierowności jest gradient kąta obrotu kierownicą względem przyspieszenia poprzecznego [2, 8]. Gradient ten inaczej zwany jest gradientem podsterowności i jest określony wzorem:

$$Grad_p = \frac{\partial \delta_H}{\partial a_y} \frac{1}{i_s} - \frac{\partial \delta_D}{\partial a_y} \quad (1)$$

gdzie: δ_H – kąt obrotu kierownicy, i_s – przełożenie kinematyczne układu kierowniczego, δ_D – porównawczy, dynamiczny kąt skrętu koła, a_y – przyspieszenie porzeczne.

Występujące we wzorze (1) przełożenie kinematyczne i_s można wyznaczyć podczas badań stanowiskowych [5].

Dla pojazdu dwuosiowego, porównawczy, dynamiczny kąt skrętu koła, jest wyznaczany ze wzoru:

$$\delta_D = \frac{L}{R} \quad (2)$$

gdzie: L – jest rozstawem osi pojazdu dwuosiowego, R – promieniem toru środka mas.

Kąt δ_D nie występuje w przypadku wykonywania próby na torze o stałym promieniu.

Rozróżniane są trzy przypadki sterowności pojazdu:

$Grad_p > 0$ – pojazd jest podsterowny

$Grad_p = 0$ – pojazd jest neutralny

$Grad_p < 0$ – pojazd jest nadsterowny

Z punktu widzenia bezpieczeństwa czynnego, trzeci przypadek jest niedopuszczalny ponieważ w praktyce oznacza zacieśnianie skrętu, co jest związane ze skłonnością do samoczynnej zmiany pasa powodującej oczywiste zagrożenie w ruchu drogowym, dla pojazdów nadjeżdżających z przeciwnika.

2.2 Zastępcze modele pojazdów wieloosiowych. Ekwiwalentny rozstaw osi

Dla pojazdów wieloosiowych we wzorze (2) zamiast L występuje ekwiwalentny rozstaw osi L_e , dwuosiowego pojazdu zastępczego. Na rys. 2 i 3 przedstawiono schematy tych pojazdów.

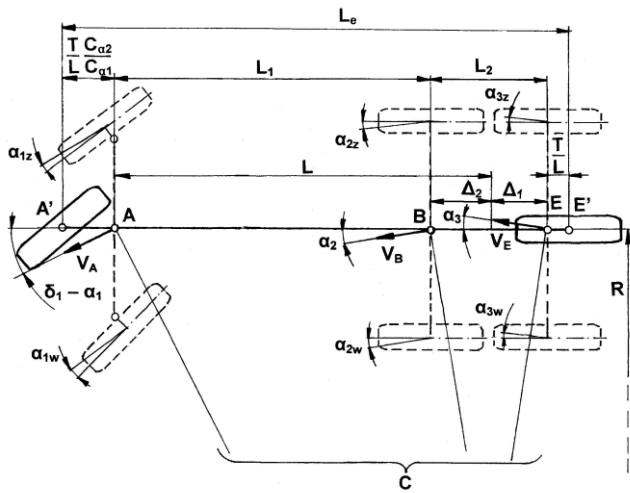
Wielkość T (tzw. *tandem factor*) jest obliczana ze wzoru:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta_i^2}{N} \quad (3)$$

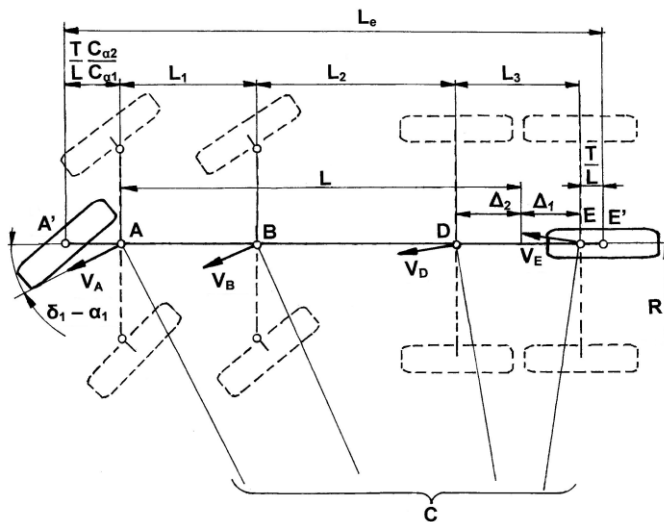
gdzie N – jest liczbą osi niekierowanych (w pojeździe trzyosiowym $N = 2$), Δ_i , $i = 1, 2$ – połowa rozstawu podwójnej osi tylnej.

W pracy [7], ekwiwalentny rozstaw osi L_e , dwuosiowego pojazdu zastępczego jest określony wzorem:

$$L_e = L \left[1 + \frac{T}{L^2} \left(1 + \frac{C_{a2}}{C_{a1}} \right) \right] \quad (4)$$



Rys. 2. Pojazd trzyosiowy i jego uproszczony model dwuosiowy. Oznaczenia:
 L – odległość I osi kierowanej od osi tylnej α_1 – średni, zastępczy kąt znoszenia I osi kierowanej, α_2 , średni, zastępczy kąt znoszenia II osi kierowanej α_3, α_4 – średnie, kąty znoszenia osi tylnych, T – „tandem factor” – wskaźnik osi podwójnej, $C_{\alpha 1}, C_{\alpha 2}$ – zastępcze współczynniki odporności na znoszenie osi przedniej, L_e – ekwiwalentny rozstaw osi, $\delta_1 - \alpha_1$ – średni kąt skrętu kół I osi

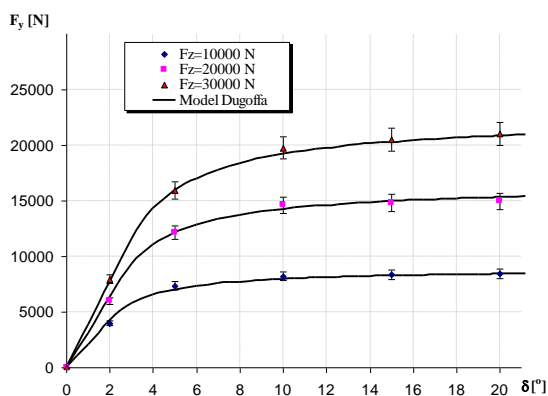


Rys. 3. Pojazd czteroosiowy i jego uproszczony model dwuosiowy. Oznaczenia jak na rys. 2

W samochodach podsterownych i neutralnych jest, na ogół, $C_{\alpha 2} \leq C_{\alpha 1}$.

Zastępcze współczynniki odporności na znoszenie, C_{a1} , C_{a2} występujące w tej zależności można wyznaczyć na podstawie charakterystyk ogumienia uzyskanych na specjalistycznych stanowiskach badawczych. Dla osi kierowanej należy jeszcze uwzględnić sztywność układu kierowniczego, którą także można wyznaczyć w badaniach stanowiskowych, nie wymagających specjalistycznych urządzeń [5]. Z równania (6) wynika, że $L_e > L$.

Na rys. 4 są pokazane charakterystyki ogumienia, dla różnych obciążeń badanego koła



Rys. 4. Przykład aproksymacji charakterystyk ogumienia wyznaczonych podczas toczenia koła ze znośnieniem bocznym (opona 255/70R22,5) [1]

Ekwiwalentny rozstaw osi można wyznaczyć na podstawie danych z badań eksperymentalnych, według wzoru [8]:

$$L_e = \frac{\partial \delta_H}{\partial \kappa} \cdot \frac{1}{i_s}, \text{ dla } a_y \approx 0 \quad (5)$$

W tym celu, z prób ustalonej jazdy po okręgu, wykonanych z bardzo małą prędkością $V = 3 - 5$ km/h (wówczas $a_y \approx 0$), należy wyznaczyć krzywiznę toru $\kappa = (1/R)$, dla przejazdów z różnymi kątami obrotu kierownicy δ_H . Ekwiwalentny rozstaw osi L_e jest współczynnikiem kierunkowej prostej, aproksymującej punkty o współrzędnych (κ, δ_k) , na wykresie $\delta_k = f(\kappa)$, gdzie $\delta_k = \delta_H / i_s$. W normie [9] prosta ta jest nazywana prostą Ackermanna (kąt Ackermanna określany w normie terminologicznej PN-ISO 8555).

3. Inna metoda analitycznego wyznaczania ekwiwalentnego rozstawu osi pojazdów wieloosiowych

Wzór (4) umożliwia analityczne wyznaczenie L_e . W pracy [3] przedstawiono wzory na promień skrętu pojazdu trzyosiowego i czteroosiowego poruszającego się z małą prędkością pojazdu. Należy zauważyć, że te wzory są wyprowadzone z zależności „czysto” kinematycznych.

Dla pojazdu trzyosiowego, z przednią osią kierowaną wspomniany wzór przyjmie postać:

$$R = \frac{L - l_2 \frac{l_1 - l_2}{L + l_1}}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{C_3}{\operatorname{tg} \delta_1} \quad (6)$$

Dla pojazdu czteroosiowego, z dwiema osiami kierowanymi z przodu, promień skrętu pojazdu jest (rys. 3):

$$R = \frac{L - \frac{l_2 l_3}{2(l_2 + l_3)}}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{C_4}{\operatorname{tg} \delta_1} \quad (7)$$

W powyższych wzorach (rys. 2 i 3): L jest odległością pomiędzy skrajnymi osiami pojazdu, l_1 jest rozstawem osi I–II (w pojeździe czteroosiowym rozstaw osi kierowanych), l_2 odległością pomiędzy osią II i III (tandem w pojeździe trzyosiowym), l_3 jest odległością osi III–IV (w pojeździe czteroosiowym), δ_1 – to średni kat skrętu kół I osi. Dla skrócenia zapisu, wprowadzono oczywiste stałe współczynniki C_3 , C_4 .

Z wzorów (6) i (7) można wyznaczyć zależności $\delta_1 = f_1(1/R)$, $\delta_1 = f_2(1/R)$, dla pojazdu trzyosiowego i czteroosiowego. Analogiczne jak w badaniach eksperymentalnych (patrz rozdz. 2.2., wzór 5), współczynnik kierunkowy prostej aproksymującej punkty na otrzymanych wykresach, jest poszukiwanym, ekwiwalentnym rozstawem osi L_e . W dalszym ciągu pracy zostaną dokonane porównanie z wartościami otrzymanymi na podstawie wzoru (4).

W celu oszacowania dokładności zastosowanych metod obliczania L_e , należałoby porównać wyniki z wartościami wyznaczonymi na podstawie danych z badań eksperymentalnych, jako najbardziej wiarygodnymi wielkościami referencyjnymi. W pracy zostaną dokonane porównania tylko dla pojazdu czteroosiowego, dla którego wyznaczono L_e także w sposób eksperymentalny.

4. Przykłady obliczeń ekwiwalentnego rozstawu osi pojazdów trzyosiowych

4.1 Samochód ciężarowy trzyosiowy z napędem na wszystkie osie (6×6), oznaczony w dalszym ciągu literą A

Obliczenia zostały przeprowadzone wg (6).

Dopuszczalna masa całkowita 7570 kg (rozkład mas na osie przednią/tylną 3810/3760 kg), rozstaw osi pierwszej i drugiej $l_1 = 2,99$ m, rozstaw osi drugiej i trzeciej (podwójnej) $l_2 = 1,25$ m, odległość od przedniej osi kierowanej do osi symetrii – podwójnej osi tylnej) wynosi $l = 3,615$ m.

Przyjmując model „rowerowy” (rys. 3) [11], wielkość przesunięcia osi tylnej $T/l = 0,106$ m (rys. 3) zaś wielkość przesunięcia (T/l) (C_{af}/C_{ar}) = 0,212 m.

Przeprowadzając odpowiednio redukcję sztywności poprzecznej opon stosownie do przyjętego modelu i wykonując proste obliczenia, wg wzoru (6) otrzymujemy $L_e = 3,928$ m.

4.2 Trzyosiowy pojazd specjalny z napędem na wszystkie osie (6×6), oznaczony w dalszym ciągu literą B

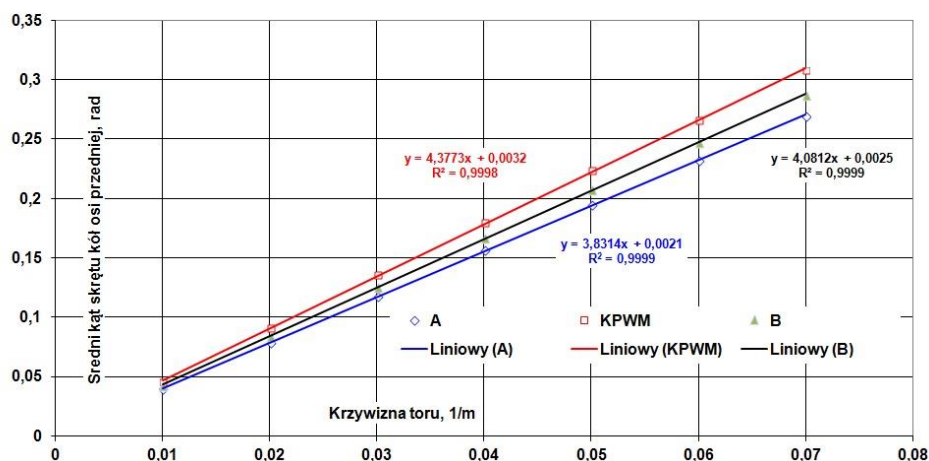
Dopuszczalna masa całkowita 13900kg (rozkład mas na osie przednią/tylną 4100/9800kg), rozstaw osi pierwszej i drugiej $l_1 = 3,315$ m, rozstaw osi drugiej i trzeciej (podwójnej) $l_2 = 1,370$ m, odległość od przedniej osi kierowanej do osi symetrii podwójnej osi tylnej wynosi $L = 3,995$ m.

Wykonując podobne obliczenia jak w p. 3.1, otrzymujemy $L_e = 4,243$ m.

4.3 Kołowa Platforma Wysokiej Mobilności, pojazd terenowy (6×6), oznaczony dalej jako KPWM

Dopuszczalna masa całkowita 34000 kg (rozkład mas na osie przednią/tylną 8000/26000 kg), $l_1 = 3,5$ m, $l_2 = 1,39$ m, $L = 4,125$. Dla tego pojazdu; $T/l = 0,102$ m, $(T/l) (C_{\alpha f}/C_{\alpha r}) = 0,204$ m.

Po wykonaniu obliczeń otrzymujemy $L_e = 4,431$ m. Zależność ta, dla pojazdu A, B i KPWM, jest pokazana na rys. 5.



Rys. 5 Zależności kąta δ_1 -przedniej osi kierowanej od krzywizny toru $1/R$, dla pojazdów trzyosiowych. Współczynnik kierunkowy prostej jest ekwiwalentnym rozstawem osi $y = L_e$, zastępczego pojazdu dwuosiowego (zamiast L (2))

W tabelicy 1 są zestawione wyniki obliczeń ekwiwalentnego rozstawu osi L_e , pojazdów trzyosiowych, przeprowadzone różnymi metodami.

Tablica 1. Wyniki obliczeń ekwiwalentnego rozstawu osi L_e , dla pojazdów trzyosiowych

Lp	Pojazd	Ekwiwalentny rozstaw osi, L_e , m			Błąd względny (I-II)/I, %
		Metoda I (wzór 4)	Metoda II (wzory 6 i 7)	Błąd bezwzgl. I-II	
1	A	3,928	3,831	0,097	2
2	B	4,243	4,081	0,162	4
3	KPWM	4,431	4,377	0,054	1,2

4.4 Pojazd czteroosiowy, 8x8, dwie przednie osie kierowane

Dla tego pojazdu wyznaczono L_e również w oparciu o dane z badań eksperymentalnych (roz. 2, wzór (5)).

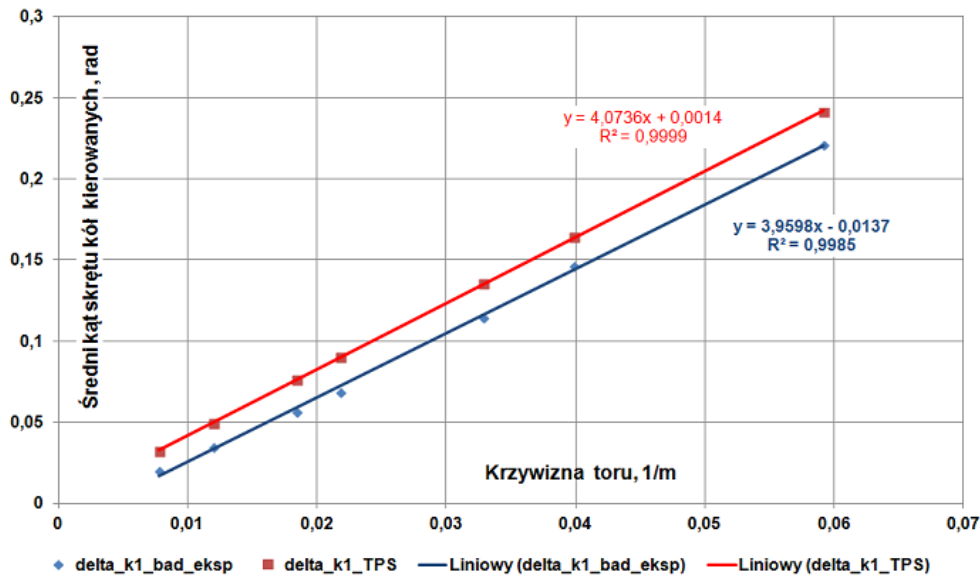
W tablicy 2 są zestawione wyniki dla pojazdu specjalnego 8x8, o masie badawczej około 20 000 kg. Odpowiednie wielkości do wzorów (4) i (7) są: $L = 4,55$ m, $l_1 = 1,4$ m, $l_2 = 1,7$ m, $l_3 = 1,45$ m.

Tablica 2. Wyniki obliczeń L_e , dla pojazdu czteroosiowego 8x8

Ekwiwalentny rozstaw osi, L_e , m					
Metoda I (wzór 4)	Metoda II (wzór 7)	III Eksperyment	Błąd względny* metody I, %	Błąd względny* metody II, %	Błąd względny met. II,** %
4,100	4,074	3,96	3,5	2,7	0,6

*względem III, **względem met. I

Na rys. 6 pokazano graficzne porównanie L_e wyznaczone metodą II (7) i eksperymentalną (por. rozdz. 2.2.)



Rys. 6. Porównanie ekwiwalentnego rozstawu osi L_e dla pojazdu czteroosiowego 8x8. Linia czerwona-przebieg wyznaczony na podstawie wzoru (7). Linia granatowa – przebieg wyznaczony na podstawie danych z badań eksperymentalnych

3. Wnioski

Porównanie metod obliczania ekwiwalentnego rozstawu osi L_e pojazdów wieloosiowych metodami analitycznymi z wielkościami referencyjnymi, pozwoliło na oszacowanie błędu względnego i ocenę przydatności zastosowanych metod.

W przypadku pojazdu trzyosiowego, z kierowaną osią przednią błąd ten nie przekracza 4%. Jako wielkość referencyjną przyjęto wartość L_e obliczoną wg. [7], z uwzględnieniem odporności na znoszenie opon – wzór (4) z rodz. 2.2 pracy. Dla tych pojazdów nie wykonywano badań poligonowych metodą „stałej prędkości, zmiennego kąta obrotu kierownicy”.

Dla pojazdu czteroosiowego, z dwiema osiami kierowanymi z przodu pojazdu błąd względny przekracza 1% przy wielkości referencyjnej wg wzoru (4), oraz 4%, przy wielkości referencyjnej wyznaczonej na podstawie danych z badań poligonowych.

Praca została wykonana w ramach Projektu nr WND-DEM-1-325/00 KoPlatWysMob, współfinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju oraz Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

The full text of the article is available in Polish online on the website

<http://archiwummotoryzacji.pl>

Tekst artykułu w polskiej wersji językowej dostępny jest na stronie <http://archiwummotoryzacji.pl>

Literatura

- [1] Luty W. Analiza właściwości nowych konstrukcji ogumienia kół jezdnych samochodu ciężarowego średniej ładowności. Praca zbiorowa pt. Analiza wpływu ogumienia nowych konstrukcji na bezpieczeństwo samochodu w ruchu krzywoliniowym. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2009r. ISBN978-83-61486-21-3, str.7-18.
- [2] Pieniążek W. Selected problems concerning Road tests on active safety automobiles, w Monografii M35 „Automotive safety problems, Vol. 2 , edited by T. L. Stańczyk, Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, s. 25–43,
- [3] BOSCH, Informator Motoryzacyjny, wydanie III
- [4] Techniczny Poradnik Samochodowy, Rozdz. H. Mechanika Pojazdów, WKiŁ, Warszawa, str. 678–683
- [5] Praca zbiorowa, Laboratorium z Budowy Samochodów, Wyd Politechniki Krakowskiej, Kraków 1993
- [6] Świder P, Teoria ruchu samochodów, cz. I, Wyd. Politechniki Krakowskiej, 2012 (s.143)
- [7] Winkler Ch B. Simplified Analysis of the Steady State Turning of Complex Vehicles, Vehicle Systems Dynamics, 29 (1998), s. 141–181
- [8] ISO 14792-2003, Road vehicles – Heavy commercial vehicles and buses – Steady state circular test
- [9] ГОСТ Р 52302-2004 Автотранспортные средства. Управляемость и Устойчивость. Технические Требования,