

Prof. dr hab. inż. Leon Prochowski

Wojskowa Akademia Techniczna
ul. Gen. S. Kaliskiego, 00-908 Warszawa, Polska
e-mail: lprochowski@wat.edu.pl
Przemysłowy Instytut Motoryzacji
ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, Polska

Mgr inż. Karol Zielonka

Przemysłowy Instytut Motoryzacji
ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, Polska
tel.: +48 22 811 13 97
e-mail: k.zielonka@pimot.org.pl

Analiza zagrożenia przewróceniem się autobusu piętrowego podczas omijania przeszkody (ujęcie analityczne i symulacja komputerowa)

Streszczenie: Podczas analizy krytycznych sytuacji w ruchu drogowym szczególną uwagę warto skierować na zachowanie się autobusów piętrowych (double deck) w ruchu krzywoliniowym. Pojazdy te, wobec wysoko położonego środka masy, są zagrożone przewróceniem się pod działaniem sił bocznych już przy stosunkowo niskich wartościach prędkości jazdy.

W pracy przedstawiono ujęcie analityczne w odniesieniu do ruchu autobusu na łuku drogi oraz symulację komputerową procesu omijania nagle pojawiającej się przeszkody. W pierwszym etapie analizie poddano zagrożenia podczas ruchu krzywoliniowego o stałym promieniu, a w drugim rozważa się ruch krzywoliniowy z dynamicznie zmiennym promieniem.

Analiza zagrożenia przewróceniem się podczas gwałtownego omijania przeszkody jest oparta na modelu dynamiki autobusu o 12 stopniach swobody. Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu zbudowanego w tym celu programu obliczeniowego, w którym aplikowano model autobusu piętrowego i model kierowcy, dostosowany do analizowanej sytuacji drogowej.

Słowa kluczowe: *bezpieczeństwo ruchu drogowego, autobusy piętrowe, przewracanie się autobusów (bus rollover), szkolenie kierowców autobusów*

1. Wstęp

W ostatnich latach coraz więcej uwagi poświęca się na poznanie czynników, które wywołują sytuacje krytyczne w ruchu pojazdów samochodowych. Zagadnienia obejmujące te czynniki są analizowane na podstawie wyników badań pojazdów i ich modeli.

Autobusy piętrowe (double deck) są oddzielną kategorią pojazdów samochodowych, na którą zwiększa się zapotrzebowanie wobec dużej ich możliwości przewozu osób. Szybko rośnie liczba autobusów piętrowych w ruchu międzymiastowym. Zatem widoczna staje się potrzeba prowadzenia badań, które pozwolą poznać m. in. charakterystyczne cechy ich zachowania się w krytycznych warunkach ruchu. Niewielka liczba i wysoki koszt autobusów

piętrowych ograniczają możliwości ich badań w warunkach zagrożenia przewróceniem się. Z tego powodu brakuje wiarygodnych danych do modelowania sytuacji przedwypadkowych tych pojazdów i poznawania procesu przewracania się autobusów piętrowych.

Wśród czynników, które wywołują sytuacje krytyczne podczas eksploatacji pojazdów warto wymienić przede wszystkim gwałtownie wykonywane manewry w ruchu krzywoliniowym, w tym omijania nagle pojawiających się przeszkód [18].

Analiza sytuacji krytycznych w ruchu krzywoliniowym zwykle jest prowadzona w aspekcie doskonalenia symulacyjnych modeli układów wspomagania kierowców samochodów osobowych, SUV i ciężarowych na zadanym torze jazdy [2, 5, 7, 15]. Procesy przewracania się samochodów ciężarowych i specjalnych są badane także na podstawie analizy zachowania się zdalnie sterowanych ich mobilnych modeli fizycznych w zmniejszonej skali [14, 19]. Oddzielną grupę stanowią prace dotyczące analizy zagrożeń wypadkowych i doskonalenia systemów ochrony osób jadących w autobusach [6, 10, 11, 16]. Natomiast brakuje wyników badań procesów powstawania zagrożeń w ruchu krzywoliniowym autobusów piętrowych, których rezultaty stanowić mogą wskazania do definiowania warunków eksploatacji i szkolenia kierowców w aspekcie minimalizacji zagrożenia przewróceniem się tych pojazdów w ruchu drogowym. W tym aspekcie ważnym czynnikiem jest także bardzo niskie położenie miejsca kierowcy w autobusach piętrowych (poniżej podłogi pierwszego poziomu), które powoduje, że kierowca niedostatecznie odczuwa pojawiające się symptomy zagrożenia przewróceniem się.

Statystyki wypadków potwierdzają, że najcięższe (najwięcej ofiar) są wypadki z przewróceniem autobusu [10]. Cechą charakterystyczną tych wypadków jest to, że większość z nich ma miejsce bez kolizji z innymi pojazdami lub przeszkodami drogowymi [6]. W wypadkach autobusowych z przewróceniem stosunek liczby zabitych do liczby wypadków jest 1,5 wyższy niż dla wszystkich innych rodzajów wypadków autobusowych [6], a dla liczby osób ciężko rannych ten wskaźnik wynosi 1,8.

Zasadniczym celem prowadzonej dalej analizy jest wyznaczenie wartości czynników, charakteryzujących sytuacje krytyczne w ruchu drogowym autobusów piętrowych. Dokonano analizy zagrożeń, które ujawniają się w krytycznych sytuacjach. Praca zawiera wyniki obliczeń, które dają podstawę do opracowania wskazań, ważnych na etapie szkolenia kierowców i ustalania warunków eksploatacji tego specyficznego pojazdu. Wnioski z tej analizy mają znaczenie podczas definiowania ograniczeń w warunkach eksploatacji pojazdów [14, 16, 18]. W prowadzonych obliczeniach poszukuje się wartości krytycznej prędkości jazdy, a jednocześnie wartości innych wielkości wynikających z ruchu krzywoliniowego, które mogą sygnalizować kierowcy sytuację przedwypadkową. Rejestracja tak wybranych wielkości ułatwi analizę wypadków drogowych [13]. Przewrócenie się samochodu należy do najbardziej złożonych (trudnych do analizy) wypadków drogowych.

2. Ryzyko przewrócenia się autobusu

Punktem wyjścia do wyznaczenia ryzyka przewrócenia się pojazdu w praktycznym zastosowaniu jest tzw. wskaźnik SSF. Wskaźnik SSF (Static Stability Factor) [7], obliczany jest na podstawie parametrów konstrukcyjnych pojazdu

$$SSF = \frac{b_K}{2h_S} \quad (1)$$

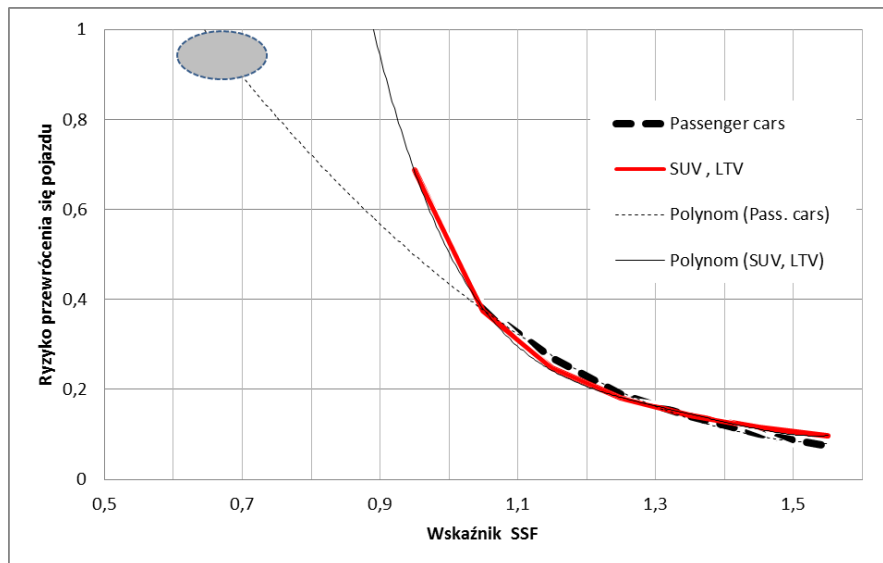
gdzie b_K jest rozstawem kół, a h_S to wysokość położenia środka masy.

Obliczone wartości wskaźnika podano w tabeli 1. Im mniejsza jest wartość tego wskaźnika tym ryzyko przewrócenia się pojazdu jest większe [18]. Zatem w autobusach piętrowych mamy bardzo duże zagrożenie przewrócenia się tych pojazdów, co potwierdzają statystyki

wypadków drogowych [1, 10, 11]. Rysunek 1 ilustruje oszacowanie zależności ryzyka przewrócenia się pojazdu od wartości SSF. Ryzyko to wyraża stosunek liczby wypadków z przewróceniem się pojazdu do ogólnej liczby wypadków analizowanej kategorii pojazdów.

Tab. 1. Wartości wskaźnika SSF

Pojazd samochodowy	Wartość SSF
Samochody osobowe	1,2- 1,55
SUV i LTV	1,0- 1,2
Autobusy klasyczne	0,85- 1,0
Autobusy piętrowe	0,6- 0,75



Rys. 1. Zależność ryzyka przewrócenia się pojazdu od wartości wskaźnika SSF, obszar zaczerpniony wskazuje prognozę dla autobusów piętrowych

Przy obliczaniu ryzyka brano pod uwagę tylko wypadki, które miały miejsce bez udziału innych pojazdów. Na rysunku 1 linie pogrubione są wyznaczone na podstawie analizy wypadków drogowych samochodów osobowych (linia kreskowa) oraz samochodów SUV i LTV (linia ciągła) [1, 7]. W pracy [7] rezultaty analizy wypadków samochodów SUV i LTV ujęto analitycznie w postaci linii regresji (logistic regression model), która pozwala na obliczanie ryzyka przewrócenia się pojazdu (rollrate) podczas wypadku drogowego

$$Rollrate = \frac{1}{1 + e^{[C_1 + C_2 \ln(SSF - 0,90)]}} \quad (2)$$

gdzie $C_1=2,7546$, $C_2=1,1814$

Przebieg tej linii w zależności od wartości wskaźnika SSF (linia czerwona, ciągła pogrubiona) pokazano też na rys. 1. Na rysunku tym dodano dwie cienkie linie, które są wynikiem własnych obliczeń ekstrapolacyjnych z wykorzystaniem danych podanych w [1, 7]. Ich przebieg scharakteryzowano w tabeli 2.

Tab. 2. Równania regresji i oszacowanie wskaźnika ryzyka (RW) przewrócenia się pojazdu

Równanie regresji wskaźnika ryzyka	Wskaźnik determinacji R^2	Źródło danych
$RW = 1,045SSF^2 - 3,312SSF + 2,702$	0,998	[1], linia kreskowa
$RW = 14,989SSF^4 - 81,179SSF^3 + 164,87SSF^2 - 149,18SSF + 50,999$	0,999	[7], linia ciągła

Na podstawie ekstrapolacji tych danych do obszaru wartości SSF, które odpowiadają autobusom piętrowym, można wnioskować, że ryzyko przewrócenia się autobusu piętrowego jest prawie 3 razy wyższe niż dla samochodów osobowych. To mocno podkreśla zagrożenie przewrócenia się autobusu piętrowego i uzasadnia potrzebę analizy tego problemu.

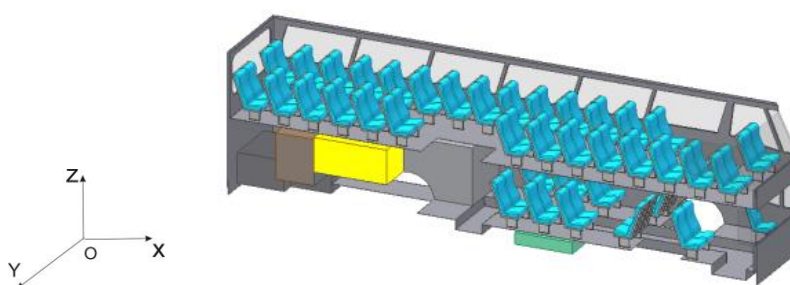
3. Przygotowanie modelu statycznego

Dominującą przyczyną przewracania się pojazdów są nadmierne siły boczne (zwykle siły bezwładności), które występują podczas wykonywania złożonych manewrów drogowych.

Badania w tym zakresie mogą być oparte o obliczenia analityczne oraz symulacje komputerowe, a ich celem jest przede wszystkim:

- ustalenie wartości krytycznej prędkości jazdy;
- uzyskanie informacji o czynnikach eksploatacyjnych, wskazujących kierowcy na powstające zagrożenie, jeszcze przed osiągnięciem krytycznego przechyłu nadwozia.

Prowadzenie tych obliczeń wymaga przygotowania zestawu wiarygodnych danych, które charakteryzują istotne cechy konstrukcyjne autobusów piętrowych. Dane takie są trudno dostępne. W tej sytuacji, w celu pozyskania koniecznych wartości parametrów charakteryzujących konstrukcję autobusu zbudowano jego model statyczny [17]. Został on wykorzystany do możliwie dokładnego wyznaczenia współrzędnych środka masy oraz wartości centralnych momentów bezwładności nadwozia bez i pasażerami (także ich bagażem). Model statyczny został zbudowany na podstawie analizy konstrukcji autobusów piętrowych (double deck) i składa się z wielu brył, których geometria i rozkład masy odpowiada zasadniczym elementom autobusu. Punktem wyjścia były dostępne dane techniczne autobusów Skyliner L, TD 925 i B9TL 6x2 [4, 21]. Ogólna budowa modelu statycznego jest pokazana na rysunku 2.



Rys. 2. Rozmieszczenie brył i foteli w modelu statycznym [17]

Zasadnicze wyniki obliczeń, które wykonano na podstawie zbudowanego modelu statycznego, umieszczono w tabeli 3.

Tab. 3. Wartości parametrów modelu autobusu piętrowego, bez i z pasażerami oraz bagażem [17]

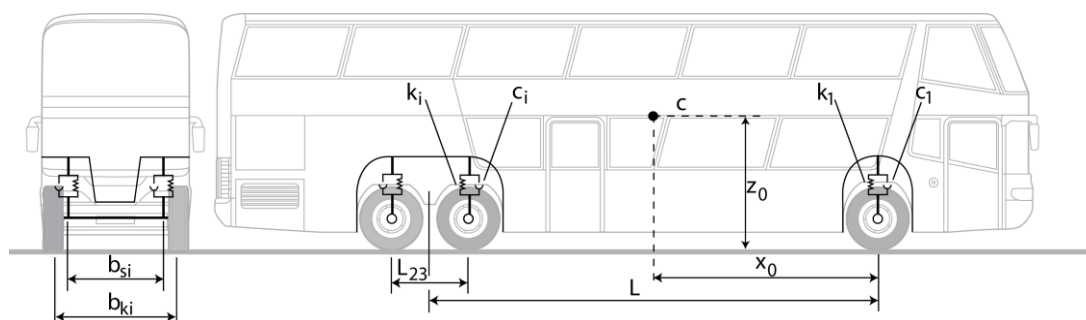
Długość	14,00 m	Rozstaw osi 1-2	6,90 m
Wysokość	4,20 m	Rozstaw osi 2-3	1,30 m
Szerokość	2,50 m		
Autobus bez pasażerów, masa 17275 kg		Moment bezwładności nadwozia	
Położenie środka masy (por. rys. 3)			
X_0	5,28 m	I_x	35000 kg·m ²
Y_0	0	I_y	298000 kg·m ²
Z_0	1,45 m	I_z	288000 kg·m ²
Autobus z kompletem pasażerów, masa 25000kg			
X_0	5,25 m	I_x	49000 kg·m ²
Y_0	0	I_y	411000 kg·m ²
Z_0	1,73 m	I_z	396000 kg·m ²

4. Model drgań zawieszenia

Oddzielny etap obliczeń wstępnych ukierunkowano na wyznaczenie wartości sztywności i tłumienia w zawieszeniu poszczególnych osi jezdnych. Do obliczeń wykorzystano model drgań pionowych i kątowych poprzecznych bryły nadwozia na trzech osiach jezdnych, w którym blisko siebie położone osie jezdne 2 i 3 zastąpiono jedną osią zastępczą. Oś zastępcza jest w odległości L od osi przedniej autobusu (rys. 3). Wyniki tych obliczeń (tab. 5) są jednocześnie danymi wejściowymi do obliczeń ruchu modelu autobusu podczas omijania nagle pojawiającej się przeszkody.

Tab. 4. Dane początkowe podczas obliczeń parametrów zawieszenia autobusu; oznaczenie W_0 odnosi się do zestawu danych nominalnych

Autobus bez pasażerów	Zawieszenie W_0
Ugięcie statyczne zawieszenia	0,15 m
Autobus z pasażerami	
Ugięcie statyczne zawieszenia	0,19 m



Rys. 3. Rysunek modelu autobusu i zastosowane oznaczenia

Praktyczne spełnienie kryterium komfortu jazdy jest widoczne m.in. w zapewnieniu częstości drgań własnych nadwozia (pionowych i kątowych poprzecznych) w przedziale 1- 1,6 Hz. Pominięto opis szczegółowych obliczeń w tym zakresie.

Tab. 5. Obliczone wartości parametrów zawieszenia W0

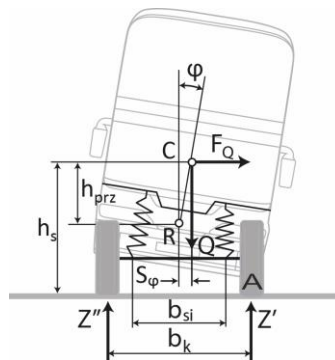
Parametr zawieszenia	Miano	Autobus bez pasażerów	Autobus z kompletem pasażerów
Współczynnik sztywności zawieszenia, obliczony dla położenia równowagi statycznej, w kolejności zawieszenie osi nr 1, 2, 3.	kN/m	339; 395; 395	387; 452; 452
Bezwymiarowy współczynnik tłumienia (critical damping ratio), γ		0,44	0,36
Częstość drgań pionowych nadwozia	rad/s	8,09	7,00
Częstość drgań kątowych nadwozia	rad/s	6,58	5,73

5. Obliczenia analityczne

Wobec braku dostępu do wyników badań zachowania się autobusów piętrowych w krytycznej sytuacji w ruchu krzywoliniowym, przeprowadzono obliczenia analityczne, do których wykorzystano wcześniej wyznaczone parametry modelu statycznego. Ich celem było oszacowanie wartości prędkości jazdy na łuku drogi, przekroczenie której spowoduje następujące sytuacje krytyczne:

- zarzucenie osi kół napędowych;
- oderwanie się kół jednej strony pojazdu od drogi;
- przechył nadwozia do stanu równowagi nietrwałej (rys. 5b).

Przy takich rozważaniach, chwila oderwania się kół jednej strony pojazdu od drogi jest najczęściej przyjmowanym czynnikiem początkowym procesu wywracania się pojazdu na bok. Na rysunku 4 pokazano układ sił działających na model statyczny na łuku drogi.



Rys. 4. Przechyłenie poprzeczne nadwozia, opartego na elastycznym zawieszeniu, wywołane działaniem siły bocznej w środku masy nadwozia

Pominięto niewielki wpływ ugięcia opon na przechył nadwozia. Ruch przechyłu nadwozia następuje wokół osi przechyłu poprzecznego, której ślad R zaznaczono na rys. 4. Na podstawie równania równowagi momentów sił działających na nadwozie względem osi przechyłu R, mamy

$$F_Q \cdot h_{prz} + Qs_\varphi = M_{spr} \quad (3)$$

gdzie: M_{spr} – moment sił sprężystości zawieszenia, który obliczono

$$M_{spr} = \left[2 \sum_i^n \left(k_i \frac{b_{si}^2}{4} + k_{si} \right) \right] \varphi = k_\varphi \varphi \quad (4)$$

gdzie:

k_i, b_{si} – według rysunków 3 i 4;

k_{si} – współczynnik sztywności stabilizatora i – tej osi kół;

$k_\varphi = f(\varphi)$ – sztywność kątowna zawieszenia kół przy przechyleniu nadwozia o kąt φ .

Przyjmując, że:

$$s_\varphi \cong h_{prz} \varphi \quad (5)$$

po przekształceniach otrzymano

$$\varphi \cong \frac{F_Q h_{prz}}{k_\varphi - Q h_{prz}} \quad (6)$$

Proces przewracania się pojazdu pod działaniem siły odśrodkowej F_Q jest zapoczątkowany zbliżaniem się do zera wartości reakcji normalnych Z_i'' (rys. 4). Wykorzystując równanie równowagi momentów, obliczone względem punktu A na rys. 4, mamy

$$F_Q h_s - Q \left(\frac{b_K}{2} - s_\varphi \right) = 0, \quad \text{gdzie } F_Q = \frac{Q v^2}{g R} \quad (7)$$

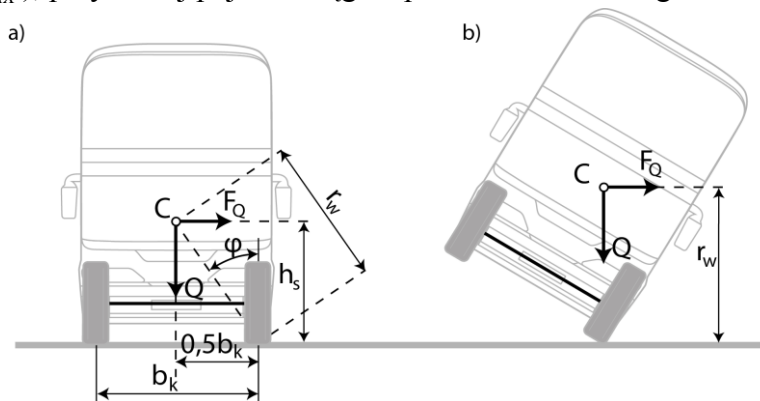
Podstawiając (5 i 6) do powyższego równania, otrzymano

$$\frac{Q v^2}{g R} h_s - Q \frac{b_K}{2} + Q h_{prz} \frac{\frac{Q v^2}{g R} h_{prz}}{k_\varphi - Q h_{prz}} = 0 \quad (8)$$

Stąd wyznaczono wartość maksymalną prędkości jazdy $v \rightarrow v_{MAX}$, której przekroczenie rozpocznie proces wywracania się pojazdu na łuku drogi

$$v_{MAX} = \sqrt{b_K g R \frac{k_\varphi - Q h_{prz}}{2 h_s (k_\varphi - Q h_{prz}) + 2 Q h_{prz}^2}} \quad (9)$$

W kolejnym kroku rozważono proces narastania kąta przechyłu poprzecznego nadwozia, prowadzący do wywrócenia pojazdu (rys. 5). Obliczono zatem prędkość v_{kr} (większą niż v_{MAX}), przy której pojazd osiągnie położenie równowagi nietrwalej (rys. 5b).



Rys. 5. Położenie pojazdu w czasie wywracania; a- stan początkowy, b – położenie równowagi nietrwalej

Przejście od położenia pokazanego na rysunku 4 do widocznego na rys. 5b jest rezultatem pracy wykonanej przez siłę F_Q , a mianowicie

$$\Delta F_Q = \frac{mv_{kr}^2}{R} - \frac{mv_{MAX}^2}{R} = \frac{m}{R}(v_{kr}^2 - v_{MAX}^2) \quad (10)$$

Stąd, po przekształceniach, wyznaczono v_{kr} w sposób następujący

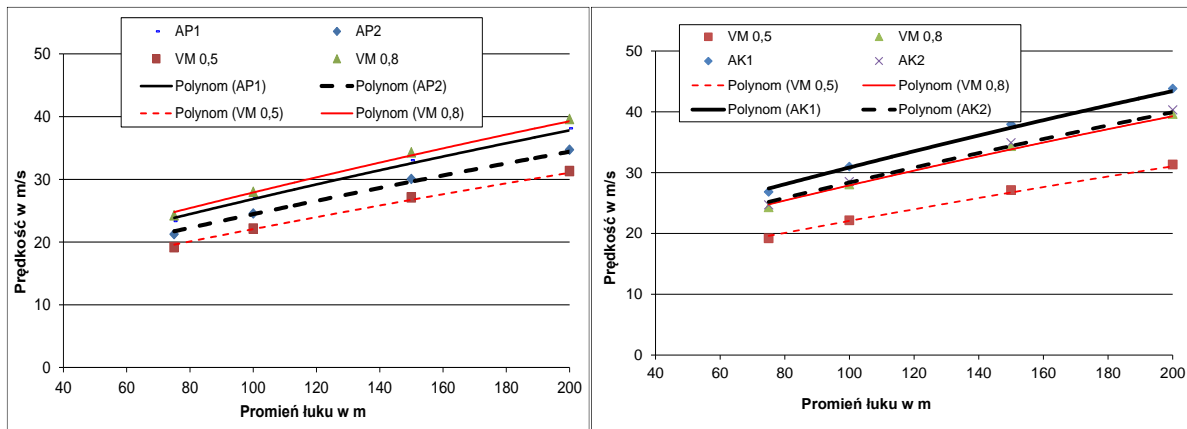
$$v_{kr} = \sqrt{\frac{2Rg}{b_K}(r_W - h_S) + v_{MAX}^2} \quad (11)$$

Powyższe zależności wykorzystano do obliczeń analitycznych, których rezultaty umożliwiają ocenę właściwości eksploatacyjnych i zagrożeń w ruchu krzywoliniowym. Obliczenia rozpoczęto od wyznaczenia prędkości jazdy, przy której nastąpi zarzucenie osi kół napędowych (osi zastępczej) [16]:

$$v_M = \sqrt{\beta_N g R} \quad \beta_N = \gamma_1 \mu \frac{L - x_0}{L} + \gamma_2 \frac{x_0}{L} \sqrt{\mu^2 - \gamma_{N2}^2} \quad (12)$$

gdzie R jest promieniem łuku, a γ_i współczynnikiem dociążenia i -tej osi kół autobusu wywołany działaniem siły napędowej, γ_{N2} jest jednostkową siłą napędową [16].

Na rysunku 6 pokazano wyniki obliczeń v_{MAX} według zależności (9). Wyznaczone wartości prędkości v_{MAX} sygnalizują początek procesu oderwania kół od drogi po stronie, która jest odciążona w rezultacie działania siły bocznej. Wyniki te zestawiono z obliczeniami prędkości, przy której wystąpi zarzucenie osi kół napędowych v_M . Prędkość zarzucania wyznaczono dla dwóch wartości współczynnika przyczepności $\mu = 0,5$ i $0,8$ (oznaczone VM0,5 i VM0,8 na rys. 6).



Rys. 6. Zależność wartości prędkości oderwania kół v_{MAX} (linie pogrubione) i prędkości zarzucania v_M (linie cienkie czerwone) od promienia łuku drogi, po której jedzie autobus; aproksymacja wielomianowa; oznaczenia AP1 i AP2 dotyczą autobusu piętrowego bez i z kompletem pasażerów, a oznaczenia AK1 i AK2 dotyczą autobusu klasycznego

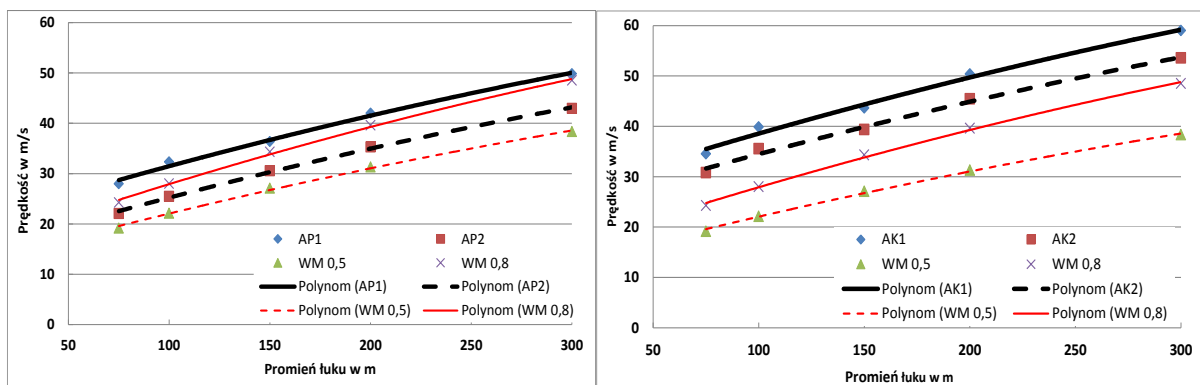
Wyraźnie widoczny jest ważny aspekt zachowania się autobusów piętrowych, dla których zakresy prędkości jazdy na łuku drogi, przy której nastąpi zarzucenie osi napędowej i początek procesu wywracania się pokrywają. To ważna różnica w zachowaniu się

autobusów piętrowych w porównaniu z autobusami klasycznymi, gdzie zakresy te nie pokrywają się (por. rys. 6 i 7). Ta różnica w zachowaniu się autobusów w krytycznej sytuacji ma duży wpływ na bezpieczeństwo jazdy, szczególnie w sytuacji, w której ci sami kierowcy wykorzystują różne autobusy.

Porównanie wyników obliczeń, z których część pokazano na rysunku 6 wskazuje, co następuje:

- prędkość początku zarzucania v_M na nawierzchniach o współczynniku przyczepności 0,5 – 0,6 jest mniejsza od prędkości początku wywracania v_{MAX} , co może „informować” kierowcę o powstającym zagrożeniu i sygnalizuje sytuację krytyczną w ruchu autobusów piętrowych bez i z pasażerami;
- prędkość początku zarzucania na nawierzchniach o wysokiej wartości współczynnika przyczepności (0,7 – 0,8) nie jest wyraźnie mniejsza od prędkości początku wywracania v_{MAX} , co stwarza wyjątkowo niebezpieczną sytuację drogową w chwili pojawienia się sił bocznych o znacznej wartości.

Prędkość, przy której pojazd osiąga stan równowagi nietrwałej według rysunku 5b, obliczona na podstawie zależności (11), dalej jest traktowana jako prędkość krytyczna na łuku drogi.



Rys. 7. Zależność prędkości krytycznej wywracania v_{kr} (linie pogrubione) i prędkości zarzucania v_M (linie cienkie czerwone) od promienia toru jazdy autobusu; oznaczenia linii jak na rys. 6

Na rysunku 7 linią pogrubioną (AP1 i AP2) zaznaczono zmiany wartości prędkości krytycznej autobusu piętrowego w funkcji promienia łuku drogi. Wartości te są zdecydowanie mniejsze (o ok. 10 m/s) od wartości obliczonych dla autobusów klasycznych (linie pogrubione AK1 i AK2). Na bardziej szczegółowe porównanie zachowania się autobusu piętrowego i klasycznego w sytuacjach krytycznych na łuku drogi pozwalają wartości w tabelach 6 i 7.

Tabela 6. Charakterystyczne wartości prędkości jazdy autobusu, v_{MAX} i v_{kr} [m/s] w ruchu na łuku drogi

Parametr	Wartość dla R=100 m	Wartość dla R=200 m
Autobus klasyczny; prędkość oderwania kół od drogi		
- bez pasażerów	30,9	43,7
- z kompletem pasażerów	28,4	40,2
Autobus piętrowy; prędkość oderwania kół od drogi		
- bez pasażerów	26,9	38,1
- z kompletem pasażerów	24,9	35,2
Autobus klasyczny; prędkość krytyczna przewracania się		
- bez pasażerów	36,8	52,1
- z kompletem pasażerów	34,1	48,2
Autobus piętrowy; prędkość krytyczna przewracania się		
- bez pasażerów	32,4	45,8
- z kompletem pasażerów	30,0	42,5

Kąt przechyłu krytycznego obliczono na podstawie analizy przechyłu modelu statycznego autobusu, a wartości zestawiono w tabeli 7.

Tabela 7. Zestawienie wartości kąta przechyłu krytycznego autobusów

Autobus	Wysokość środka masy, m	Kąt przechyłu krytycznego, stopnie
Klasyczny	1,1 – 1,3	38 - 45
Piętrowy	1,4 - 1,7	31- 38

6. Sytuacja drogowa. Modelowanie kierowcy

Narastanie natężenia ruchu i prędkości jazdy powoduje, że manewr omięcia nagle pojawiającej się przeszkody staje się coraz trudniejszy do bezpiecznego wykonania. W pracy [5] rozważono problem w ruchu samochodów osobowych i pokazano, że manewr omijania może być bardziej korzystny niż hamowanie. Proces omijania zawiera w sobie odcinki jazdy krzywoliniowej o zmiennym promieniu. Do jej realizacji zastosowano model kierowcy, który samoczynnie zmienia kąt skrętu kół kierowanych.

Został przyjęty model kierowcy, który śledzi zadany tor jazdy autobusu. Prowadzone w [3] badania i pomiary pozwoliły oszacować zakres zmian wartości parametrów, charakteryzujących działanie kierowcy podczas manewru omijania przeszkody. Zastosowano w tym celu model PID, czyli proporcjonalno-całkująco-różniczkujący, w którym maksymalny kąt skrętu kół wynosi 25 stopni, a kąt obrotu kierownicy wynosi do 500 stopni i może być osiągnięty w czasie 1 sekundy.

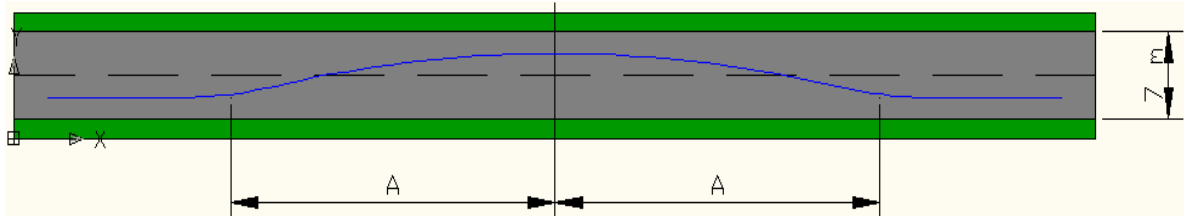
Oddziaływanie od modelu kierowcy jest wymuszeniem, działającym na model autobusu.

7. Model dynamiki ruchu autobusu

Rozważa się ruch na płaskim i poziomym odcinku dwupasowej drogi (bez poprzecznego nachylenia) o szerokości 7m i z poboczem utwardzonym. Pokazany na rysunku 8 plan dotyczy następującej sytuacji drogowej:

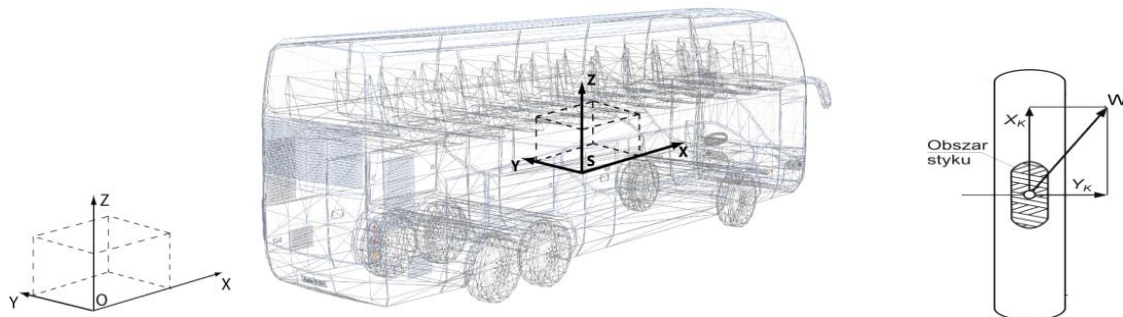
- na pasie jazdy autobusu nagle pojawia się przeszkoda;

- odległość od przeszkody w chwili jej zauważenia przez kierowcę jest krótsza niż długość drogi zatrzymania autobusu;
- na sąsiedni pas drogowy można wjechać na czas krótszy niż 3- 4 s.



Rys. 8. Plan sytuacji drogowej, wykorzystany podczas symulacji manewru omijania nagle pojawiającej się przeszkody

Pokazany na rysunku 8 plan sytuacji drogowej jest zarysem toru ruchu środka masy autobusu, w którym $A=30$ m. Tor ten jest zaznaczony linią czerwoną na rysunku 11. Na rysunku 9 pokazano układy odniesienia, przyjęte podczas budowy modelu dynamiki autobusu.



Rys. 9. Przyjęte układy odniesienia oraz reakcje styczne w styku kół z drogą; Oxyz – układ globalny; Sxyz – układ lokalny

Nadwozie w modelu jest bryłą sztywną o sześciu stopniach swobody. Uwzględnione są niezależne ruchy każdego z kół (wzdłuż osi równoległych do osi pionowej nadwozia) w wyniku uginania zawieszenia. W rozważonym modelu jest sześć stopni swobody, które związane są z obrotem własnym kół jezdnych.

Równania ruchu bryły nadwozia wyrażają się zależnościami, odpowiednio

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} = \sum_{i=1}^n F_{xi} \\ m\ddot{y} = \sum_{i=1}^n F_{yi} \\ m\ddot{z} = \sum_{i=1}^n F_{zi} \\ I_x \dot{\omega}_x + I_z \omega_y \omega_z - I_y \omega_y \omega_z = \sum_{j=1}^k M_{x'j} \\ I_y \dot{\omega}_y + I_z \omega_x \omega_z - I_x \omega_x \omega_z = \sum_{j=1}^k M_{y'j} \\ I_z \dot{\omega}_z + I_y \omega_x \omega_y - I_x \omega_x \omega_y = \sum_{j=1}^k M_{z'j} \end{array} \right. \quad (13)$$

przy czym symbol „prim” (‘) oznacza odniesienie wielkości fizycznej do układu współrzędnych {Sxyz}.

- m – masa pojazdu,
 \vec{r} – wektor od początku inercjalnego układu współrzędnych do środka masy pojazdu o współrzędnych (x, y, z) , wyrażony w układzie $\{Oxyz\}$,
 I_i – momenty bezwładności nadwozia pojazdu względem środka masy, wyrażone w układzie $\{Sxyz\}$, czyli $I_{x'}, I_{y'}, I_{z'}$,
 $F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}, M_{xi}, \dots$ – odpowiednio siły i momenty zewnętrzne, działające na nadwozie,
 $\omega_{x'}, \omega_{y'}, \omega_{z'}$ – rzuty wektora prędkości kątowej nadwozia w układzie $\{Sxyz\}$.

Zachowanie się autobusu przy wymuszeniu zadanym przez model kierowcy zależy od współpracy opon z nawierzchnią drogi [8]. Opis sił działających na koła oparto o semiempiryczny model opony TMeasy [20], który umożliwia aproksymację sił i momentów generowanych przez oponę na podstawie wcześniej określonych doświadczalnie charakterystyk poślizgu koła ogumionego. Model TMeasy uwzględnia charakterystyki reakcji wzdłużnej X_K w zależności od poślizgu wzdłużnego i reakcji poprzecznej Y_K , zależnej od poślizgu poprzecznego. Do ich wyznaczenia wykorzystano wyniki badań opon 255/70 R22.5 [9].

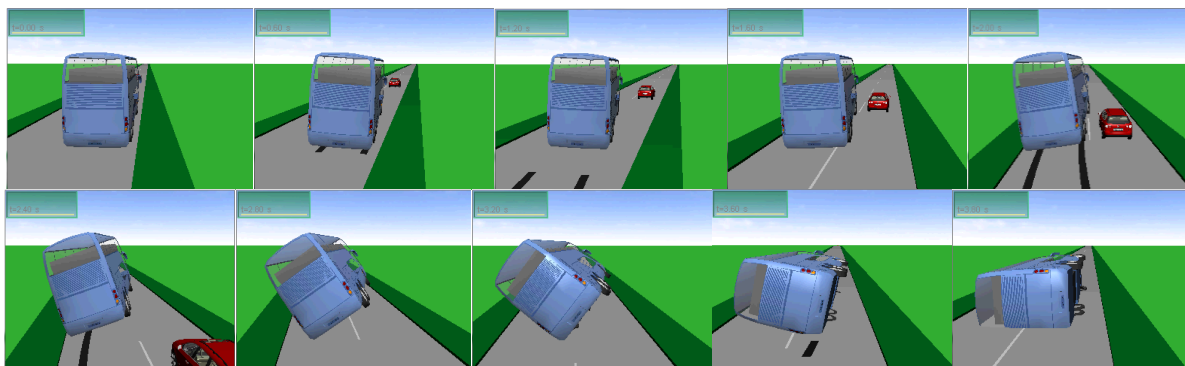
Wartości reakcji jezdni na każdym kole wyznaczone są w każdym kroku obliczeń w układzie $\{Sxyz\}$, zgodnie z aktualnym stanem ruchu i z uwzględnieniem lokalnej przyczepności, czyli

$$\sqrt{X_K^2 + Y_K^2} = W; \quad W \leq \mu Z_K \quad (14)$$

gdzie X_K i Y_K są reakcjami stycznymi, μ jest współczynnikiem przyczepności, a Z_K jest reakcją normalną w styku koła z drogą (rys. 9, Z_K jest prostopadła do płaszczyzny rysunku opony).

Analiza zachowania się autobusu podczas gwałtownego omijania nagle pojawiającej się przeszkody jest oparta na obliczeniach symulacyjnych, wykonanych przy wykorzystaniu programu PC Crash 9.0. W programie tym jest możliwość nie tylko symulacji ruchu pojazdu na kołach, ale także procesu wywracania pojazdu i jego ruchu na boku lub dachu [11, 20].

Sekwencja fotografii, zamieszczonych na rysunku 10 pokazuje, że proces wywracania autobusu poprzedzony jest obecnością znacznego znoszenia kół osi tylnej (zaciemnione ślady opon) oraz narastającego przechyłu nadwozia. Pokazano wyniki obliczeń, w których dobrane charakterystyki zawieszenia i opon potraktowano jako nominalne (W_0).



Rys. 10. Zestaw fotografii z symulacji procesu wywracania autobusu podczas omijania nagle pojawiającej się przeszkody (samochód osobowy z pobocza nagle wjechał na pas drogowy, po którym jedzie autobus), prędkość 82 km/h, autobus z kompletem pasażerów

8. Obliczenia zasadnicze. Wpływ prędkości jazdy na zachowanie autobusu podczas omijania przeszkody

Przeprowadzono obliczenia symulacyjne jazdy autobusu bez pasażerów (AP1) i z kompletem pasażerów (AP2). Ruch odbywał się ze stałą prędkością jazdy, którą w kolejnych symulacjach stopniowo zwiększano aż do osiągnięcia prędkości, przy której autobus ulegał przewróceniu. Na rysunkach 11- 16 (w części oznaczonej A) w sposób przykładowy zestawiono kilka charakterystycznych wykresów zmian wielkości fizycznych, opisujących zachowanie się autobusu podczas omijania przeszkody, a mianowicie :

- tor ruchu środka masy;
- kąt skrętu kół kierowanych;
- kąt przechyłu nadwozia;
- przyspieszenie poprzeczne (boczne) w środku masy;
- nacisk kół autobusu na drogę;
- kąt znoszenia kół (opon).

Analiza zmian tych wielkości w funkcji czasu lub przebytej drogi stanowiła podstawę do określenia parametrów, które mogą charakteryzować zachowanie się autobusu podczas omijania przeszkody oraz jednocześnie stanowić podstawę do wyznaczenia wartości krytycznej prędkości jazdy. Do każdego z rysunków 11 ÷ 16 dodano wykresy zmian tych charakterystycznych parametrów w funkcji prędkości jazdy autobusu, stanowiące część B tych rysunków. Jako wspomniane parametry charakterystyczne, wybrano wartości ekstremalne wielkości określonych poniżej:

- na rysunku 11B są wartości maksymalne odchylenia toru ruchu środka masy autobusu od toru zadanego (oznaczenie d);

- na rysunku 12B są wartości maksymalne kąta skrętu kół kierowanych α_M w początkowej fazie manewru omijania przeszkody (czas 0,1- 0,4 s od początku realizacji manewru);

- na rysunku 13B pokazano przebieg zmian wartości ekstremalnej kąta przechyłu nadwozia β_M (występującej w czasie 2- 3,5 s od początku manewru) w funkcji prędkości jazdy autobusu;

- na rysunku 14B są wartości ekstremalne przyspieszenia bocznego w środku masy nadwozia a_B w czasie 1,7- 3,0 s od początku manewru;

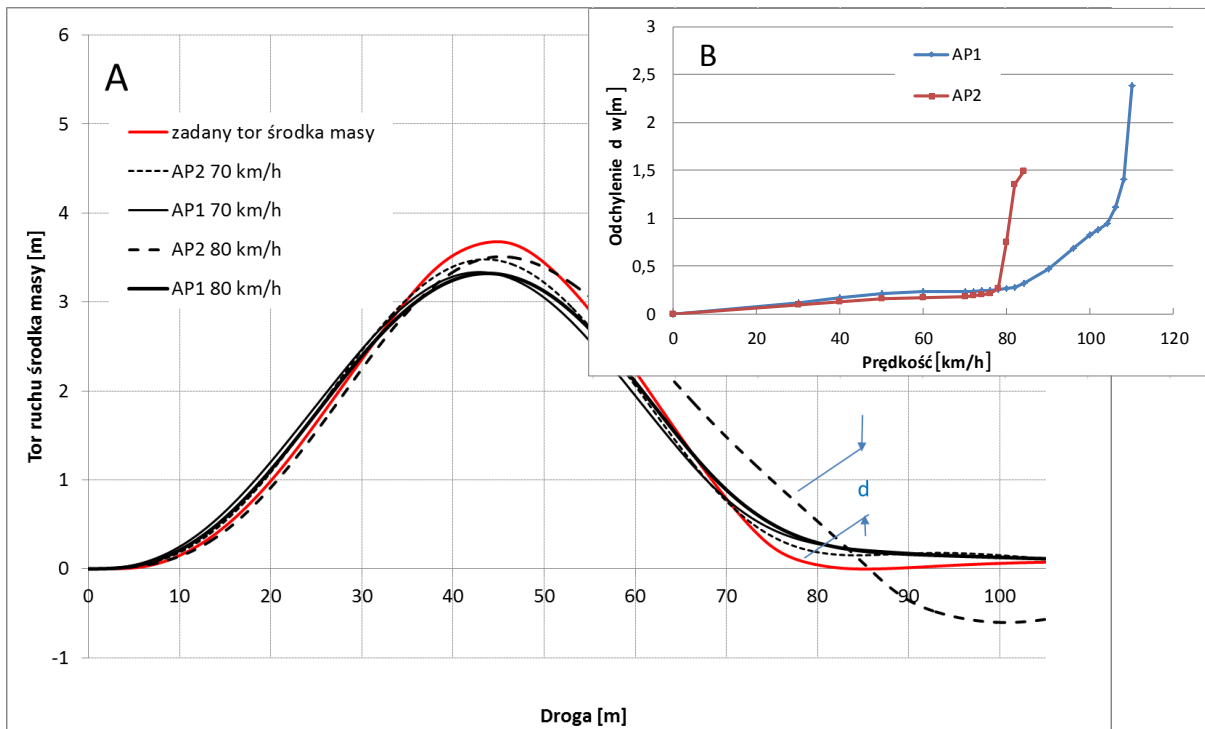
- na rysunku 15B pokazano przebieg zmian minimalnej wartości nacisku kół autobusu po stronie kół odrywanych od drogi Z_M (występującej w czasie 1,7- 3,0 s od początku manewru) w funkcji prędkości jazdy;

- na rysunku 16B są wartości maksymalne kąta znoszenia kół kierowanych δ_M w początkowej fazie manewru (odcinek 0,1- 0,4 s).

Położenie odcinków obserwacji charakterystycznych parametrów na analizowanych wykresach wybrano po zakończeniu obliczeń symulacyjnych (*ex post*) i analizie przebiegu przewracania się autobusu. Na obecnym etapie brano pod uwagę, co następuje:

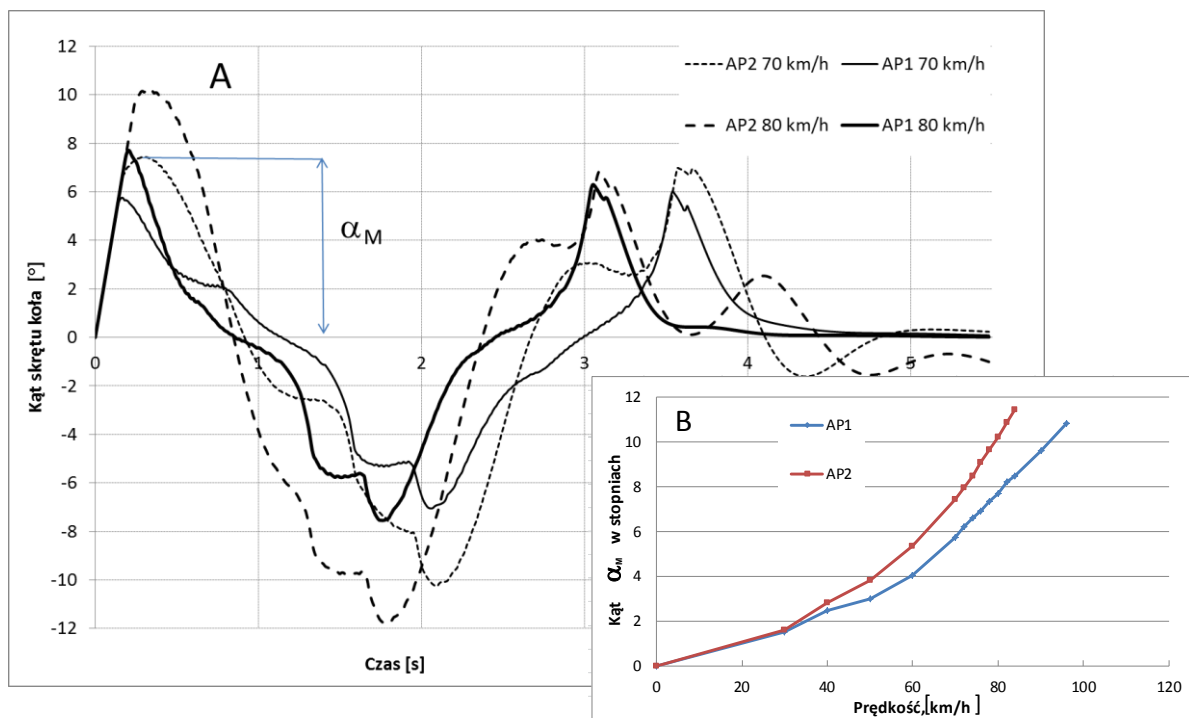
- obserwowane wartości powinny wykazywać jednoznaczny związek z prędkością jazdy autobusu;

- przebieg zmian tych wartości może zostać wykorzystany do oceny narastania zagrożenia w ruchu krzywoliniowym.



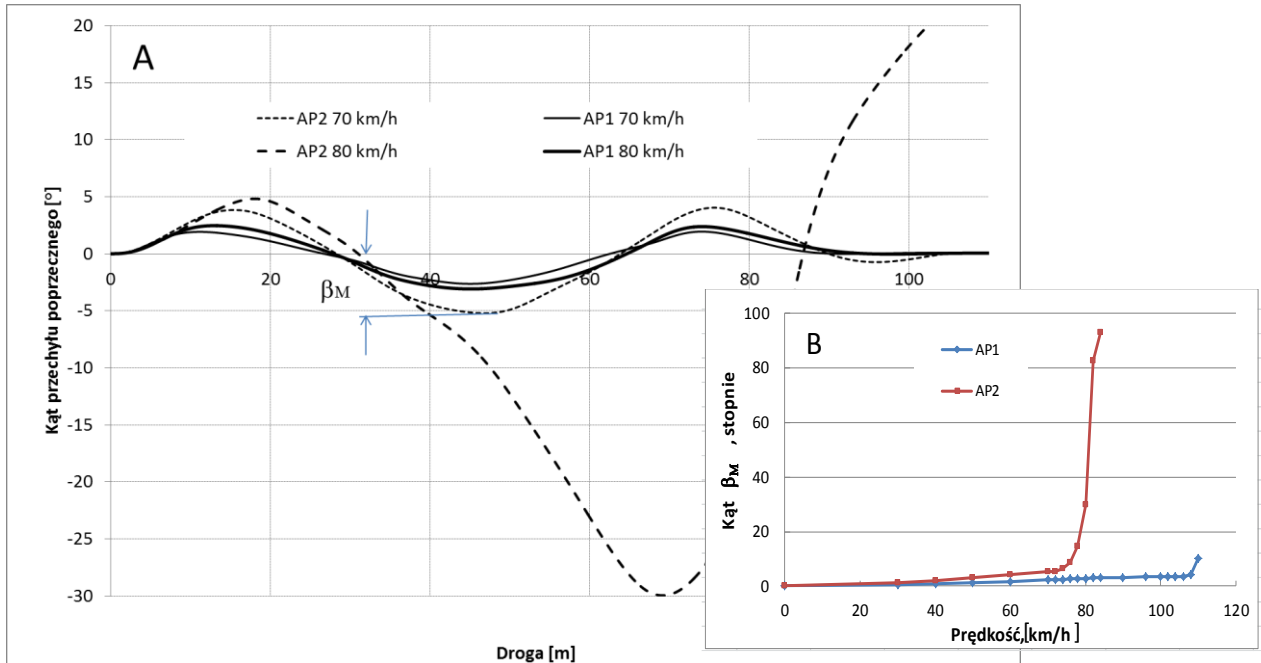
Rys. 11. Przykłady toru ruchu środka masy autobusu (A) oraz wykres maksymalnego odchylenia d trajektorii ruchu od toru zadanego (B)

Na rysunku 11 pokazano zadany tor ruchu środka masy, a następnie przykładowy rezultat działania modelu kierowcy, czyli przebieg zmian kąta skrętu kół kierowanych autobusu (rys. 12) oraz skutek działań, czyli zarys toru ruchu środka masy (rys. 11) podczas omijania przeszkody przez autobus piętrowy, jadący z prędkością 70 i 80 km/h.

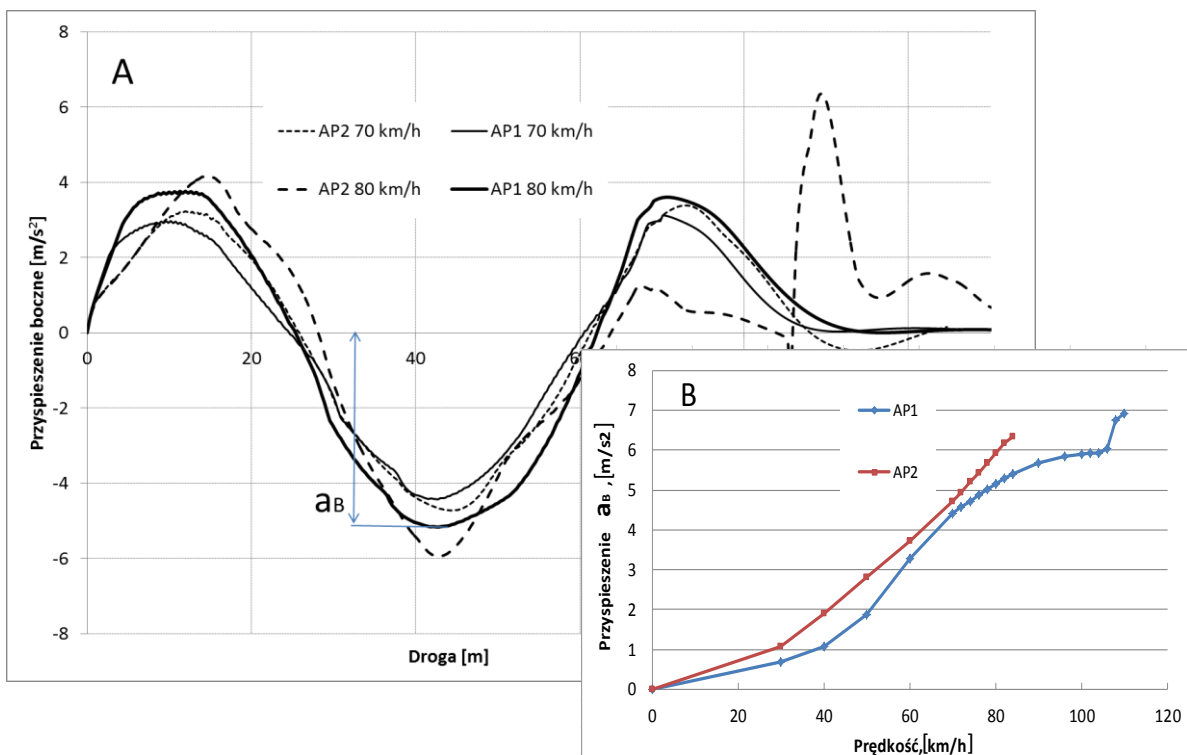


Rys. 12. Przykłady przebiegu zmian kąta skrętu kół kierowanych w funkcji czasu omijania przeszkody (A) oraz wykres zmian wartości maksymalnych tego kąta α_M w funkcji prędkości jazdy autobusu (B)

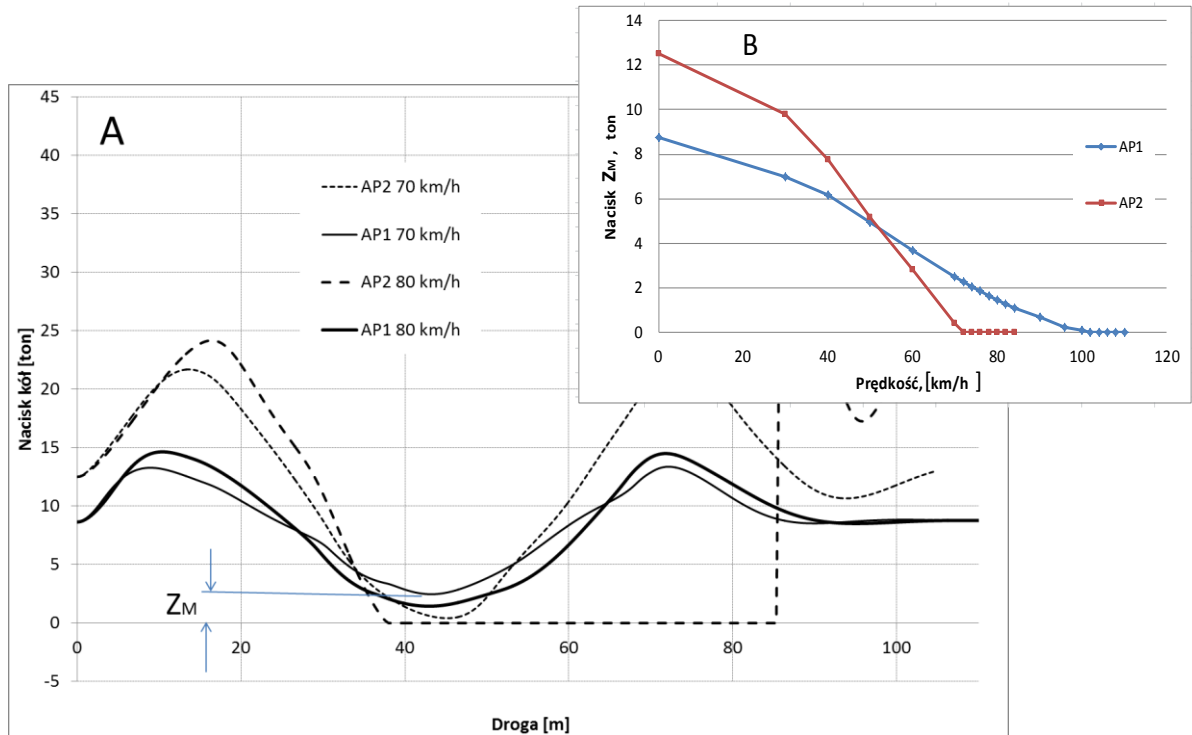
Na rysunkach 11 i 12 pokazano wykresy obliczanych wielkości w funkcji przebytej drogi i czasu jazdy. Ponieważ model kierowcy utrzymuje zadaną wartość prędkości jazdy przez cały czas manewru, to relacja między wartościami tych argumentów funkcji jest stała i jednoznaczna. Natomiast argument czasu wybrano na rysunkach tych wielkości, w przebiegach których istotne znaczenie mogą mieć częstotliwości drgań nadwozia na zawieszeniu.



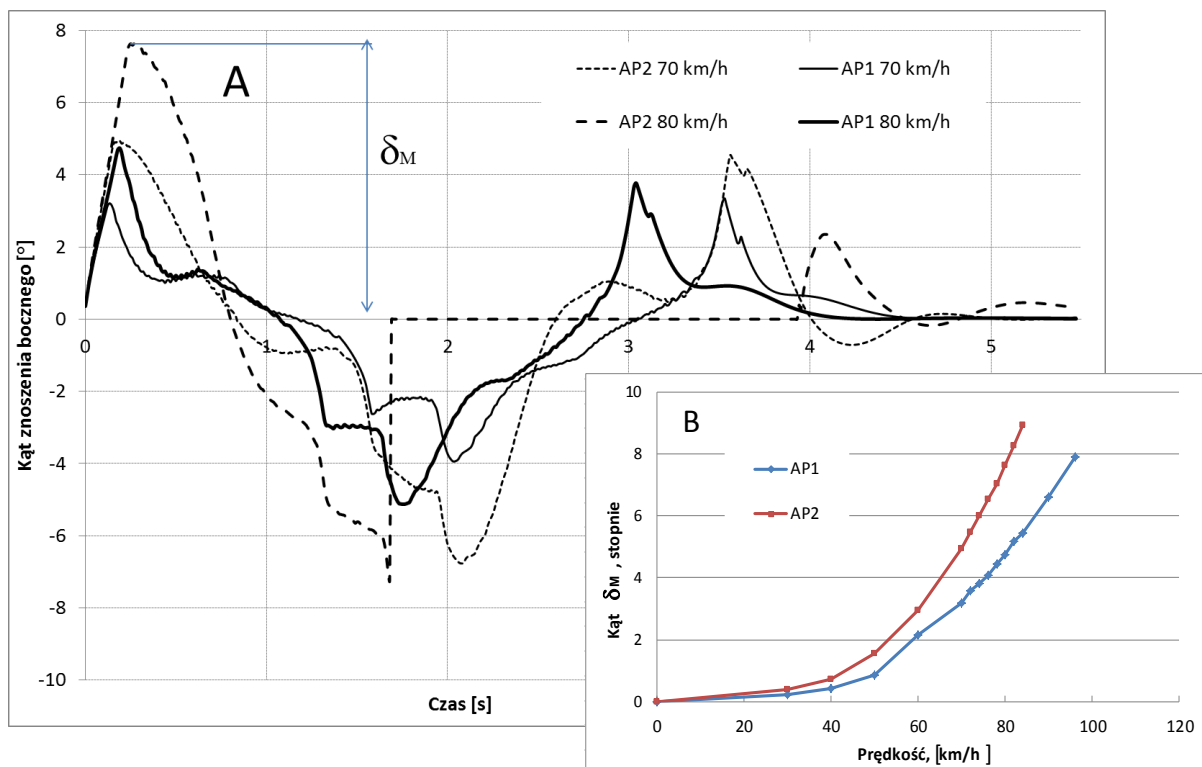
Rys. 13. Przykłady wykresów kąta przechyłu nadwozia podczas omijania przeszkody (A) oraz wykres wartości ekstremalnych kąta β_M (B) w funkcji prędkości jazdy



Rys. 14. Przykłady wykresów przyspieszenia bocznego w środku masy nadwozia podczas omijania przeszkody (A) oraz wykres wartości ekstremalnych tego przyspieszenia a_B w funkcji prędkości jazdy (B)



Rys. 15. Przykłady wykresów zmiany nacisku kół na drogę po jednej stronie autobusu (A) oraz wykres wartości minimalnych nacisku Z_M w funkcji prędkości jazdy (B)



Rys. 16. Przykład przebiegu zmian kąta znoszenia bocznego opon podczas omijania przeszkody (A) oraz wykres wartości ekstremalnych δ_M w funkcji prędkości jazdy autobusu (B)

Wyniki obliczeń na rysunkach 11-16 pokazują istotny wpływ zmian kąta skrętu kół kierowanych (czyli reakcji modelu kierowcy) przede wszystkim na przechył nadwozia i przyspieszenie boczne. Wymuszenie to, w kilku okresach czasu zawiera składowe o częstotliwości 0,8- 1,2 Hz (rys. 12). Taka częstotliwość wymuszenia jest bliska częstotliwości własnej drgań poprzecznych nadwozia autobusu (por. tabela 5), co dodatkowo i niekorzystnie wpływa na poprzeczny przechył nadwozia podczas omijania przeszkody. O bliskości częstotliwości rezonansowej drgań nadwozia świadczą też duże zmiany wartości nacisków normalnych na kołach (por. wyniki symulacji, rys. 15)

9. Podsumowanie

Bezpośrednie odniesienie wyników symulacji do obliczeń analitycznych nie jest łatwe i wymaga komentarza:

- obliczenia analityczne odnoszą się do ustalonego ruchu na łuku drogi o stałym promieniu i jest to ruch z utwierdzoną kierownicą (*fixed control*);
- proces omijania przeszkody jest ruchem o dynamicznie zmiennej wartości promienia toru jazdy;
- wyniki symulacji manewru omijania uwzględniają ciągłą reakcję modelu kierowcy na odchylenie toru jazdy względemadanego;
- rozważany manewr jest na tyle złożony, że pokazuje pozytywne i negatywne skutki zachodzących procesów dynamicznych (w tym wynikających ze zdecydowanej reakcji modelu kierowcy), czyli procesu znoszenia opon, zarzucania osi jezdnych oraz przechyłu nadwozia aż do przewrócenia się autobusu.

Analiza zmian parametrów charakterystycznych, wybranych do analizy zachowania się autobusu piętrowego pokazuje (tabela 8 i 9), co następuje:

- ekstremalne wartości kąta znoszenia osi kół δ_M oraz przyspieszenia bocznego w środku masy a_B narastają stosownie do wzrostu prędkości jazdy autobusu;
- wartości ekstremalne odchylenia toru jazdy od danego d zaczynają gwałtownie narastać przy prędkości 106- 108 km/h autobusu bez pasażerów i prędkości 81-82 km/h dla autobusu z kompletem pasażerów;
- droga, jaką przejeżdża autobus, jadący z prędkością bliskiej wartości krytycznej, od chwili oderwania się kół od drogi do osiągnięcia krytycznej wartości kąta przechyłu nadwozia wynosi 12- 15 m, a czas jej pokonania wynosi od 0,4 do 0,6 s, zależnie od prędkości jazdy;
- proces przewracania jest poprzedzony oderwaniem się kół tylnych jednej strony autobusu od drogi, które pojawia się już przy prędkości niższej o 6-12 km/h od prędkości krytycznej przewracania.

Tab. 8. Zestawienie charakterystycznych wartości prędkości jazdy [km/h], wynikających z symulacji komputerowej omijania przeszkody

Prędkość jazdy, przy której ...	Autobus bez pasażerów	Autobus z kompletem pasażerów
Następuje oderwanie kół od drogi, km/h	102-104	74-76
Następuje przewrócenie autobusu, km/h	109- 110	82-84
Odchylenie toru jazdy od zadanego przekracza 1m, km/h	106- 108	81-82
Wartość ekstremalna kąta znoszenia osi kół napędowych przekracza 6° , km/h	93- 95	74-76
Wartość ekstremalna kąta przechyłu nadwozia przekracza 30° , km/h	108-109	82-84
Przyspieszenie boczne przekracza 6 m/s^2 , km/h	104- 106	80-81

W obliczeniach analitycznych dotyczących ruchu na łuku drogi także proces przewracania jest poprzedzony oderwaniem się kół jednej strony autobusu od drogi. Występuje ono przy prędkości niższej o 10- 15km/h od prędkości krytycznej przewracania (tabela 9).

Tab. 9. Zestawienie wartości charakterystycznych ruchu na łuku drogi, obliczenia analityczne, ruch na łuku drogi $R=100 \text{ m}$

Prędkość jazdy, przy której następuje...	Autobus bez pasażerów	Autobus z kompletem pasażerów
Oderwanie kół od drogi, km/h	97-101	86-90
Przewrócenie autobusu, km/h	111-115	90- 94

Przeprowadzone obliczenia pokazują następujące cechy i wartości charakteryzujące zachowanie się autobusu:

- przewrócenie autobusu następuje przy prędkości jazdy 82- 110 km/h i jest zależne od liczby pasażerów oraz ich rozmieszczenia (najmniejsza wartość odnosi się do autobusu z kompletem pasażerów, a najwyższa do autobusu bez pasażerów) przewrócenie jest „sygnalizowane” znacznym znoszeniem opon, które jednocześnie powoduje silne narastanie odchylenia toru jazdy od zadanego; oba te czynniki stają się wyraźnym sygnałem dla kierowcy o narastaniu zagrożenia;
- czas jaki upływa od chwili oderwania się kół od drogi do osiągnięcia krytycznej wartości kąta przechyłu autobusu wynosi 0,4-0,6 s przy najwyższych prędkościach jazdy.

Analiza wyników obliczeń jest źródłem istotnych informacji o procesie przewracania autobusów piętrowych i wskazuje na bardzo poważne zagrożenia dla autobusów piętrowych, które wynikają z niskich wartości wskaźnika SSF. Obliczenia potwierdziły wysokie ryzyko (RW) przewrócenia się autobusu, które występuje w rzeczywistych warunkach ruchu drogowego.

Praca została częściowo wykonana w ramach projektów badawczych: N N509 502438 *Analiza możliwości modyfikacji struktury nadwoziowej turystycznego autobusu piętrowego*, oraz N N509 554440, *Analiza możliwości minimalizacji obciążeń dynamicznych i obrażeń osób dorosłych oraz dzieci na fotelach autobusowych w czasie wypadku drogowego*, których kierownikiem był dr inż. Andrzej Muszyński (PIMOT, Warszawa).

11. Literatura

1. Boyd P, L. NHTSA`S NCAP Rollover Resistance Rating System. 19th Conference ESV. Proceedings No 05-0450. Washington, 2005.
2. Chen B. Human-in-the-loop Optimization of Vehicle Dynamics Control with Rollover Prevention. Vehicle System Dynamics 1999; 4: 285-297.
3. Ciępa P, Reza A, Zębala J, Wolak S. Manewr omijania – parametry ruchu. VIII Konferencja Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych. Kraków: Wydawnictwo IES, 2002: 201-215.
4. Double Deck Intercity Coach Td925, www.abc-companies.com.
5. Eckert A, Hartmann B, Rieth D, Peter E. Emergency Steer Assist – Advanced Driver Assistance. FISITA Congress 2010, 1: 1463-1473.
6. Langwieder K, Gwehenberger J, Bende J. Coaches and Buses in the Accident Scene Results of a Study Regarding Passenger Protection. 33rd Meeting of Bus and Coach Experts International Conference on Vehicle Safety and Reliability. Hungary, 2002.
7. Liebemann E, K., Meder K, Schuh J, Nenninger G. Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP). 19th Conference ESV. Proceedings No 05-0471. Washington, 2005.
8. Lozia Z. Analiza ruchu samochodu dwuosioowego na tle modelowania jego dynamiki. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Prace Naukowe – Transport z.41, 1998.
9. Luty W, Prochowski L. Modelowanie charakterystyk przyczepności ogumienia samochodów ciężarowych. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 2002; 1: 37-47.
10. Matolcsy M. The Severity of Bus Rollover Accidents. 20th Conference ESV. Proceedings No 07-0989. Lyon, 2007.
11. Mayrhofer E, Steffan H, Hoschopf H. Enhanced Coach and Bus Occupant Safety. 19th Conference ESV. Proceedings No 05-0351. Washington, 2005.
12. Mc Murtry M, Knipling R, Harwood D. Compatibility of Trucks and Buses with the Roadway Environment. Transportation Research. Report No E –C 117. USA, 2007.
13. Merkisz J, Tarkowski S. Selected Aspects of Using Deck Recorders in Automotive Vehicles. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2011; 2: 50-58.
14. Parczewski K, Wnęk H. Utilization of the Car Model to the Analysis of the Vehicle Movement After the Curvilinear Track. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2010; 4: 37-46.

15. Peng H, Eisele D D. Vehicle Dynamics Control with Rollover Prevention for Articulated Heavy Trucks. Proceedings of 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control. University of Michigan, Ann Arbor. Michigan USA, 2000.
16. Prochowski L, Koziół S. Zagrożenia w ruchu pojazdów z wysoko położonym środkiem masy. Problemy Eksploatacji 2011; 2: 297- 308.
17. Prochowski L, Lisicki J, Lisicki S. Raport Obliczenia położenia środka masy i momentów bezwładności autobusu piętrowego. Projekt Nr N N509 502438. Warszawa: Wydawnictwo PIMOT, 2010.
18. Prochowski L, Zielonka K, Muszyński A. Analysis of the Process of Double-deck Bus Rollover at the Avoidance of an Obstacle Having Suddenly Sprung up. Journal of KONES Powertrain and Transport 2012; 3: 371-380.
19. Romaniszyn K. Mobile model for the investigation of dynamics of motor vehicles. The Archives of Automotive Engineering 2013; 1: 153-164.
20. Steffan H, Moser A. How to Use PC-CRASH to Simulate Rollover Crashes. SAE Paper 2004-01-0341. USA, 2004.
21. www.neoplan-bus.com; www.volvobus.com; www.abc-companies.com