

dr inż. Krzysztof PARCZEWSKI, dr inż. Henryk WNEK

Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
Willowa str. 2, 43-309 Bielsko-Biała, Poland
E-mail: kparczewski@ath.bielsko.pl, hwnek@ath.bielsko.pl

Wykorzystanie mobilnego modelu pojazdu do analizy stateczności poprzecznej samochodu ciężarowego

Słowa kluczowe: *stateczność ruchu samochodu ciężarowego, badania mobilnych modeli pojazdów, badania stateczności pojazdów, wskaźniki zagrożenia wywrotem*

Streszczenie: Praca przedstawia próbę przeniesienia wyników badań odporności na przewrócenie pojazdu na bok z mobilnego modelu pojazdu w skali ~1:5 na pojazd rzeczywisty. Z uwagi na znaczny koszt badań i niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu rzeczywistego starano się odwzorować zachowanie się pojazdu, wykorzystując warunki podobieństwa. W pracy przedstawiono sposoby detekcji zagrożenia oraz algorytmy sterowania układów stabilizacji toru jazdy wyposażonych w funkcję zabezpieczającą przed przewróceniem. Analizę przeprowadzono w oparciu o próby poligonowe. Przedstawiono wyniki badań pojazdu rzeczywistego i mobilnego modelu w mniejszej skali oraz uzyskane wartości wskaźników zagrożenia przewróceniem pojazdu.

1. Wprowadzenie

Przewrócenie pojazdu na bok stanowi ~2,5% ogólnej liczby wypadków, jednakże mają one około 20% udział w ogólnej liczbie uszkodzonych [5]. Tego typu przewrócenie pojazdu występuje, gdy pojazd obraca się o dziewięćdziesiąt lub więcej stopni względem jego osi podłużnej. Agencja NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration USA) [7] przeprowadziła ocenę szeregu manewrów, które mogą powodować odrywanie się koła od jezdni i przewracanie pojazdu. Wyniki badań nie określiły szczegółowo manewrów, które powodują utratę stateczności poprzecznej pojazdu. Trzeba przy tym zaznaczyć, że badania testowe pojazdów szczególnie wielkogabarytowych, są niebezpieczne i kosztowne. Starano się określić warunki „graniczne”, przy których przewrócenie pojazdu jest prawdopodobne. Do oceny stateczności pojazdów służą zarówno wskaźniki bazujące na parametrach masowych i geometrycznych pojazdów o różnym stopniu uproszczenia jak i przeprowadzane są testy poligonowe pojazdów wykorzystujące znormalizowane procedury, opracowane przez ISO oraz rekomendowane przez NHTSA, np. „J-turn”, „fishhook” czy też inne podobne procedury badań stosowane na różnych poligonach badań pojazdów (przedstawione w rozdziale 3).

Celem badań eksperymentalnych było nie tylko określenie istotności parametrów masowych i geometrycznych na skłonność do wywracania pojazdu, ale także granicznych wskaźników pozwalających określić stan ruchu, przy którym pojazd może ulec przewróceniu na bok.

W kolejnych rozdziałach zamieszczono opis wymagań i znormalizowanych prób przeprowadzanych podczas badań pojazdów. Następnie opis wybranych badań oraz ich wyniki. Ostatni z rozdziałów zawiera analizę, wnioski i podsumowanie najważniejszych punktów pracy.

2. Uzasadnienie wykorzystania pojazdów wykonanych w skali do badań stateczności

Testowanie skłonności rzeczywistych pojazdów do przewrócenia na bok jest kosztowne i niebezpieczne. Badania dynamiki pojazdów rzeczywistych prowadzone są na poligonach badawczych – wydzielonych kompleksach dróg, umożliwiających przeprowadzenie prób drogowych w określonych i powtarzalnych warunkach. Na świecie istnieje kilkadziesiąt poligonów badawczych, wykorzystywanych przez koncerny motoryzacyjne do badań pojazdów w warunkach letnich i zimowych.

Tor badawczy powinien pozwalać na przeprowadzenie różnorodnych badań pojazdów, znormalizowanych lub opracowanych przez producentów opon, pojazdów lub ich zespołów. Do najbardziej typowych elementów torów badawczych należą: tory do jazd szybkich, tory do badań dynamiki pojazdu (rozpędzania i hamowania), tory do badań stateczności i kierowności (płyta o promieniu ~100 m), tory do badań stateczności ruchu, z nawierzchnią o różnym współczynniku przyczepności, wzniesienia o różnym kącie nachylenia, tory o różnej nawierzchni oraz tory z nawierzchnią falistą. Badanie pojazdów terenowych wymaga budowy szeregu fragmentów torów pozwalających na badania w zakresie zdolności np. brodzenia, pokonywania przeszkód terenowych, poruszania się na podłożu miękkim i błotnistym. Ze względu na ciągle zwiększający się zakres badań pojazdów prowadzonych na torach badawczych, wynikający z wymagań bezpieczeństwa, wymagania dotyczące torów i tym samym koszty badań wzrastają.

Badania pojazdów na torach badawczych szczególnie określające parametry stateczności ruchu, stwarzają niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu. Badania pojazdów w zakresie stateczności wymagają montowania specjalnych ramion, na których podpira się pojazd po oderwaniu kół od jezdni.



Rys. 1. Pojazd podczas badań stateczności ruchu

Z tego względu szukane są inne rozwiązania pozwalające na osiągnięcie podobnych efektów mniejszym kosztem. Zastosowanie do badań pojazdu w skali o podobnych parametrach, stwarza alternatywę do badań pojazdów rzeczywistych. Jeżeli zostanie zachowana skala podobieństwa do pojazdu rzeczywistego np. zgodnie z teorią Π -Buckingham, badania pojazdu w skali mogą zastąpić kosztowne i niebezpieczne badania pojazdów pełnowymiarowych. Ponadto stwarzają one możliwość rozszerzenia zakresu badań i przybliżenie się do warunków, w których następuje utrata stateczności. Wyniki z takich badań mogą służyć nie tylko do oceny stateczności ruchu pojazdu, ale także do analizy układów hamulcowych, zawiesznień lub systemów zabezpieczających pojazd przed wywróceniem. Warunki podobieństwa zostały przedstawione w literaturze przez S. Brennana, S. Allyena i S. Lapaponga, V. Gupta, E. Callejasa, K. Romaniszyna [1,2,4,5,13] oraz przez autorów w publikacjach [10,11,12]. Obecnie porównywane jest 20 parametrów dotyczących wymiarów, mas i sztywności dla pojazdu rzeczywistego i mobilnego modelu.

Wśród zalet stosowania pojazdów w skali do badań eksperymentalnych stateczności ruchu można wyróżnić [2,6,10,12,13,15]:

- koszty badań pojazdu wykonanego w skali są znacznie mniejsze niż pojazdu pełnowymiarowego, to samo dotyczy materiałów eksploatacyjnych i części zamiennych,
- znacznie łatwiej jest wprowadzić zmiany do pojazdu w mniejszej skali,
- badania pojazdu w mniejszej skali wymagają mniej miejsca (nie są wymagane tory badawcze i mogą być przeprowadzone na znacznie mniejszej przestrzeni),
- ewentualne wywrócenie pojazdu pociąga za sobą znacznie mniejsze koszty napraw i jest dużo bezpieczniejsze w obsłudze,
- dostępność na rynku pojazdów wykonanych w skali, ze sterowaniem drogą radiową lub za pośrednictwem przewodu; występuje szeroka gama modeli o różnych wymiarach i rodzajach, które mogą służyć jako baza do budowy pojazdów wykorzystywanych w badaniach.

3. Parametry oceny stateczności pojazdu

Zdolność utrzymywania pożądanego toru ruchu jest jednym z najważniejszych zagadnień bezpieczeństwa czynnego pojazdów samochodowych. Każdy pojazd, wraz z jego kierowcą i otaczającym ich środowiskiem stanowią zamknięty system interakcji, który jest niepowtarzalny. Zadanie oceny zdolności zachowania stateczności przez pojazd jest bardzo trudne, z powodu znaczącej liczby wzajemnie oddziaływujących na siebie elementów takich jak kierowca - pojazd - przyczepa - ukształtowanie drogi. Pełny i dokładny opis zachowania się pojazdów ciężarowych o wysoko położonym środku masy musi obejmować informacje otrzymane na podstawie przeprowadzonych różnego typu badań. Ponieważ badania takie określają jedynie mały fragment całego pola zachowania się pojazdu, to rezultaty tych badań mogą być uznawane za istotne tylko w tym obszarze.

Badania eksperymentalne pozwalają na ocenę stateczności i kierowności pojazdu w ruchu ze stałą i zmienną prędkością, po torze prosto- i krzywoliniowym, z uwzględnieniem lub bez uwzględnienia wpływu działań kierowcy.

Do najczęściej stosowanych testów badawczych w zakresie stateczności i kierowności pojazdów należą:

- ustalony ruch po okręgu, wg ISO 4138, ISO 14792 (pojazdy ciężarowe),
- manewr podwójnej zmiany pasa ruchu, wg ISO 3888,
- manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu wg GOST P..2003, B32/03,
- manewr wymuszenia skokowego z liniowym narastaniem kąta obrotu koła kierownicy, wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia w postaci jednego okresu sinusoidy (w efekcie zazwyczaj manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu), wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia sinusoidalnego ciągłego, wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia impulsowego, wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewr wymuszenia losowego wg ISO 7401, ISO 14793 (pojazdy ciężarowe),
- manewry opracowane przez NHTSA: ustalonego przyrostu skrętu SIS (*steadily increasing steer*), „J-turn” oraz „fishhook”.

Próby standardowo przeprowadza się dla pojazdu maksymalnie obciążonego. Wysokość środka ciężkości oraz rozkład masy ładunku powinny być tak ustalone, aby odzwierciedlały interesującą aplikację.

Aparatura badawcza wykorzystywana w badaniach powinna pozwolić na monitorowanie wielkości mierzonych oraz ich zapis. Do podstawowych parametrów pozwalających na ocenę stateczności pojazdu należy zaliczyć: prędkość wzdłużna pojazdu V_L ,

prędkość poprzeczna V_Q , kąt znoszenia pojazdu β , przyspieszenie poprzeczne a_y , kąt przechyłu i prędkość kątowna przechyłu bocznego pojazdu ϕ , $\dot{\phi}$, prędkość odchyłania ψ , kąt obrotu koła kierownicy δ_H . Montaż aparatury na pojeździe badawczym powinien być zgodny z zaleceniami producenta i o ile to możliwe, zapewnić bezpośredni pomiar. W przypadku pomiaru pośredniego, należy przeprowadzić stosowną korektę.

Prowadzenie prób na rzeczywistych pojazdach wiąże się z dużym ryzykiem ich przewrócenia. Z tego względu badania symulacyjne mobilnych modeli pojazdów, przy zachowaniu warunków podobieństwa, prowadzą do zwiększenia bezpieczeństwa i obniżenia kosztu prowadzenia badań.

4. Detekcja zagrożenia przewróceniem pojazdu na bok

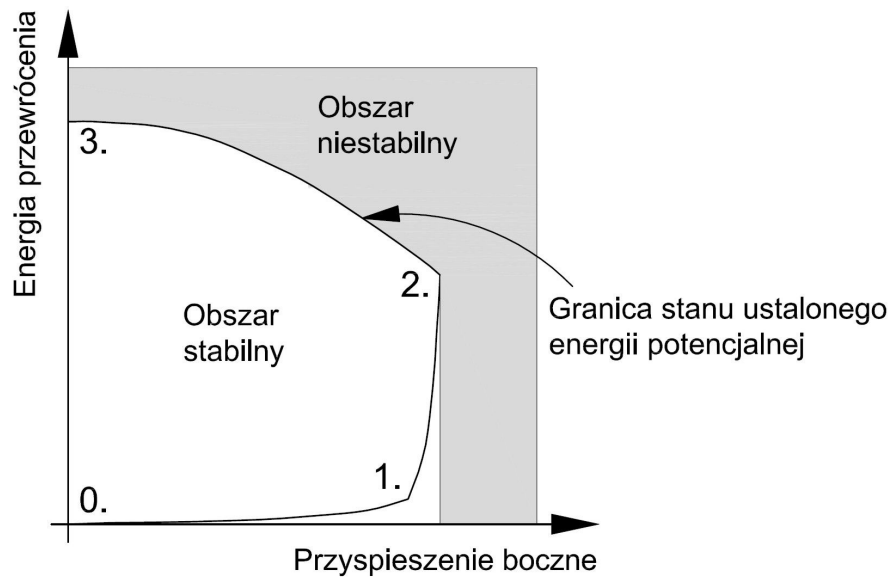
Podatność pojazdu na wywrócenie na bok jest określana zazwyczaj przez parametry ruchu pojazdu, w warunkach quasi-statycznych, przy różnych stopniach uproszczenia analiz. Wyznaczana jest wartość progowa parametrów przewrócenia pojazdu. Poziom przyspieszenia bocznego, podczas poruszania się pojazdu po torze kołowym, określa możliwość przewrócenia pojazdu (przy założeniu, że na pojazd nie działają siły zewnętrzne). Na tej podstawie została opracowana definicja wartości progowej powodującej przewrócenie pojazdu w warunkach ustalonych: *SSRT (static stability roll treshold)* – określana jako maksymalna wartość przyspieszenia bocznego, przy którym nie dojdzie do przewrócenia pojazdu na bok, w warunkach ustalonych jazdy po okręgu.

W oparciu o tą definicję powstały różne wskaźniki stateczności, z których najprostszymi są *SSF*, *TTR*, *RI_B*, *RT_{SVM}*, *DSI* i inne. Kryteria oceny wystąpienia zagrożenia wywróceniem pojazdu na bok zamieszczono w publikacji [11,16].

Jednak podczas wykonywania rzeczywistych manewrów przez pojazd, stosunkowo rzadko występują ustalone warunki ruchu. Stąd pojawiają się pewne odcinki czasu, w których przyspieszenie boczne będzie osiągało wartości progowe, co nie oznacza, że dojdzie do przewrócenia pojazdu. Ponieważ przyspieszenie *SSTR* ogranicza z góry zakres stabilności pojazdu, należy również ograniczyć ją z dołu, by określić zakres, w którym możliwa jest utrata stabilności.

DRT (dynamic roll stability) – określana jako minimalna szczytowa wartość przyspieszenia bocznego, przy którym dojdzie do przewrócenia pojazdu na bok, podczas wykonywania różnych manewrów pojazdu (które mogą spowodować jego przewrócenie). Na rysunku 2 przedstawiono zależność energii niezbędnej do przewrócenia pojazdu w funkcji przyspieszenia bocznego.

Punkt 0 na rysunku 2 odpowiada jeździe po drodze prostoliniowej, energia potencjalna wzrasta proporcjonalnie do przyspieszenia bocznego, aż osiągnie punkt 1 – który odpowiada oderwaniu jednego koła od jezdni. Dalszy wzrost przyspieszenia bocznego powoduje przyrost energii potencjalnej aż do osiągnięcia punktu 2 – co odpowiada oderwaniu pozostałych kół (jednej strony pojazdu) od jezdni. W tym punkcie osiągnięte jest przyspieszenie boczne (*SSRT*) niezbędne do wywrócenia pojazdu. Uzyskanie większych przyspieszeń bocznych prowadzi do utraty stabilności pojazdu. Podobnie do przewrócenia pojazdu dojdzie również wtedy, gdy przyspieszenie boczne będzie mniejsze, lecz energia potencjalna będzie wzrastać do punktu 3 (punkt, w którym dojdzie do wywrócenia pojazdu, pomimo że nie występuje przyspieszenie boczne).



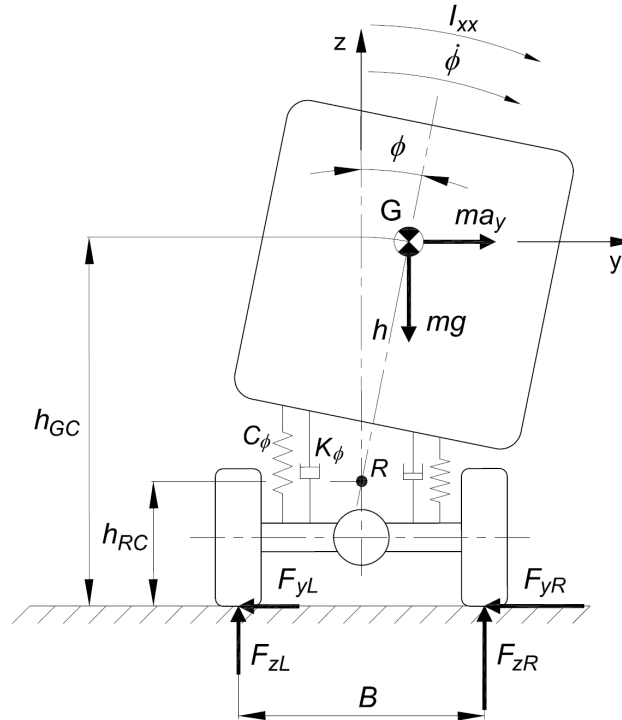
Rys. 2. Energia przewrócenia pojazdu w funkcji przyspieszenia bocznego [2]

Przyjmuje się, że stan zagrożenia wystąpi, gdy dojdzie do oderwania kół wewnętrznych pojazdu od nawierzchni drogi [2]. Wykrywanie zagrożenia wywróceniem pojazdu na bok, jest szczególnie ważne w przypadku stosowania systemów stabilizacji toru jazdy wyposażonych w funkcję przeciwdziałania przewróceniu pojazdu. Systemy te są zazwyczaj aktywowane tylko w przypadkach konieczności korygowania toru jazdy, w pozostałym czasie nie wpływają na parametry ruchu pojazdu. Podczas wywracania, pojazd staje się stosunkowo szybko niestabilny, co oznacza, że algorytm wykrywania zagrożenia przewróceniem pojazdu musi być bardzo czuły, a sterownik systemu stabilizacji musi być aktywowany, tak szybko, jak to jest tylko możliwe. Jako wartości kryterialne stosowane są: kąt i prędkość kątowna przechyłu bocznego (ϕ i $\dot{\phi}$), zmiana obciążeń kół jednej osi (*LTR* – *load transfer ratio*), krytyczna wartość energii przewrócenia pojazdu ($E_{critical}$) określona jako najmniejsza energia niezbędna do oderwania kół jednej strony pojazdu od jezdni oraz graniczna wartość przyspieszenia bocznego $a_{ycritical}$.

Poniżej przedstawiono szereg metod wykorzystywanych do wykrywania zagrożenia przewróceniem pojazdu, które mogą być wykorzystane w algorytmach sterujących systemami stabilizacji toru jazdy. Podczas wyboru metody należy brać pod uwagę nie tylko jej efektywność, ale także dostępność informacji niezbędnych do zastosowania w sterownikach. Algorytmy te bazują na takich parametrach jak: zmiana obciążeń pojedynczych kół lub kół jednej strony pojazdu czy też przyspieszeń bocznych działających w środku masy, a także energia przewrócenia pojazdu. Metody te można podzielić na analizujące przyczyny lub skutki powodujące wystąpienie zagrożenia przewróceniem pojazdu. Metoda wykorzystująca przyczyny to np. metoda analizująca przyspieszenia boczne i jego pochodną (zryw). Metody wykorzystujące do analizy skutki działania to, metody oparte na określeniu kąta przechyłu bocznego, energii przewrócenia pojazdu, czy też analizujące siły normalne działające na poszczególne koła pojazdu. Trzeba przy tym zauważyć, że do analizy przyspieszeń bocznych mogą być wykorzystywane czujniki istniejące w samochodzie w układach stabilizacji toru jazdy. W przypadku stosowania metod bazujących na analizie obciążeń kół można wykorzystywać parametry ugięcia poszczególnych zawiesznień, co już wymaga zastosowania dodatkowych czujników. Metody bazujące na oszacowaniu energii wywrócenia wymagają wprowadzenia takich parametrów pojazdu jak sztywność przechyłowa zawiesznień, tłumienie kątowne zawiesznień, masa pojazdu oraz parametrów ruchu: kąt przechyłu i prędkość kątowna przechyłu.

4.1. Zmiana obciążeń kół

Zmiana obciążenia kół stanowi ważny wskaźnik wykorzystywany podczas analizy przewracania pojazdu. Boczna zmiana obciążeń kół określa zmianę sił normalnych działających na koła, spowodowanych przez przyspieszenie boczne środka masy oraz jego przesunięcie boczne w kierunku Y, wywołane ugięciem zawiesznień. Na rysunku 3 pokazano wpływ zjawiska przesunięcia środka masy na ugięcie zawiesznień.



Rys. 3. Schemat zmiany obciążeń kół (pokazany na rzucie poprzecznym pojazdu)

Wskaźnik zmiany obciążeń kół, (*LTR*) jest definiowany jako stosunek różnicy pomiędzy siłami normalnymi prawej i lewej strony pojazdu do ich sumy.

$$LTR = \frac{F_{zR} - F_{zL}}{F_{zR} + F_{zL}} \quad (4.1)$$

W warunkach ustalonych, w przypadku, gdy $LTR = \pm 1$ koła tracą kontakt z podłożem, co jest odczytywane jako sytuacja krytyczna i może być wykorzystywane do sterowania układem przeciwdziałania przewróceniu pojazdu. W warunkach nie ustalonych wartość graniczna *LTR* powinna być niższa.

4.2. Kąt przechyłu ϕ i prędkość kątowna przechyłu $\dot{\phi}$

Jeżeli pojazd jest wyposażony w czujniki do pomiaru kąta i prędkości kątownej przechyłu (ϕ i $\dot{\phi}$), wykrywanie zagrożenia przewróceniem pojazdu, może być prowadzone przy prostej analizie tych parametrów. Najprostszy sposób analizy to określenie granicznego kąta przechyłu $\phi_{critical}$, przy którym sterownik, po spełnieniu warunku $|\phi| > \phi_{critical}$ zaczyna działać.

Podobnie jak w poprzednim rozwiązaniu do sterowania można wykorzystać prędkość kątowną przechyłu. W tym przypadku sterownik może być aktywowany po spełnieniu obu warunków $|\phi| > \phi_{critical}$ i $\dot{\phi} \cdot sign(\phi) > 0$.

4.3. Metody bazujące na energii

Wykrywanie zagrożenia wywrotem i aktywacja działania sterownika, może być realizowana w oparciu o energię przewracania pojazdu. „Sytuacja krytyczna” jest definiowana wtedy, gdy koła wewnętrzne odrywają się od podłoża. Energia ta składa się z energii potencjalnej skumulowanej w ugięciu zawiesznień oraz energii kinetycznej. Stąd jest ona określana zależnością:

$$E = \frac{1}{2} \cdot C_\phi \cdot \phi^2 - m \cdot g \cdot h \cdot (1 - \cos \phi) + \frac{1}{2} \cdot (I_{xx} + m \cdot h^2) \cdot \dot{\phi}^2 \quad (4.2)$$

Krytyczna wartość energii przewrócenia pojazdu $E_{critical}$ może być określona jako najmniejsza energia niezbędna do oderwania kół jednej strony pojazdu od jezdni. By nastąpiło przewrócenie pojazdu, całkowity moment względem osi przechyłu, dla ruchu środka masy, musi być większy niż moment spowodowany przez siły normalne kół pozostających w styku z jezdnią. Sytuacja krytyczna może być definiowana przez nierówność momentów działających na pojazd:

$$\frac{1}{2} F_z \cdot B < F_y \cdot h_{GC} + C_\phi \cdot \phi + K_\phi \cdot \dot{\phi} \quad (4.3)$$

Krytyczna wartość energii przewrócenia pojazdu $E_{critical}$ jest określana przez minimalizację względem ϕ i $\dot{\phi}$.

4.4. Metody bazujące na analizie przyspieszenia bocznego

Analiza stabilności przechyłowej pojazdu, opiera się na siłach bezwładności d'Alemberta ($-m \cdot a_y$) działających na środek masy i powodujących wzrost momentu wywracającego. W pojazdach wyposażonych w system stabilizacji toru jazdy przyspieszenie boczne jest mierzone i zastosowanie go jako wskaźnika wskazującego na zagrożenie przewróceniem pojazdu, staje się bardzo atrakcyjne. Uwzględnienie oddziaływania ugięcia zawiesznień komplikuje analizy, więc w wielu rozwiązaniach jest ono pomijane, co skutkuje niskimi wartościami granicznych przyspieszeń bocznych. Na dokładniejszą analizę pozwala ustalenie wartości pochodnej z przyspieszenia bocznego (zrywu). Dodatkowym utrudnieniem jest fakt, że pomiar wartości przyspieszeń charakteryzuje się znacznym szumem i jego eliminacja wymaga dodatkowych zabiegów.

4.5. Algorytmy sterowania systemem przeciwdziałania przewróceniu pojazdu

Zazwyczaj stosuje się dwa algorytmy sterowania. Jeden bazuje bezpośrednio na wartości granicznej wybranego wskaźnika: zmiany obciążeń kół LTR , kąta przechyłu bocznego ϕ , przyspieszenia bocznego a_y , czy energii przewrócenia pojazdu E , zapisanego ogólnie jako $R_{critical}$ (oznaczony jako \hat{R}). Strategia dynamicznego przełączania sterownika (drugi algorytm sterowania) bazuje na pochodnej ze wskaźnika R . Idea jest taka, że kontroler działa w pełni, jeżeli $R > \hat{R}$ i gdy wzrasta jego pochodna $\dot{R} \cdot sign(R) > 0$ oraz działa tylko częściowo, gdy pochodna maleje $\dot{R} \cdot sign(R) \leq 0$.

Algorytm pierwszy zapisano w postaci:

$$F_{xT} = \begin{cases} 0 & \text{dla } |R| \leq \hat{R} \\ -m \cdot a_{x \max} & \text{dla } |R| > \hat{R} \end{cases} \quad (4.4)$$

gdzie: $a_{x \max}$ – maksymalne możliwe do uzyskania opóźnienie hamowania.

W drugim przypadku algorytm opisano zależnością:

$$F_{xT} = \begin{cases} 0 & \text{dla } |R| \leq \hat{R} \\ -m \cdot a_{x\max} & \text{dla } |R| > \hat{R} \cup \dot{R} \cdot \text{sign}(R) > 0 \\ -\frac{|R| - \hat{R}}{R_{\max} - \hat{R}} \cdot m \cdot a_{x\max} & \text{dla } |R| > \hat{R} \cup \dot{R} \cdot \text{sign}(R) < 0 \end{cases} \quad (4.5)$$

Algorytmy te mogą być również stosowane do korygowania kątów skrętu kół pojazdu [9].

$$\delta_R = \begin{cases} 0 & \text{dla } |R| \leq \hat{R} \\ k_R \cdot \text{sign}(R) \cdot (|R| - \hat{R}) & \text{dla } |R| > \hat{R} \end{cases} \quad (4.6)$$

gdzie: k_R – współczynnik korekcyjny kąta skrętu koła.

4.6. Wartości graniczne wskaźników

Prawidłowe działanie sterowników wymaga oszacowania granicznych wartości wskaźników służących do ich aktywowania.

Zmiana obciążenia kół jednej strony pojazdu *LTR*

Pierwszym z nich jest zmiana obciążeń kół *LTR*. Wskaźnik ten zmienia się w granicach od 0 do 1, przy czym wartość 1 uzyskuje się w chwili oderwania kół od jezdni. W najbardziej ogólnej postaci zależność ta przedstawia się następująco [9]:

$$LTR_{\text{graniczne}} = \frac{F_{ZR} - F_{ZL}}{F_{ZR} + F_{ZL}} = \frac{2 \cdot m_s}{m \cdot B} \cdot \left[((h_{GC} - h_{RC}) + h_{GC} \cdot \cos \phi) \cdot \frac{a_y}{g} + h_{GC} \cdot \sin \phi \right] \quad (4.7)$$

W dalszej części przedstawiono wartości wskaźnika uzyskane z badań mobilnego modelu i rzeczywistego pojazdu.

Kąt przechyłu bocznego

Kolejny wskaźnik oparto o kąt przechyłu pojazdu ϕ . Można go stosunkowo łatwo wyznaczyć dla warunków ustalonych, z zależności:

$$\phi = \frac{mg \cdot (h_{GC} - h_{RC})}{K_\phi - mg \cdot (h_{GC} - h_{RC})} \cdot \frac{a_y}{g} \quad (4.8)$$

W warunkach dynamicznych zależność na kąt przechyłu się znacznie komplikuje. Z tego względu zaleca się korzystanie z rzeczywistego kąta przechyłu uzyskanego na podstawie pomiarów. Zazwyczaj jako graniczną wartość kąta przyjmuje się 5÷7 stopni.

Energia przewrócenia pojazdu

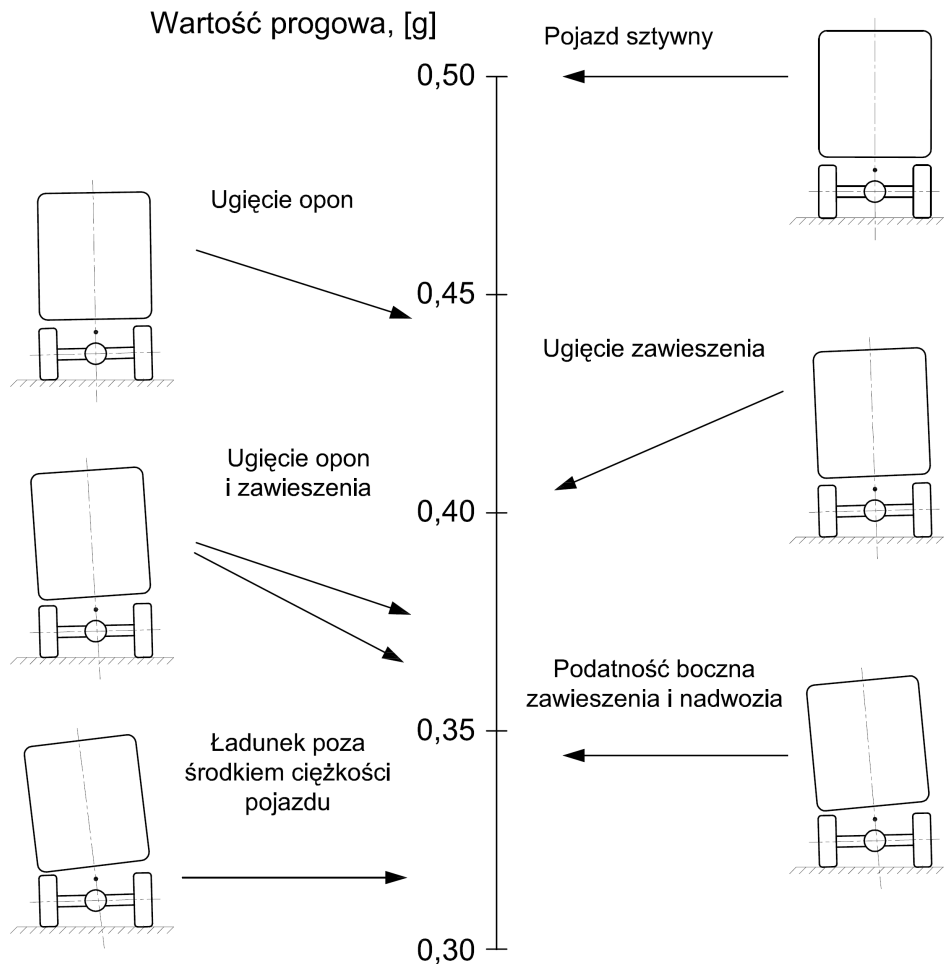
Wskaźnik oparty na analizie energii przewrócenia pojazdu wykorzystywany jest do określenia znormalizowanego warunku przewrotu pojazdu. Został on zaproponowany przez Johanssona i Gäfvert [3], i jest definiowany przez zależność:

$$ROW_1 = 1 - \frac{E_{\text{critical}} - E}{E_{\text{critical}}} \quad (4.9)$$

Krytyczna sytuacja będzie osiągnięta dla $ROW_1 \geq 1$. Włączenie kontrolera jest realizowane po osiągnięciu wartości brzegowej ROW_1 mniejszej od 1, której wartość może być określona eksperymentalnie. Oznacza to, że kontroler powinien rozpocząć działanie po przekroczeniu granicznej wartości wskaźnika $ROW_1 \leq ROW_{1\text{graniczne}}$. Próbę oszacowania tego parametru przedstawiono poniżej.

W literaturze można spotkać najwięcej materiałów dotyczących granicznych wartości przyspieszenia bocznego. Na rysunku 4 przedstawiono zalecenia zaproponowane przez

NTRCI (*National Transportation Research Center*) [8]. Graniczne wartości przyspieszeń bocznych dla samochodu ciężarowego o wysoko położonym środku ciężkości, są zależne od sztywności zawiesznień i ogumienia, i dla samochodu traktowanego jako bryła sztywna wynoszą 0,50g, a dla samochodu po uwzględnieniu podatności zawiesznień i opon – 0,35g.



Rys. 4. Graniczne wartości zagrożenia wywrotem w warunkach ustalonych [14]

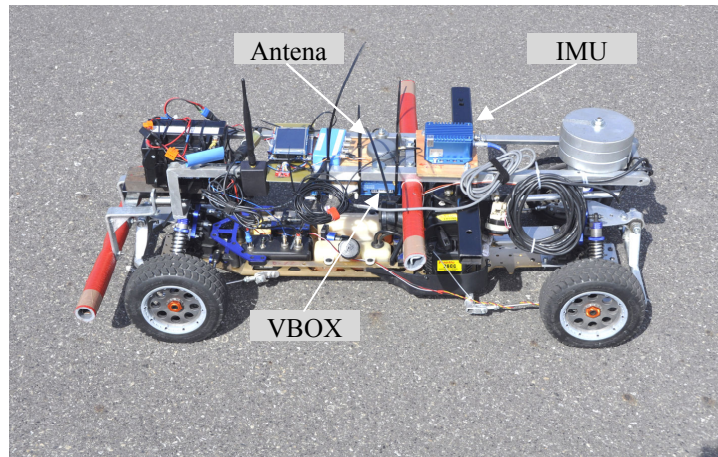
Ze względu na to, że wysokość położenia środka masy pojazdu, sztywności zawiesznień i ich charakterystyki oraz stosowanie stabilizatorów, istotnie wpływa na graniczne wartości przyspieszeń bocznych, w przypadku analizy pojazdów o innych parametrach należy dokonać stosownej korekty. W dalszych analizach uwzględniono wpływ tych czynników na wartości graniczne wskaźnika.

5. Badania modelu i ich odniesienie do pojazdu rzeczywistego

5.1. Mobilny model pojazdu

W celu odwzorowania dynamiki ruchu pojazdu rzeczywistego wykorzystywany jest sterowany radiem model pojazdu w skali ~1:5. Model jest wyposażony w silnik spalinowy o pojemności skokowej 26 cm³, sprzęgło odśrodkowe, skrzynię przekładniową, przekładnię centralną oraz przekładnię główną, napędzające tylną oś pojazdu. W celu zachowania warunków podobieństwa w stosunku do pojazdu rzeczywistego (pojazd ciężarowy specjalny o wysoko położonym środku masy) przeprowadzono szereg modyfikacji, które zaowocowały między innymi zmianami: rozstawu osi, położenia środka masy, masowych momentów

bezwładności, konstrukcji zawiesznień osi przedniej i tylnej oraz parametrów opon. Model pojazdu wyposażony został w odpowiednią aparaturę pomiarową pozwalającą na pomiar i rejestrację istotnych parametrów jego ruchu. Zdecydowano się stosować aparaturę pomiarową VBOX firmy Racelogic z modułem IMU. Zapis wyników pomiarów dokonywany był na karcie pamięci Compact Flash. Na rysunku 5 przedstawiono mobilny model pojazdu zamontowaną aparaturą.

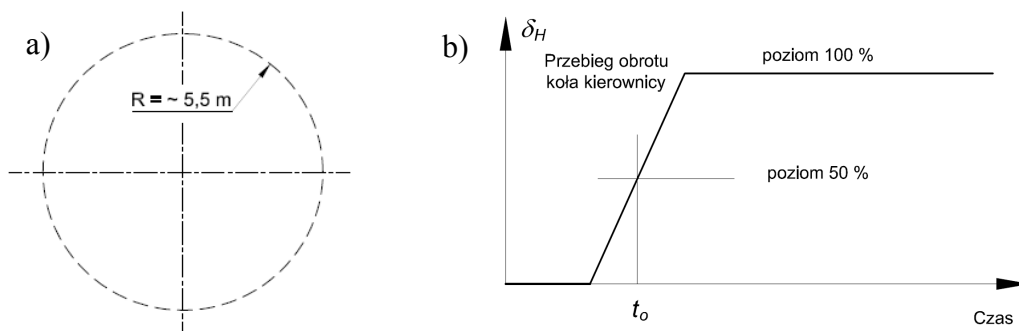


Rys. 5. Model z zamontowaną aparaturą pomiarową

5.2. Badania poligonowe

Do porównań wybrano dwie próby: jazdę po okręgu z ustaloną prędkością oraz skokowe wymuszenie na kole kierownicy. Badania wykonywane były na torze badawczym TATRA w Koprzywnicy (Czechy) w przypadku pojazdu pełnowymiarowego [11,12,13] oraz na lotnisku w Kaniowie koło Czechowic-Dziedzic, dla mobilnego modelu.

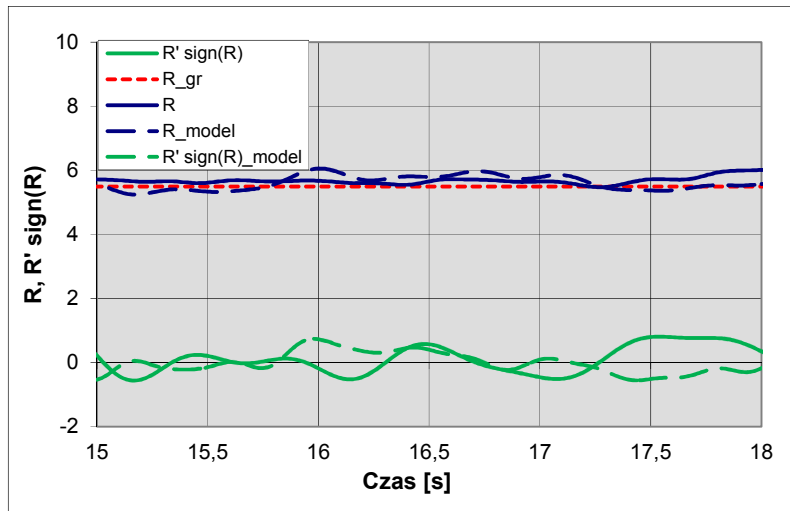
Na rysunku 6 przedstawiono przyjęty tor ruchu w teście jazdy po okręgu oraz sposób realizacji testu wymuszenia skokowego z liniowym narastaniem kąta obrotu koła kierownicy.



Rys. 6. Przeprowadzane próby: jazdy po okręgu ze stałą prędkością w warunkach ustalonych (a) i skokowe wymuszenie obrotu koła kierownicy (b)

5.3. Jazda po okręgu z ustaloną prędkością

Próba była realizowana z prędkością jazdy $\sim 17 \text{ km/h}$ i przyspieszeniem bocznym $\sim 4,5 \text{ m/s}^2$ (co odpowiada prędkości pojazdu rzeczywistego $\sim 40 \text{ km/h}$ poruszającego się po torze o promieniu $\sim 21,5 \text{ m}$). Na rysunku 7 przedstawiono przebieg wybranego wskaźnika i jego pochodnej.



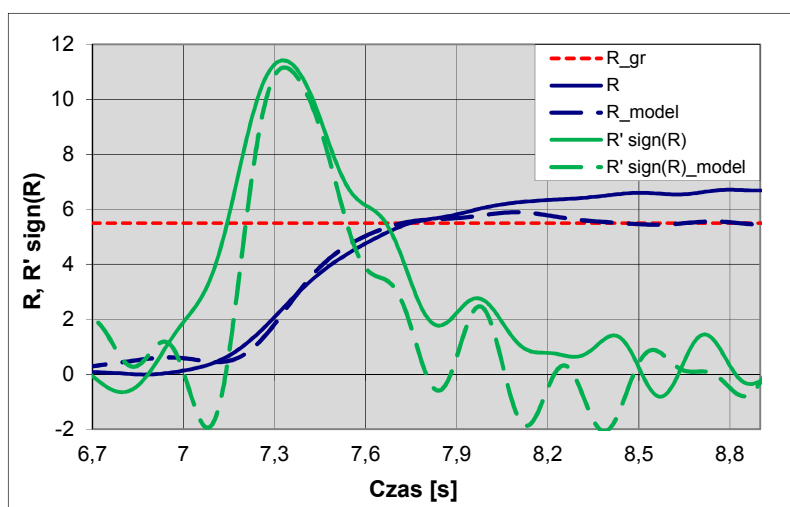
Rys. 7. Przebieg wybranego wskaźnika podczas prób jazdy po okręgu ze stałą prędkością (pojazd rzeczywisty oznaczony linią ciągłą, model linią przerywaną)

Z wykresu wynika, że składowa dynamiczna wskaźnika R związana z jego pochodną, podczas próby w ustalonych warunkach jest mała, natomiast składowa związana ze wskaźnikiem przyjmuje wartości oscylujące wokół wartości granicznej (zależności (4.5) i (4.6)). W prezentowanym powyżej przypadku może dojść do uaktywnienia systemu stabilizacji toru jazdy pojazdu.

5.4. Skokowe wymuszenie na kole kierownicy

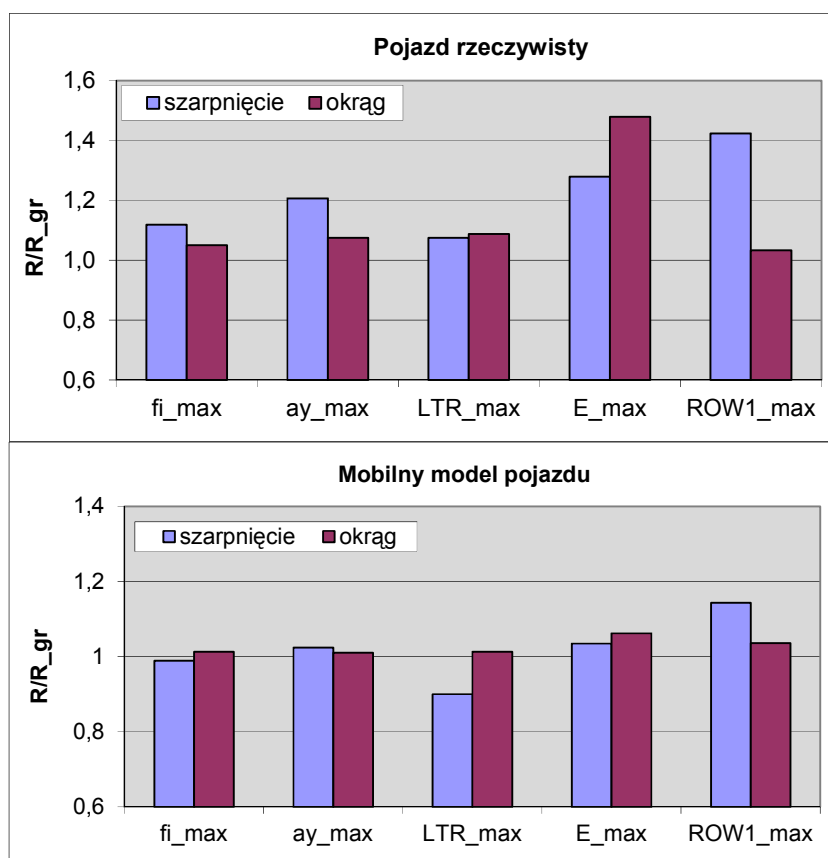
W trakcie badań pojazd poruszał się z ustaloną prędkością na wprost, po czym, w wyznaczonym miejscu wykonywał gwałtowny skręt o ustaloną wartość kąta.

Podczas wykonywania manewru pochodna wskaźnika znacząco wzrasta w pierwszej części manewru a następnie maleje. Wskaźnik R rośnie, przy czym jego wzrost jest opóźniony w stosunku do jego pochodnej o $\sim 0,6 \div 0,8$ s. Ta zwłoka czasowa, związana z bezwładnością pojazdu, często jest określana jako czas do oderwania się koła (*time to lift*) (rysunek 8).

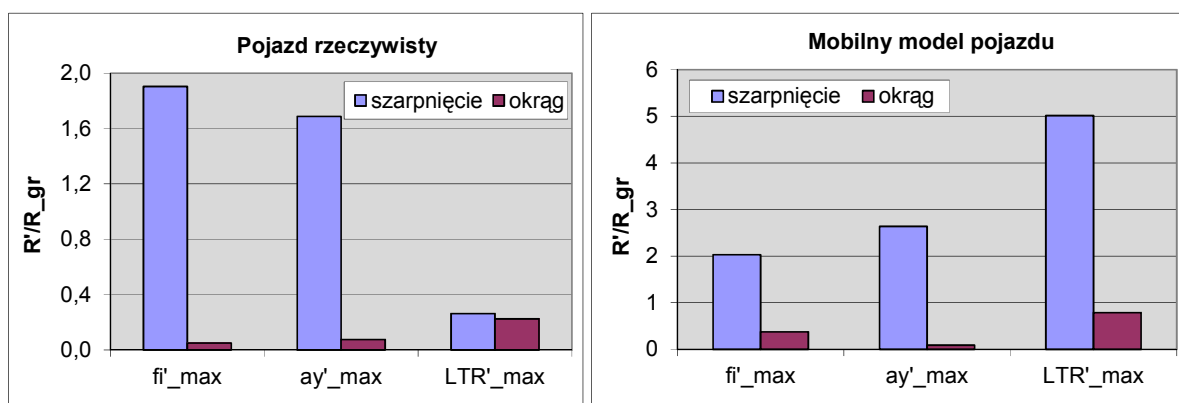


Rys. 8. Przebieg wybranego wskaźnika podczas próby skokowego wymuszenia obrotu koła kierownicy (pojazd rzeczywisty oznaczony linią ciągłą, model linią przerywaną)

Analiza różnych wskaźników zagrożenia przewróceniem pojazdu R pozwoliła na określenie różnic pomiędzy poszczególnymi wskaźnikami i ich pochodnymi dla pojazdu rzeczywistego i dla jego mobilnego modelu. Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono wartości wskaźników oraz ich pochodnych.



Rys. 9. Znormalizowane wartości wskaźników zagrożenia wywróceniem pojazdu R/R_{gr}



Rys. 10. Znormalizowane wartości pochodnych wskaźników zagrożenia wywróceniem pojazdu \dot{R}/R_{gr}

Z porównania wynika, że zarówno pojazd rzeczywisty jak i model wykazują podobne wartości wskaźników R dla wszystkich porównywanych parametrów ϕ , a_y , LTR , E i ROW_1 . Uzyskane różnice dla próby ustalonej jazdy po okręgu wynoszą odpowiednio 11, 15, 16 i 19 % a dla skokowego wymuszenia obrotu koła kierownicy różnice te są mniejsze i wynoszą

odpowiednio około 4, 6, 7 i 28%. Nieco większe różnice wykazują pochodne wskaźników $\dot{\phi}$, \dot{a}_y i $L\dot{T}R$, szczególnie duże różnice obserwowane są przy wskaźniku odciażenia kół jednej strony pojazdu.

6. Podsumowanie i wnioski

Porównanie wyników badań symulacyjnych modelu pojazdu z wynikami uzyskanymi z pomiarów pojazdu rzeczywistego pokazują dużą zgodność analizowanych parametrów. Generalnie pozwala to na stwierdzenie, że mobilny model pojazdu może być wykorzystywany do określania parametrów sterowania układami stabilizacji toru jazdy wyposażonymi w funkcję przeciwdziałania przewróceniu pojazdu. Dobra zgodność występuje dla parametrów kąta przechyłu, przyspieszenia bocznego i odciażenia kół jednej strony pojazdu. Większe różnice wykazują: energia przewrócenia pojazdu i wskaźnik ROW_1 . Podobne wartości pochodnych wskaźników uzyskuje się dla kąta przechyłu $\dot{\phi}$ oraz przyspieszenia bocznego \dot{a}_y . Duże różnice występują podczas porównania pochodnej wskaźnika LTR .

Na podstawie przedstawionych badań symulacyjnych mobilnego modelu i pojazdu rzeczywistego można wysunąć następujące wnioski:

- uzyskano dobrą zgodność parametrów charakteryzujących zagrożenie przewróceniem pojazdu; obie próby: jazda po okręgu z ustaloną prędkością i skokowe wymuszenie obrotu koła kierownicy potwierdziły tę zgodność,
- mobilny model pojazdu może być wykorzystany do tworzenia oprogramowania układów stabilizacji ruchu z funkcją przeciwdziałania przewróceniu a także do określania granicznych wartości wskaźników charakteryzujących zagrożenie przewróceniem na bok,
- prowadzone są dalsze badania modelu oraz prace zmierzające do zachowania podobieństwa większej liczby porównywanych parametrów modelu i pojazdu; powinny one wpłynąć na zmniejszenie różnic badanych wskaźników.

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”.

Literatura

1. Brennan S., Alleyne A. The Illinois Roadway Simulator: A mechatronic testbed for vehicle dynamics and control. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics 2000; 12, Vol. 5, No. 4: 349-359.
2. Dahleberg E. Commercial vehicle stability – focusing on rollover. Stockholm: Vehicle Dynamics, 2001.
3. Johansson B., Gäfvert M. Untripped SUV rollover detection and prevention. 43rd IEEE Conference on Decision and Control 2004; 14-17.
4. Lapamong S., Gupta V., Callejas E., Brennan S. Fidelity of using scaled vehicles for chassis dynamic studies. Vehicle System Dynamics 2009; 11(47): 1401-1437.
5. Lapamong S. Vehicle rollover prediction for banked surfaces. Pennsylvania State University 2010.

6. Lozia Z. Ocena odporności pojazdu na przewrócenie na bok – wpływ stopnia skomplikowania modelu na wyniki obliczeń. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechnika Warszawska 2010; 3(79).
7. NHTSA, Traffic Safety Facts 2003 - Final Report. U.S. Department of Transportation: National Highway Traffic and Safety Board 2004.
8. Pape D., Arant M., Nelson S., Franzese O., Knee H., LaClair T., Attanayake U., Hathaway R., Keil M., Ro K. Heavy truck rollover characterization (Phase B). NTRCI 2009.
9. Odenthal D., Bünte T., Ackermann J. Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance. Proceedings of European Control Conference, Karlsruhe, Germany 1999.
10. Parczewski K., Wnęk H. Utilization of the car model to the analysis of the vehicle movement after the curvilinear truck. Maintenance and Reliability 2010; 4(48): 37-46.
11. Parczewski K., Wnęk H. Wykorzystanie kryteriów podobieństwa do analiz stateczności ruchu na podstawie mobilnego modelu samochodu ciężarowego. Logistyka 2012; 3.
12. Parczewski K., Wnęk H. Analiza wpływu parametrów masowych na stateczność ruchu samochodu ciężarowego w oparciu o badania mobilnego modelu pojazdu. Postępy Nauki i Techniki, SIMP 2012; 14: 208-223.
13. Romaniszyn K. M. Mobilne modele samochodów do badań stateczności. Logistyka 2012; 3.
14. Winkler C. Rollover of Heavy Commercial Vehicles, University of Michigan Transportation Research Institute, Research Review Vol. 31 No. 4
15. Yih P. Radio controlled car model as a vehicle dynamics test bed. Mechanical Engineering Department. Stanford University 2000.
16. Yu H. Guvenc L. Ozguner U. Heavy-duty vehicle rollover detection and active roll control. Vehicle System Dynamics 2008; 6(46): 451-470.

Spis oznaczeń

a_x	przyspieszenie wzdłużne (wzdłuż osi X)
a_y	przyspieszenie poprzeczne (wzdłuż osi Y)
B	rozstaw kół
C_ϕ	szttywność przechyłowa zawieszzeń
$E_{critical}$	energia wywrócenia pojazdu
F_{xT}	siła hamująca

F_y	siła działająca względem osi Y
$F_{yL,R}$	siła poprzeczna działająca na koło lewe / prawy
F_z	siła działająca względem osi Z
$F_{zL,R}$	siła pionowa działająca na koło lewe / prawe
g	przyspieszenie ziemskie
h	odległość środka masy od osi przechyłu $h = h_{GC} - h_{RC}$
h_{GC}	wysokość położenia środka masy
h_{RC}	wysokość położenia osi przechyłu
I_{XX}	moment bezwładności względem osi X
K_ϕ	przechyłowy współczynnik tłumienia zawiesznień
m	masa pojazdu
m_s	masa "resorowana" pojazdu
δ_R	kąt skrętu kół
δ_H	kąt obrotu koła kierownicy
ϕ	kąt przechyłu bocznego
$\dot{\phi}$	prędkość kątowna obrotu pojazdu względem osi X