Article citation info:
PARCZEWSKI K., WNĘK H., DZIDA J. Risk mitigation rollover systems used in trucks. *Combustion Engines*. 2015, **162**(3), 250-256. ISSN 2300-9896.

Krzysztof PARCZEWSKI
Henryk WNĘK
Jan DZIDA

PTNSS–2015–3331

Risk mitigation rollover systems used in trucks

The article discusses the problems of loss of lateral stability in the vehicles motion. Particular attention was paid to the danger of rollover, which occurs especially in commercial vehicles of high center of gravity position. Presented two main directions of reducing the incidence of such risks, that are – the application of the driver warning systems and directly influencing on the control of the vehicle. Presented methods for assessing the risk of vehicle rollover and used for this purpose indicators, for the chassis systems with dependent and independent wheel suspension. Also presented a method of predicting the values of risk indicators, which improves the efficiency of discussed systems and thereby level of road traffic safety.

Key words: *the lateral stability of the vehicles, the risk of rollover, risk mitigation rollover systems*

Systemy ograniczające zagrożenie przewrócenia pojazdu ciężarowego

W artykule omówiono problematykę utraty stateczności poprzecznej w ruchu pojazdów. Szczególną uwagę poświęcono niebezpieczeństwu bocznego przewrócenia, które występuje zwłaszcza w pojazdach ciężarowych o wysoko położonym środku ciężkości. Zostały przedstawione dwa główne kierunki ograniczenia występowania takich zagrożeń, to jest – stosowanie systemów ostrzegających kierowcę oraz bezpośrednio ingerujących w sterowanie samochodem. Przytoczono metody określania zagrożenia przewrócenia pojazdu i wykorzystywane w tym celu wskaźniki dla układów jezdnych o zależnych i niezależnych zawieszeniach kół. Przedstawiona została również metoda prognozowania wartości wskaźników zagrożenia, która podnosi skuteczność omawianych systemów i tym samym poziom bezpieczeństwa w ruchu drogowym.

Słowa kluczowe: *stateczność pojazdów ciężarowych, ryzyko przewrócenia pojazdu, systemy ograniczające zagrożenie przewrócenia pojazdu*

1. Wprowadzenie

W czasie ruchu pojazdów samochodowych po torze łukowym, gdy parametry jazdy nie są dostosowane do panujących warunków, może dojść do utraty przez nie stateczności poprzecznej. Stan taki, w przypadku samochodów o relatywnie nisko położonym środku ciężkości (głównie samochody osobowe), najczęściej zakończy się dużym poślizgiem bocznym kół i utratą panowania nad kierunkiem ruchu, co może dalej skutkować zderzeniem z innymi pojazdami lub wypadnięciem z drogi. Z kolei, jeżeli środek ciężkości jest położony wysoko, jak na przykład w samochodach ciężarowych i wielu samochodach specjalnych, wówczas dochodzi do ich bocznego wywrotu, którego konsekwencje są zawsze poważne. Nie dziwi zatem, że producenci samochodów intensywnie pracują nad wprowadzeniem odpowiednich systemów, które pozwoliłyby ograniczyć lub wyeliminować wymienione zagrożenia [1,11,12,13]. W niniejszym artykule wykorzystano fragmenty analiz stateczności poprzecznej pojazdu, wykonane w czasie realizacji projektu celowego pt. „Zintegrowany system monitorowania parametrów pracy pojazdów specjalnych w celu poprawy bezpieczeństwa czynnego", objętego umową nr INNOTECH-K3/IN3/17/226833 /NCBR/14 z 2014 r.

Systemy stabilizacji pojazdu

Systemy stabilizacji pojazdu (Vehicles Stability System - VSS) stale monitorują szereg parametrów ruchu pojazdu za pomocą czujników pokładowych. To pozwala na wskazanie, czy występuje zagrożenie przewrócenia pojazdu z powodu nadmiernej prędkości jazdy na łuku drogi, lub w wyniku gwałtownych manewrów skrętu. Można również przewidywać utratę stateczności kierunkowej pojazdu, jeżeli występuje ruch obrotowy pojazdu (odchylanie), na podstawie porównywania go z wejściowym sygnałem sterującym (kątem obrotu koła kierownicy).

Obecnie dostępnych jest kilka systemów stabilizacji toru jazdy pojazdu, które najczęściej oznaczane są skrótami od ich pełnych nazw. Są to: Roll Stability Advisor (RSA), Roll Stability Control (RSC) oraz systemy elektronicznej kontroli stabilności jak Electronic Stability Control (ESC), lub Electronic Stability Program (ESP). Ponadto w przyczepach i naczepach są stosowane programy stabilności: Roll Stability Support (RSS) i Roll Stability Control (RSC) [9].

Systemy, które odnoszą się tylko do zagrożenia przewrócenia pojazdu można podzielić na dwie grupy. Rozwiązania z pierwszej grupy monitorują

parametry ruchu pojazdu, które wpływają na możliwość przewrócenia i jedynie ostrzegają kierowcę. Systemy te są określane, jako systemy doradcze Roll Stability Advisors (RSA). Tego typu układy zostały opracowane około dziesięć lat temu i są już częściowo włączone do wspomagania-doradzania kierowcy w sterowaniu pojazdem. Układy z drugiej grupy również monitorują parametry ruchu pojazdu, które wpływają na możliwość przewrócenia, ale po wykryciu takiego niebezpieczeństwa system podejmuje działania bez udziału kierowcy. W tym przypadku można już mówić o wspomaganiu w procesie sterowania, co podkreśla ich nazwa - Roll Stability Control (RSC).

System doradczy Roll Stability Advisor (RSA)

Są to systemy pasywne, które ostrzegają kierowcę, gdy ryzyko przewrócenia jest duże. System RSA monitoruje i analizuje siły boczne na podstawie informacji otrzymanych z czujników pokładowych oraz określa, kiedy ostrzeżenie jest uzasadnione. Ostrzeżenie stanowi zazwyczaj sygnał dźwiękowy i komunikat wizualny skierowany do kierowcy. Treść wiadomości, długość czasu wyświetlania i czas trwania sygnału dźwiękowego mogą być powiązane ze wzrostem poziomu ryzyka przewrócenia. W niektórych systemach wizualne ostrzeżenie o występowaniu ryzyka jest związane z zaleceniem zmniejszenia prędkości jazdy. Systemy RSA znajdują również zastosowanie do szkolenia kierowców. Mogą one informować kierowców, które z wykonywanych działań mogą generować niebezpieczeństwo przewrócenia samochodu, przyspieszając proces uczenia się bezpiecznego kierowania. Jednym z problemów stosowania systemów RSA jest to, że aby były one skuteczne muszą dostarczyć ostrzeżenie, na długo przed rozpoczęciem wywrócenia, by dać czas kierowcy na odpowiednią reakcję. Dlatego próg ostrzegawczy musi być ustawiony poniżej rzeczywistego progu przewrócenia. Jeśli próg jest ustawiony zbyt nisko, może to prowadzić do fałszywych lub błędnych ostrzeżeń i doprowadzać do ignorowania ostrzeżenia przez kierowców. Z kolei, gdy wartość progu ostrzegawczego jest zbyt blisko progu rzeczywistego przewrócenia, kierowca może nie mieć wystarczającej ilości czasu do skutecznego przeciwdziałania występującemu zagrożeniu. Aktualnie systemy RSA są kwalifikowane, jako wczesne próby zapobiegania przewracaniu pojazdów.

Systemy kontroli stabilności poprzecznej pojazdu Roll Stability Control (RSC)

Są to systemy aktywne, które automatycznie interweniują w razie wykrycia wysokiego ryzyka przewrócenia się pojazdu. System interweniuje przez przymknięcie przepustnicy i uruchomienie hamulców, bez konieczności działania kierowcy. Układ taki jest zazwyczaj zintegrowany z systemami zapobiegania blokowania kół podczas hamowania (ABS). Systemy RSC są szczególnie skuteczne w pojazdach pojedynczych. Gdy są zamontowane do pojazdu ciągnącego przyczepę ich skuteczność spada, co wynika z braku informacji dotyczących zachowania się przyczepy. Może to skutkować osiągnięciem progu przewrócenia przyczepy, zanim stan taki zostanie wykryty przez czujniki na pojeździe ciągnącym. Tę nieprawidłowość można częściowo skompensować przez odpowiedni dobór wartości progu interwencji, jednak w tym przypadku, może występować „fałszywa" interwencja systemu, co powoduje, że kierowca może mieć świadomość, że interwencja była niepotrzebna. Z tej przyczyny stosowane są rozszerzone systemy kontroli stateczności obejmujące odbieranie sygnałów dodatkowo z naczep i przyczep.

W literaturze można również znaleźć opisy systemu RSC, który przeciwdziała przewróceniu pojazdu przez zmianę ciśnienia powietrza w poduszkach powietrznych zawieszeń kół. Wydaje się jednak, że ze względu na nieuniknioną zwłokę w działaniu takiego systemu oraz możliwość jego stosowania tylko w określonym typie zawieszeń, nie będzie on znacząco rozwijany.

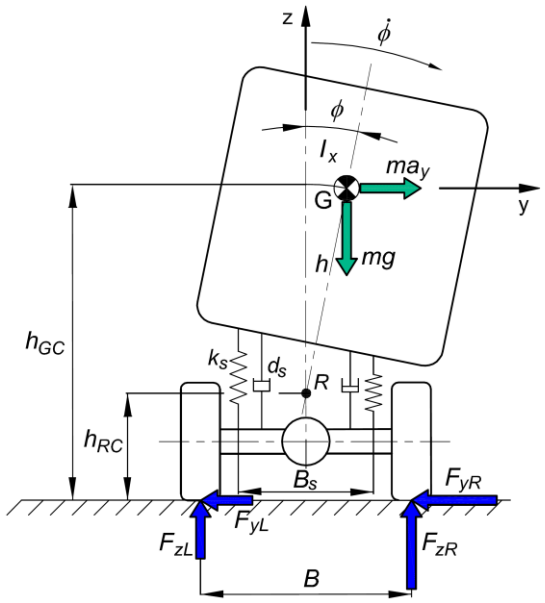
Systemy kontroli stabilności poprzecznej zespołu pojazd-przyczepa Trailer Roll Stability (RSC-TRS)

Podobnie jak opisane powyżej, są to systemy aktywne, które automatycznie interweniują w razie wykrycia wysokiego ryzyka przewrócenia się pojazdu. System interweniuje poprzez zastosowanie hamulców przyczepy bez konieczności działania kierowcy. Systemy te mogą być zintegrowane z systemami zapobiegającymi blokowaniu kół podczas hamowania lub z tzw. elektronicznym sterowaniem układów hamulcowych. Mogą także być używane w połączeniu ze standardowymi hamulcami przyczepy, jednak mniej skutecznie, nie ma wówczas możliwości kontrolowania zablokowania kół, w przypadku ich hamowania w celu zmniejszenia prędkości pojazdu.

2. Mechanika przewracania pojazdu

Znajomość zjawisk oraz sił i momentów działających na pojazd i jego koła podczas manewru skrętu pozwala na określenie warunków przewrócenia.

Do oceny stateczności poprzecznej pojazdów służą wskaźniki o różnym stopniu uproszczenia, bazujące na parametrach masowych, geometrycznych i sztywności zespołów nośnych pojazdów. Na przedstawionym schemacie (rys. 1) pokazano uproszczony model przewracania pojazdu pod działaniem siły bocznej.



Rys. 1. Schemat zmiany obciążeń kół (pokazany na rzucie poprzecznym pojazdu)

Wykorzystując ten model można z pewnym przybliżeniem określić graniczne warunki, przy których pojazd się przewróci.

$$m \cdot \ddot{y} = R_y - F_{yL} - F_{yR} \tag{1}$$

$$m \cdot \ddot{z} = F_{zL} + F_{zR} + F_{sL} - F_{sR} - R_z - m \cdot g \tag{2}$$

$$I_x \cdot \ddot{\phi}_{unsprung} = h_{RC} \cdot (F_{yL} + F_{yR}) + \frac{B}{2} \cdot (F_{zL} - F_{zR}) + \\ + d_\phi \cdot \dot{\phi} + k_\phi \cdot \phi + M_{ARB} \tag{3}$$

Po uwzględnieniu dynamiki ruchu pojazdu podczas skręcania i przekształceniach uzyskuje się dla masy resorowanej:

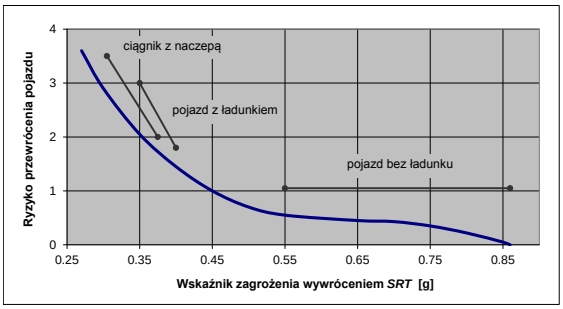
$$I_x \cdot \ddot{\phi} = M \cdot g \cdot (h_{GC} - h_{RC}) \cdot \sin\phi - d_\phi \cdot \dot{\phi} - k_\phi \cdot \phi + \\ - M_{ARB} + m \cdot (\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta + V \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\beta) \\ \cdot (h_{GC} - h_{RC}) \cdot \cos\phi \tag{4}$$

Zmiana sił pionowych działających na koła przednie i tylne pojazdu będzie następująca:

$$\Delta F_{zf(r)} = \frac{2}{B_{f(r)}} \cdot [d_{\phi f(r)} \cdot \dot{\phi}_{f(r)} + k_{\phi f(r)} \cdot \phi_{f(r)} + M_{ARB} + \\ + h_{RCf(r)} \cdot (F_{yL} + F_{yR})_{f(r)} \\ \cdot (\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta + V \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\beta)] \tag{5}$$

3. Metody określania zagrożenia przewrócenia pojazdu

Podatność pojazdu na przewrócenie na bok (rollover propensity) jest określana zazwyczaj przez parametry ruchu pojazdu, w warunkach quasi-statycznych, przy różnych stopniach uproszczenia analiz. Badania wykazały wyraźny związek między ryzykiem przewrócenia i statecznością poprzeczną charakteryzowaną statycznym progiem przewrócenia (Static Rollover Treshold – *SRT*) lub współczynnikiem stabilności (Static Stability Factor –- *SSF*) [5]. Progi *SRT* i *SSF* (przyjmują te same wartości i są stosowane zamiennie) dotyczą quasi-statycznej próby przewracania pojazdu i charakteryzują one „odporność" pojazdu na przewracanie na bok. Współczynniki te są mało dokładne (zazwyczaj zawyżone) [6].



Rys. 2. Zagrożenie przewrócenia pojazdu w zależności od progu *SRT* [5]

Wyznaczana jest wartość progowa parametrów przewrócenia pojazdu. Poziom przyspieszenia bocznego określa czy dojdzie do przewrócenia pojazdu, na który nie działają siły zewnętrzne, podczas poruszania się pojazdu po torze kołowym. Na tej podstawie została opracowana definicja wartości progowej powodującej przewrócenie pojazdu w warunkach ustalonych: *SRT* – określana jako maksymalna wartość przyspieszenia bocznego, przy którym nie dojdzie do przewrócenia pojazdu na bok, w warunkach ustalonych jazdy po okręgu. Skala ryzyka przewrócenia pojazdu jest tak dobrana, że pojazdy, w przypadku których może dojść do przewrócenia, będą się charakteryzować ryzykiem większym od 1, a w przypadku wartości mniejszych od 1 dojdzie do wystąpienia dużego poślizgu bocznego. Ryzyko przewrócenia pojazdu zwiększa się wraz ze wzrostem stosunku wysokości środka ciężkości do rozstawu kół.

4. Metody określania zagrożenia przewrócenia pojazdu

Dotychczas opracowano wiele wskaźników stateczności, które uwzględniają różną liczbę zmiennych wpływających na zagrożenie przewrócenia się pojazdu, np.: *TTR*, *RIB*, *RTSVM*, *DSI*, *LTR*, *TTL* i inne. Definicje tych wskaźników i kryteria wystąpienia zagrożenia przewrócenia pojazdu przedstawiono w publikacjach [8,16].

W dalszych rozważaniach uogólniony wskaźnik zagrożenia przewrócenia pojazdu określany jest następująco [2]:

$$RT_e = \frac{RT + e_{\max}}{1 - RT \cdot e_{\max}} \tag{6}$$

Systemy zmniejszające ryzyko przewrócenia pojazdu wykorzystują zazwyczaj w zależności (6), jako wskaźnik zagrożenia *RT*, wyznaczaną względną zmianę pionowego obciążenia kół lewych i prawych *LTR* (load transfer ratio):

$$LTR = \frac{F_{zR} - F_{zL}}{F_{zR} + F_{zL}} \tag{7}$$

Wskaźnik ten jest szeroko stosowany z uwagi na łatwość jego wykorzystania, zarówno w układach ostrzegających RSA jak i stabilizujących RSC. Wartość tego wskaźnika może być obliczona bezpośrednio z wartości reakcji normalnych pod kołami – pod warunkiem, że samochód został wyposażony w odpowiednie czujniki monitorujące siły w zawieszeniach lub oponach. W wersji uproszczonej do wyznaczenia wartości wskaźnika można wykorzystać parametry opisujące ruch pojazdu, takie jak: przyspieszenie poprzeczne, kąt przechyłu, oraz położenie środka ciężkości określane dla poszczególnych konfiguracji obciążenia ładunkiem.

Stąd wskaźnik zmiany obciążenia stron pojazdu (7) dla warunków ustalonej jazdy po okręgu, można wyznaczyć z zależności [7]:

$$LTR_s = \frac{F_{zR} - F_{zL}}{F_{zR} + F_{zL}} = \frac{2 \cdot m_s}{m \cdot B} \cdot \left(\left[h_{RC} + (h_{GC} - h_{RC}) \cdot \cos\phi \right] \cdot \frac{a_y}{g} + (h_{GC} - h_{RC}) \cdot \sin\phi \right) \tag{8}$$

W przypadku, gdy w analizie ruchu pojazdu zostanie uwzględniona sztywność kątowa zawieszeń oraz pominięte tłumienie kątowe (ze względu na to, że przechylanie się pojazdu jest zjawiskiem wolnozmiennym), wówczas znajomość wartości kąta przechyłu nie jest wymagana i zależność (7) na zmianę obciążeń stron pojazdu można zapisać [3]:

$$LTR_d = \frac{F_{zR} - F_{zL}}{F_{zR} + F_{zL}} = \frac{2 \cdot m_s}{m \cdot B} \cdot \left(\frac{h_{GC}}{g} + \frac{m_s \cdot (h_{GC} - h_{RC})^2}{k_\phi - m_s \cdot g \cdot (h_{GC} - h_{RC})} \right) \cdot a_y \tag{9}$$

Inne podejście przedstawili Shin J. i Lee I. [14] wyznaczając kąt przechyłu bocznego ϕ masy resorowanej z zależności:

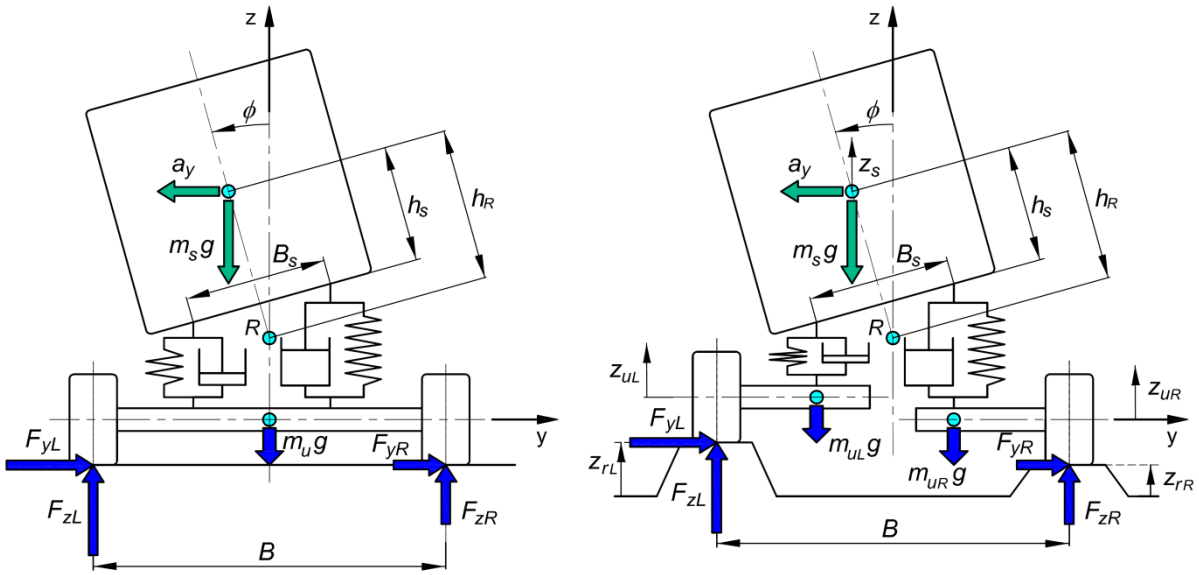
$$\phi = \frac{m_s \cdot g \cdot (h_{GC} - h_{RC})}{k_{\phi f} + k_{\phi r} - m_s \cdot g \cdot (h_{GC} - h_{RC})} \cdot \frac{a_y}{g} \tag{10}$$

W przypadku, gdy wszystkie koła z jednej strony pojazdu są unoszone do góry, wtedy nie występują siły reakcji na koła tej strony pojazdu i przyjmuje się, że pojazd się przewraca na bok. Oznacza to, że przewracanie pojazdu występuje wtedy, gdy zmiana obciążenia jednej strony pojazdu jest większa niż połowa jego ciężaru. Stąd kryterium przewracania pojazdu można zapisać:

$$LTR = \frac{2 \cdot h_{GC}}{g \cdot B} \cdot [V \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + g \cdot (\phi - \phi_r)] \tag{11}$$

Kawashima, Uchida i Hori [4] zaproponowali stosowanie wskaźnika *RI*, który jest bezwymiarową liczbą, wskazującą na niebezpieczeństwo przewrócenia się pojazdu. Do definiowania wskaźnika *RI* wykorzystywane są trzy zmienne stanu pojazdu podczas przewracania:

1) kąt i prędkość przechyłu pojazdu,
2) przyspieszenie poprzeczne pojazdu,
3) czas do uniesienia koła.



Rys. 3. Model przewracania pojazdu z zawieszeniem zależnym i niezależnym

Wskaźnik *RI* jest wyrażony za pomocą równania (12)

$$RI = C_1 \cdot \left(\frac{|\phi| \cdot \dot{\phi}_{th} + |\dot{\phi}| \cdot \phi_{th}}{\phi_{th} \cdot \dot{\phi}_{th}} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{|a_y|}{a_y} \right),$$
$$+ (1 - C_1 - C_2) \cdot \left(\frac{|\phi|}{\sqrt{\phi^2 + \dot{\phi}^2}} \right) \qquad (12)$$
$$\text{dla} \quad \phi \cdot (\dot{\phi} - k_1 \cdot \phi) > 0$$

$$RI = 0, \qquad \text{dla } \phi \cdot (\dot{\phi} - k_1 \cdot \phi) < 0$$

gdzie:
C_1, C_2 i k_1 są stałymi (C_1>0, C_2 <1), a_y przyspieszenie poprzeczne, parametry z indeksem *th* dotyczą progowych wartości tych parametrów.

Phanomchoeng G., Rajamani R. [10] podczas analiz przewracania pojazdu przedstawili analizę zjawiska w przypadku zastosowania zależnego i niezależnego zawieszenia (rys. 3).

Na podstawie analiz wyodrębniono zmienne wpływające na kąt przechyłu pojazdu i przyspieszenie boczne:

$$\phi = F(m_s, m_u, I_x, k_s, B_s, h_R, k_t, a_y, \ddot{z}_s, \ddot{z}_{uL}, \ddot{z}_{uR}) \quad (13a)$$

$$a_y = \frac{(F_{yr} + F_{xf} \cdot \sin\delta + F_{yf} \cdot \cos\delta + F_y)}{m} \quad (13b)$$

Na podstawie badań modelowych zaproponowano modyfikację wskaźnika *LTR* do postaci przedstawionej poniżej, wprowadzając uproszczenie wynikające z faktu, że masa resorowana jest znacznie większa od masy nieresorowanej ($m_s >> m_u$) [10]:

$$LTR = \frac{-m \cdot \frac{2}{B_s^2} \left(\frac{h_R^2 + B^2}{12} + h_R^2 \right) \cdot (a_{zL} - a_{zR})}{m \cdot (\ddot{z}_s + g)} + \frac{m \cdot \left(\frac{2}{B_s} \cdot a_y \cdot h_R \cdot \cos\phi + \frac{2}{B_s} \cdot g \cdot h_R \cdot \sin\phi \right)}{m \cdot (\ddot{z}_s + g)} \qquad (14)$$

Przedstawione powyżej zależności są wykorzystywane w układach ostrzegania i stabilizacji toru jazdy.

5. Możliwość prognozowania wystąpienia zagrożenia przewrócenia pojazdu

Ze względu na skuteczność działania systemów ostrzegających i sterujących (RSA i RSC) duże znaczenie ma możliwość prognozowania wartości wskaźników zagrożenia. W tym celu do ustalenia prognozowanej wartości wskaźnika zagrożenia $PLTR(t_o)$ można wykorzystać zależności (8) i (9) opisujące zmianę obciążeń kół stron pojazdu *LTR* oraz ich pochodną. W oparciu o zmierzone parametry dynamiki ruchu pojazdu oraz zakładając horyzont czasowy Δt, w którym wartość wskaźnika będzie przewidywana, może być wyznaczony prognozowany wskaźnik zagrożenia przewrócenia pojazdu [15].

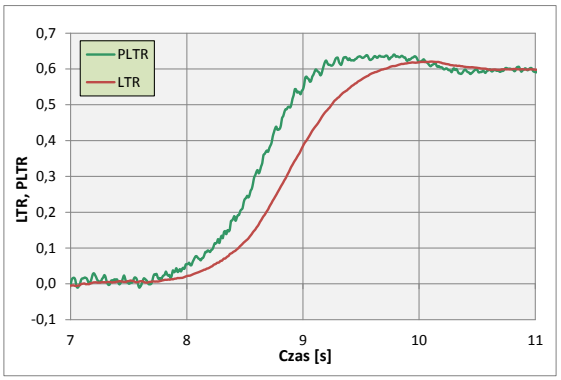
$$PLTR = LTR(t_o) + \dot{LTR}(t_o) \cdot \Delta t \qquad (15)$$

Zakładając we wzorach (8) i (9), że $\cos^2\phi \approx 1$, $h \cdot \dot{\psi}^2 \approx 0$ i $\dot{v}_y + \dot{\psi} \cdot v_x = a_{y_pomiar} \cdot \cos\phi$, końcowe wyrażenie na pochodną wskaźnika $\dot{LTR}$ przedstawia się następująco:

$$\dot{LTR} = \frac{2 \cdot h}{g \cdot B} \cdot \frac{d}{dt} \left(a_{y_pomiar} + g \cdot \phi_{pomiar} \right) = \frac{2 \cdot h}{g \cdot B} \cdot \left(\dot{a}_{y_pomiar} + g \cdot \dot{\phi}_{pomiar} \right) \qquad (16)$$

$$PLTR(\Delta t) = LTR(t_0) + \frac{2h}{B \cdot g} \cdot \left[\dot{a}_y + g \cdot \dot{\phi} \right] \cdot \Delta t \qquad (17)$$

Bazując na przedstawionych zależnościach oraz przyjmując horyzont czasowy Δt = 0,3 s, dla przykładowego przebiegu *LTR* uzyskanego w doświadczalnej próbie skokowego wymuszenia obrotu koła kierownicy, uzyskano przebieg wskaźnika *PLTR*.



Rys. 4. Porównanie przebiegów wskaźników zagrożenia przewrócenia pojazdu na bok – *LTR* (w czasie rzeczywistym) i *PLTR* (prognozowanego) dla próby skokowego wymuszenia obrotu koła kierownicy (badania własne)

Z wykresu wynika, że wartość prognozowanego wskaźnika zagrożenia narasta znacznie szybciej i może wysłać sygnał alarmowy do kierowcy (lub układu stabilizacji toru jazdy) od 0,3 do 0,5 s przed rzeczywistą zmianą obciążeń kół pojazdu, co pozwala, by kierowca (lub układ) miał możliwość zareagować na sytuację niebezpieczną.

6. Podsumowanie i wnioski

W publikacji przedstawiono układy ostrzegania i sterowania systemami stabilizacji toru jazdy wyposażonymi w moduł zapobiegający przewróceniu pojazdu. Opisano zależności wykorzystywane do oceny zagrożenia. W większości przypadków do tego celu wykorzystywany jest wskaźnik *LTR* wyznaczający zmianę obciążeń stron pojazdu. W systemach elektronicznej kontroli stabilności z bezpo-

średnią ingerencją w sterowanie pojazdem stosowanie wskaźnika *LTR* daje dobre efekty, ponieważ określa on stan kontaktu kół z podłożem. Chwilowe wartości wskaźnika mogą być wyznaczone w różny sposób: z bezpośrednich pomiarów reakcji zawieszeń kół lub na podstawie obliczeń z parametrów ruchu pojazdu. Bezpośredni pomiar obciążeń kół stosunkowo rzadko jest podstawą do ustalenia wskaźnika *LTR*. Znacznie częściej wyznaczane są parametry pojazdu (wysokość środka ciężkości, sztywność zawieszeń) oraz wybrane zmienne opisujące ruch (przyspieszenie boczne i kąt przechyłu) i w oparciu o nie system generuje sygnał ostrzegawczy.

Dodatkowo możliwe jest prognozowanie zagrożenia przewrócenia pojazdu. Przedstawione na wykresach przykładowe przebiegi wskaźnika *PLTR* wykazują, że metoda ta pozwala na wcześniejsze sygnalizowanie stanów niebezpiecznych i w efekcie wpływa na poprawę bezpieczeństwo ruchu pojazdu.

Skróty i oznaczenia

a_y – przyspieszenie poprzeczne, m/s^2,
a_{y_pomiar} – mierzone przyspieszenie poprzeczne pojazdu, m/s^2,
$a_{zR,L}$ – przyspieszenia pionowe mierzone w okolicy zawieszeń prawego/lewego, wynikające z nierówności drogi, m/s^2,
B – rozstaw kół, m,
B_s – rozstaw elementów sprężystych zawieszeń, m,
d_ϕ – tłumienie kątowe zawieszenia, Nms/rad,
d_s – tłumienie elementów zawieszenia, Ns/m,
e_{max} – korekta wskaźnika wynikająca z maksymalnego pochylenia poprzecznego jezdni,
$F_{sR,L}$ – siła pionowa działająca w wyniku ugięcia prawej/lewej sprężyny, N,
$F_{xf,r}$ - siła wzdłużna działająca na oś przednią/tylną, N,
F_y - siła poprzeczna działająca na środek ciężkości pojazdu, N,
$F_{yf,r}$ - siła poprzeczna działająca na oś przednią/tylną, N,
$F_{yR,L}$ – siła poprzeczna działająca na koło prawe/lewe, N,
$F_{zR,L}$ – siła pionowa działająca na koło prawe/lewe, N,
$\Delta F_{zf(r)}$ – zmiana siły pionowej działającej na koła przednie (tylne), N,
R_y, R_z – reakcje w punkcie R po fikcyjnym rozcięciu układu, działające w osi przechyłu (punkt R, rys. 1), N,
M_{ARB} – moment reakcyjny wywołany przez stabilizator, Nm,
h_{GC} – wysokość położenia środka ciężkości, m,
h_R – odległość od osi przechyłu do środka ciężkości pojazdu, m,
h_{RC} – wysokość położenia osi obrotu, m,
I_x – masowy moment bezwładności pojazdu względem osi X, kgm^2,
k_ϕ – sztywność przechyłowa zawieszenia, Nm/rad,
$k_{\phi f,r}$ – sztywność przechyłowa przedniej/tylnej osi, Nm/rad,
k_s – sztywność elementów zawieszeń, N/m,
k_t – sztywność opony, N/m,
$LTR(t_o)$ – wskaźnik zagrożenia przewrócenia w czasie t_o,
$\dot{LTR}(t_o)$ - pochodna wskaźnika zagrożenia przewrócenia,
PLTR – prognozowany wskaźnik zagrożenia przewrócenia pojazdu,
RT_e – uogólniony wskaźnik zagrożenia przewrócenia pojazdu na bok z uwzględnieniem pochylenia jezdni,
m – masa pojazdu $m=m_u+m_s$, kg,
m_s – masa resorowana pojazdu, kg,
m_u – masa nieresorowana, kg,
v_x – prędkość wzdłużna środka ciężkości pojazdu, m/s,
v_y – prędkość boczna środka ciężkości pojazdu, m/s,
$\dot{V}$ – przyspieszenie ruchu pojazdu w kierunku wzdłużnym, m/s^2,
$\ddot{z}_{uL}$, $\ddot{z}_{uR}$ - przyspieszenie pionowe koła lewego, prawego, m/s^2,
$\ddot{z}_s$ - przyspieszenie pionowe tłoczyska amortyzatora, m/s^2,
ϕ – kąt obrotu nadwozia względem osi przechyłu, rad,
δ - kąt skrętu kół kierowanych, rad,
β – kąt znoszenia środka ciężkości pojazdu, rad,
ϕ_r – kąt pochylenia drogi, rad,
$\dot{\psi}$ – prędkość odchylania pojazdu, rad/s,
$\dot{\beta}$ – prędkość znoszenia środka ciężkości pojazdu, rad/s.

Literatura

[1] Dzida J.: Badania przyspieszenia poprzecznego samochodu specjalnego pod kątem wykorzystania w sygnalizatorze niebezpieczeństwa bocznego wywrotu. Lateral acceleration research of special vehicle in terms of application in signaling device of side tipping hazard. Pomiary, Automatyka, Kontrola. 56 nr 3, s. 233-235, 2010.

[2] García, L.O., Innes J.D., Wilson. F.R.: Heavy truck dynamic rollover: effect of load distribution, cargo type and road design characteristics, TRB, Annual Meeting, 2003.
[3] Ge J., Gao F., Xu G., Song X.: Integrated Yaw and Roll Stability Control for Sport Utility Vehicles in Highway Turning Scenario, School of Transportation Science and Engineering, Beihang 5 University, Beijing 100191, 2012.
[4] Kawashima K., Uchida T., Hori Y.: Rolling Stability Control of In-wheel Motor Electric Vehicle Based on Disturbance Observer, *Motion Control* Edited by Federico Casolo, InTech, 2010,
[5] Lambert K. D.: A Study of Vehicle Properties That Influence Rollover and Their Effect on Electronic Stability Controllers, Auburn University, Alabama, 2007.
[6] Lozia Z.: Ocena odporności pojazdu na przewrócenie na bok - wpływ stopnia skomplikowania modelu na wyniki obliczeń. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów PW. 3(79): 19-27, 2010.
[7] Parczewski K., Wnęk H.: Evaluation of dynamic stability of special purpose vehicles based on the scaled models tests. Proceedings of 17th International Conference. Transport Means, Kaunas, 2013.
[8] Parczewski K., Wnęk H.: Wykorzystanie kryteriów podobieństwa do analiz stateczności ruchu na podstawie mobilnego modelu samochodu ciężarowego. Logistyka, nr 3, 2012.
[9] Pearson B.,Gardner B.: Benefits of Heavy Vehicle Stability Safety Technologies, Pearsons Transport Resource Centre Pty Ltd, Report to Queensland Department of Transport and Main Roads , Project RSSM 07-11, 8 Meaka Court Warrandyte, 2011.
[10] Phanomchoeng G., Rajamani R.: Prediction and Prevention of Tripped Rollovers, Final Report, Intelligent Transportation Systems Institute, Department of Mechanical Engineering, University of Minnesota, CTS Project 2011019, 2012.
[11] Prochowski L., Zielonka K.: Analysis of the risk of double-deck bus rollover at the avoidance of an obstacle (analytical approach and computer simulation) Eksploatacja i Niezawodnosc-Maintenance and Reliability, Lublin, Vol. 16 [No] 4, 507-517, 2014.
[12] Romaniszyn K. M.: Driving stability of vehicle with high center of gravity during road tests on a circular path and single lane-change. Journal of KONES. Powertrain and Transport, Vol. 16, Warsaw, str. 419-429, 2009.
[13] Schofield B., Hägglund T., Rantzer A.: Vehicle Dynamics Control and Controller Allocation for Rollover Prevention, Department of Automatic Control, Lund University Box 118, SE 221 00 Lund, Sweden.
[14] Shin J., Lee I.: Reliability-Based Design Optimization of Highway Horizontal Curves Based on First-Order Reliability Method, *10th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*, Orlando, Florida, USA, 2013.
[15] Tsourapas V., Piyabongkarn D., Williams A. C., Rajamani R.: New Method of identifying real-time predictive lateral load transfer ratio for rollover prevention systems, 2009 American Control Conference, Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12, WeA13.4, 2009.
[16] Yu H.: Guvenc L., Ozguner U.: Heavy-duty vehicle rollover detection and active roll control. Vehicle System Dynamics, 6(46): 451-470, 2008.

Mr Krzysztof Parczewski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Krzysztof Parczewski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

Mr Jan Dzida, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biała.

Prof. ATH, dr hab. inż. Jan Dzida – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

Mr Henryk Wnęk, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Henryk Wnęk – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.