

Article citation info:

Gidlewski M, Jemioł L, Żardecki D. Simulation investigation of the dynamics of the process of sudden obstacle avoiding by a motor vehicle. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2016; 73(3): 31-46, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL73.ART3>.

BADANIA SYMULACYJNE DYNAMIKI PROCESU NAGŁEGO OMIJANIA PRZESZKODY PRZEZ SAMOCHÓD

**MIROSLAW GIDLEWSKI¹, LESZEK JEMIOŁ²,
DARIUSZ ŻARDECKI³**

Przemysłowy Instytut Motoryzacji,
Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny w Radomiu,
Wojskowa Akademia Techniczna

Streszczenie

Podjęto rozległe prace analityczne nad zastosowaniem aktywnego układu kierowniczego EPS (Electrically Powered Steering) w automatycznym kierowaniu samochodem (dwuosiowy samochód ciężarowy średniej ładowności wyposażony w typowe elementy systemu ESC - Electronic Stability Control oraz detektory przeszkód i układy monitorujące drogę) podczas nagle pojawiającej się przeszkody. Artykuł przedstawia fragment tej pracy. Opisane są wyniki badań symulacyjnych dynamiki procesu zmiany pasa ruchu w układzie otwartym oraz w układzie zamkniętym (z wykorzystaniem automatycznego sterowania aktywnym układem kierowniczym EPS). Podstawą rozważań teoretycznych oraz badań symulacyjnych są modele matematyczne obiektu sterowania i sterownika. W modelu obiektu sterowania występuje złożony, szczegółowy opis dynamiki ruchu samochodu ciężarowego uwzględniający nieliniowości oraz przestrzenność ruchu pojazdu. Model sterownika bazuje na modelu referencyjnym znacząco uproszczonym, a przez to bardzo efektywnym dla realizacji

¹ dr inż. Mirosław Gidlewski – Przemysłowy Instytut Motoryzacji, ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, e-mail: miroslaw.gidlewski@uthrad.pl

² mgr inż. Leszek Jemioł – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, ul. Chrobrego 45, 26-600 Radom, e-mail: leszek.jemiol@uthrad.pl

³ dr hab. inż. Dariusz Żardecki prof. WAT – Wojskowa Akademia Techniczna ul. gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, e-mail: d.zardecki4@upcpoczta.pl, dariusz.zardecki@wat.edu.pl

koniecznych obliczeń w czasie rzeczywistym. Automatyczny sterownik działa jak regulator Kalmana w układzie zamkniętym.

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo czynne samochodu, badania modelowe i symulacyjne, aktywne układy kierownicze sterowane elektrycznie, omijanie nagle pojawiającej się przeszkody.

1. Wprowadzenie

W wielu ośrodkach badawczych na świecie prowadzone są prace nad systemami automatyzującymi manewry drogowe samochodu przy dużych prędkościach jazdy, co dotyczy m.in. omijania przeszkody oraz wyprzedzania [14, 15]. Manewry takie są trudne do automatyzacji, wymagają bowiem sterowania obiektem o dynamice niestabilnej i wrażliwej na zmiany parametrów, którego trajektoria ruchu podlega ostrym ograniczeniom. Manewry te stanowią zwykle sekwencję elementarnych manewrów zmiany pasa ruchu [2, 13]. Automatyzacja zmiany pasa ruchu jawi się więc jako fundamentalne zagadnienie automatyzacji kierowania samochodem.

Zagadnienie sterowania kątem skrętu kół podczas manewru zmiany pasa ruchu jest przedmiotem licznych prac naukowych. Bazują one zazwyczaj na koncepcji sterowania obejmującego wyznaczenie toru jazdy oraz realizację zadanej trajektorii w procesie śledzenia z wykorzystaniem odpowiednich czujników i regulatorów. Planowanie trajektorii traktowane bywa wówczas jako zadanie optymalizacji parametrycznej dla założonej postaci funkcji kształtu toru (wycinek sinusoidy, złożenie łuków, krzywe składane z funkcji algebraicznych, itp.). Taka optymalizacja toru ma na uwadze nie tylko minimalną odległość do przeszkody, krótki czas trwania manewru, gładkość trajektorii, ograniczenie odczucia szarpnięć, ale także uwzględnia możliwości dobrej realizacji w procesie śledzenia (kształt toru jazdy rzutuje na błędy regulacji). Proponowane w tych pracach układy regulacji oparte są na znanych z teorii strukturach i algorytmach.

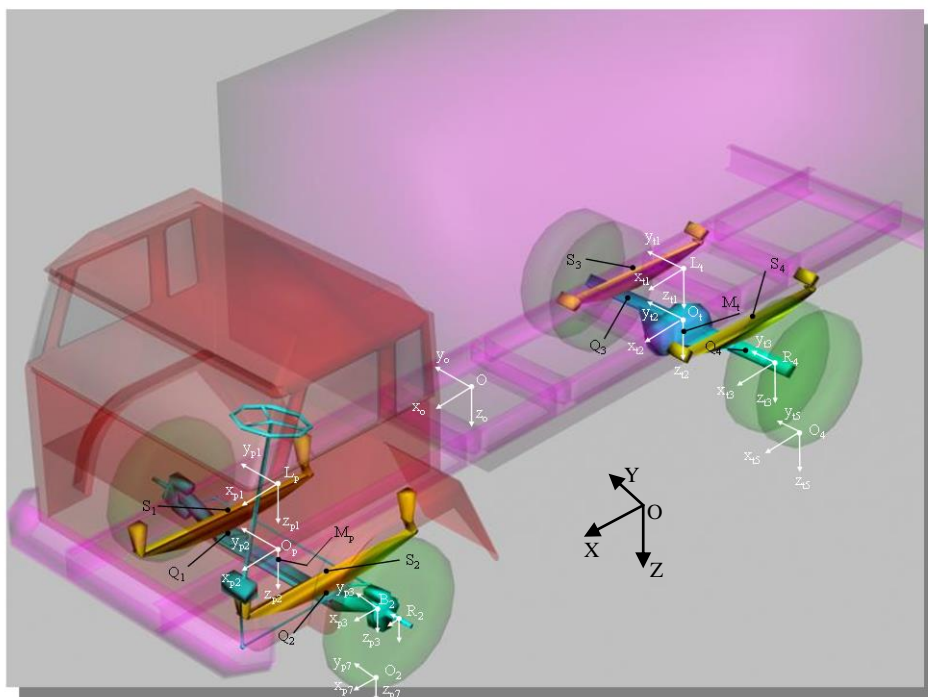
W ramach Projektu N N509 568439 [4, 5, 6, 7, 10, 12] wykonano rozległe prace naukowo badawcze dotyczące problematyki automatycznego kierowania samochodem w sytuacjach zagrażających wypadkiem z powodu nagle pojawiającej się przeszkody. W niniejszym artykule przedstawiono opisowo koncepcje opracowanych modeli i układów sterujących, koncentrując uwagę na interesujących wynikach badań symulacyjnych. Omawiany w p.2 rozbudowany model samochodu dotyczy dwuosioowego samochodu ciężarowego średniej ładowności. Model ten posłużył w Projekcie jako wirtualny obiekt sterowania. Uproszczony model referencyjny omawiany w p.3 stanowił podstawę dla algorytmu sterowania automatycznego zmiany pasa ruchu w procesie omijania przeszkody. Ten nowatorski prosty algorytm omawiany jest w p.4. Przedstawione p.5 i 6 badania symulacyjne mają charakter badań wrażliwości, dotyczą bowiem różnych wariantów nawierzchni drogi, prędkości jazdy, a także stanu załadowania pojazdu. Wyniki badań pokazują złożoność własności dynamicznych obiektu badań oraz zdają się potwierdzać zasadność przyjętych rozwiązań automatycznego sterowania.

2. Model samochodu

Rozważany typowy, dwuosioowy samochód ciężarowy średniej ładowności, posiada nadwozie stanowiące jedną całość z ramą, do którego mocowane są belki osi przedniej i tylnej. Każda z osi prowadzona jest przez dwa podłużne resory piórowe, które jednocześnie pełnią funkcję elementów sprężysto-tłumiących poszczególnych zawiesznień samochodu.

Model fizyczny pojazdu (rys. 1) jest przestrzennym, dyskretnym układem dynamicznym, uwzględniającym wszystkie najistotniejsze stopnie swobody rzeczywistego obiektu. Składa się z siedmiu brył sztywnych posiadających masę (nadwozie, oś przednia, oś tylna, cztery koła jezdne). Bryły te połączone są elementami podatnymi o nieliniowych charakterystykach sprężystości i tłumienia.

Model posiada dwadzieścia stopni swobody. Sześć stopni swobody ma nadwozie. Belka osi przedniej i belka osi tylnej mają po cztery stopnie swobody. Koła przednie posiadają po dwa stopnie swobody. Koła tylne („bliźniaki”) mają po jednym stopniu swobody.



Rys. 1. Idea modelu samochodu ciężarowego

Model mechanizmu kierowniczego uwzględnia jego geometrię, kinematykę oraz własności sprężyste i tłumiące. Koła posiadają konstrukcyjne kąty zbieżności i pochylenia. Sworznie zwrotnic posiadają konstrukcyjne kąty pochylenia i wyprzedzenia. Przy zastosowaniu w modelu pojazdu „elektrycznego układu kierowniczego” klasyczny układ kierowniczy uzupełniony jest przez przekładnię planetarną i silnik elektryczny. Wałek kierownicy zostaje podzielony na dwie niezależne części połączone przekładnią planetarną napędzaną silnikiem elektrycznym. Zastosowanie przekładni planetarnej łączącej górną i dolną część wałka kierowniczego umożliwia obracanie wałka wejściowego przekładni kierowniczej (a w konsekwencji skręcanie kół kierowanych) zarówno przez silnik elektryczny jak i przez koło kierownicze, uruchamiane niezależnie od siebie.

Model koła ogumionego opisuje współpracę z równą nawierzchnią drogi. Uwzględnia własności sprężysto-tłumiące opony w kierunku promieniowym, poprzecznym i obwodowym. Wykorzystano tu model Dugoffa, Fenchera, Segela [3], uzupełniony o wytyczne wynikające z prac prof. Mitschke. Istotną zaletą modelu jest to, że mimo stosunkowo prostego zapisu pozwala uwzględnić wpływ szeregu wielkości charakteryzujących ruch koła ogumionego na wartości reakcji stycznych działających w płaszczyźnie styku koła z jezdnią. Przyjęty model opony umożliwia symulację ruchu pojazdu w stanie pełnego poślizgu.

Model samochodu uzupełniono uproszczonymi modelami systemów ABS, ASR i ESC. Modele te mogą być włączane lub wyłączane w zależności od potrzeb.

Wymuszenia działające na samochód to: siły i momenty aerodynamiczne, oddziaływania nierówności drogi, momenty hamujące lub napędowe działające na poszczególne koła oraz siły i momenty wynikające ze skrętu kół. Zmiennymi sterującymi są: kąt obrotu koła kierownicy, położenia pedału gazu i hamulca.

Do formułowania równań ruchu wykorzystano metodę przedstawioną szczegółowo w pracy [8] (metodę opartą na równaniach Boltzmanna-Hamela w quasi-współrzędnych i realizowaną dwuetapowo). Po wyprowadzeniu równań ruchu modelu pojazdu rozważanego jako obiekt swobodny i po uwzględnieniu więzów ograniczających ruch obiektu swobodnego wynikających z przyjętego modelu współpracy koła ogumionego z nawierzchnią jezdni oraz z uwzględnienia istnienia mechanizmu zwrotniczego uzależniającego kąty skrętu kół kierowanych od kąta obrotu ramienia przekładni kierowniczej, otrzymano dwadzieścia równań różniczkowe drugiego rzędu, które uzupełnione są dwoma równaniami więzów.

Dla potrzeb symulacji opracowano w języku FORTRAN specjalny program obliczeniowy, który w pierwszym etapie rozwiązuje układ 22 równań algebraicznych, wyznaczając wartości poszczególnych drugich pochodnych współrzędnych uogólnionych oraz dwie reakcje więzów nałożonych na koła kierowane. Następnie rozwiązuje dwadzieścia równań różniczkowych II rzędu wykorzystując metodę Rungego-Kutty czwartego rzędu z modyfikacją Gilla.

W oparciu o ten program główny opracowano pakiet programów obliczeniowych realizujących różne warianty obliczeń symulacyjnych dla różnych rodzajów sterowań (kąt obrotu koła kierownicy, momenty napędowe i hamujące oddziałujące na poszczególne koła) i zakłóceń zewnętrznych (nierówności drogi, podmuchy wiatru). Przebiegi wymuszeń mogą być opisane dowolnymi funkcjami czasu. Dopuszcza się różne nawierzchnie jezdni, a także przypadek, że koła lewej i prawej strony pojazdu poruszają się po nawierzchniach o różnych współczynnikach przyczepności. W symulacji uwzględnia się efekt odrywania się kół od jezdni.

Opracowane programy obliczeniowe wymagają wprowadzenia ponad 200 parametrów modelu pojazdu. Wartości tych parametrów wyznaczono korzystając z dokumentacji konstrukcyjnej samochodu STAR 1142 oraz na podstawie wyników badań eksperymentalnych tego samochodu i jego podzespołów. Szczególną uwagę poświęcono badaniom stanowiskowym stosowanego ogumienia [11, 12].

Znamienną cechą opracowanego modelu pojazdu jest fakt, że przeszedł on bardzo szeroką i gruntowną weryfikację eksperymentalną w czasie badań drogowych [9, 11]. Badania drogowe prowadzono w stanach ustalonych (jazda po okręgu) i nieustalonych (szybki obrót kołem kierownicy w czasie jazdy na wprost, hamowanie w czasie jazdy na wprost lub po łuku wybranych lub wszystkich kół jezdnych). W czasie badań mierzono przebiegi kilkudziesięciu wielkości opisujących parametry ruchu poszczególnych mas pojazdu. Porównanie wyników badań drogowych i wyników, przeprowadzonych w tych samych warunkach ruchu, badań modelowych pozwoliło na uściślenie wartości niepewnych parametrów modelu samochodu. Uzyskana w rezultacie bardzo dobra zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych [9, 11] pozwoliła stwierdzić, że opracowany model pojazdu dobrze opisuje własności samochodu w ustalonych i nieustalonych warunkach ruchu. Może być więc wykorzystywany do symulacji ruchu pojazdu w różnych warunkach i sytuacjach drogowych, także z automatycznym sterowaniem.

3. Uproszczony model referencyjny samochodu

Model referencyjny wykorzystywany w algorytmie automatycznego sterowania opracowano, wychodząc ze znanego „modelu rowerowego” dynamiki poprzecznej samochodu jadącego ze stałą prędkością

W klasycznym ujęciu model rowerowy opisuje ruch samochodu w układzie współrzędnych związanych z bryłą pojazdu. Model ten stanowią dwa liniowe równania ruchu opisujące przebiegi prędkości i przyspieszeń liniowych bocznych oraz kątowych bryły pojazdu $\dot{y}(t), \ddot{y}(t), \dot{\psi}(t), \ddot{\psi}(t)$ przy wymuszeniu stanowiącym zadany przebieg kąta skrętu kół $\delta(t)$.

W modelu tym występuje siedem parametrów: prędkość samochodu V , masa m , moment bezwładności I_z , współczynniki odporności na znoszenie kół osi przedniej k_A i tylnej k_B , odległość od środka masy osi przedniej L_A i tylnej L_B . Aby wyrazić ruch w globalnym układzie współrzędnych (OXY) wykonuje się proste transformacje trygonometryczne.

Wykazano [6], że przy niewielkich i krótkotrwałych zaburzeniach ruchu $\delta(t)$ (z takimi sygnałami sterującymi mamy do czynienia podczas omijania przeszkody) dopuszcza się zlinearyzowanie równań transformacyjnych. W wyniku otrzymano model opisujący ruch pojazdu w układzie globalnym, a także trajektorię $Y(X)$. Jest to uproszczony model referencyjny. W modelu tym wszystkie zależności są liniowe, dlatego można poddać je transformacji Laplace'a i wyznaczyć odpowiednie transmitancje wiążące transformaty przebiegów.

$$Y(s) = G_{Y\delta}(s)\delta(s); \quad \psi(s) = G_{\psi\delta}(s)\delta(s) \quad (1), (2)$$

Zależności transmitancyjne stanowią podstawę analizy zachowania pojazdu po gwałtownym skręceniu kół raz w jedną raz w drugą stronę. Znając analityczną postać wymuszenia $\delta(t)$ (i jego transformatę $\delta(s)$) oraz transmitancje można w opisie odpowiedzi wykorzystać znane z rachunku operatorowego zależności.

Uproszczony transmitancyjny model referencyjny pojazdu w wersji zredukowanej wykorzystano do projektowania regulatorów w układzie sterującym oraz do generowania zadanych przebiegów referencyjnych.

4. Układ sterowania

Strategia sterowania oparta jest na dekompozycji czasowej procesu zmiany pasa ruchu i jest zgodna z praktyką kierowania samochodem przez doświadczonych kierowców. Sterowanie w pierwszej fazie procesu jest dokonywane w układzie częściowo otwartym („na ślepo”, „byle szybko”) poprzez wygenerowanie odpowiedniego obrotu kierownicy $\delta_H(t)$. Dokładność tej fazy manewru gwarantuje wcześniej zidentyfikowany model referencyjny. W trakcie tej fazy sterowania istnieje także sterowanie korygujące. Korekta przebiegu kąta obrotu kierownicy dokonuje się na zasadzie regulacji w oparciu o porównanie przebiegu zmiennej opisującej przesunięcie poprzeczne pojazdu wg modelu referencyjnego $Y_R(t)$ z przebiegiem mierzonym $Y(t)$. Generowane są przebiegi odniesienia (referencyjne) $\delta_{HR}(t)$ oraz $Y_R(t)$. Referencyjny przebieg przemieszczenia bocznego $Y_R(t)$ (gwarantujący ominięcie przeszkody) wyznaczany jest poprzez wygenerowanie sterowania wg wzoru:

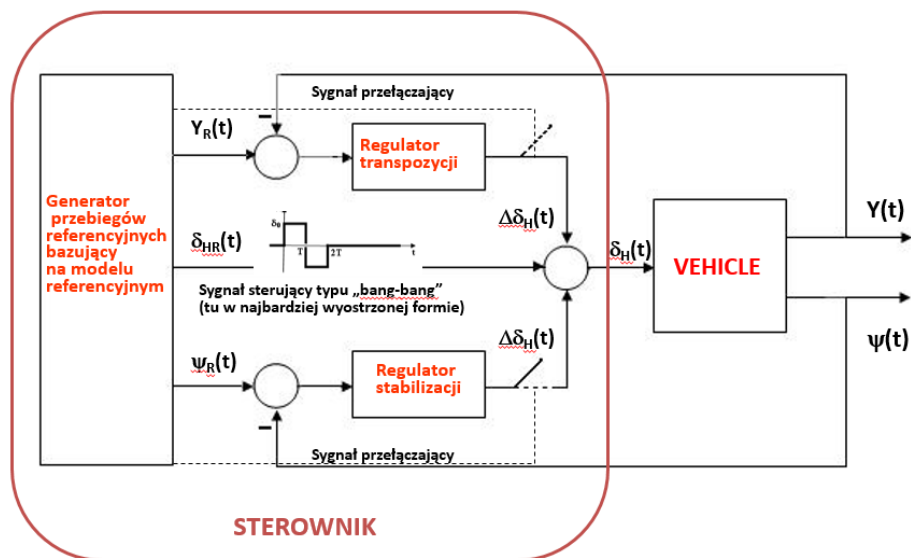
$$\delta(t) = \delta_0(1(t) - 21(t-T) + 1(t-2T)) \quad \text{gdzie: } 1(t) \text{ – funkcja Heaviside'a,} \quad (3)$$

i wyznaczeniu odpowiedzi uproszczonego modelu referencyjnego na to wymuszenie. Wartości parametrów amplitudy kąta skrętu koła δ_0 i czasu przytrzymania maksymalnego kąta skrętu koła T są tak dobrane, aby przebiegi przejściowe $|\ddot{y}(t)| \leq \ddot{y}_{dop}$ oraz $|\dot{\psi}(t)| \leq \dot{\psi}_{dop}$ i aby stan ustalony osiągnąć w czasie nie przekraczającym wartości wynikającej z prędkości pojazdu i z minimalnej (możliwej do zrealizowania na nawierzchni jezdni charakteryzującej się określonym współczynnikiem przyczepności μ) odległości od przeszkody.

Sterowanie w drugiej fazie realizowane jest w układzie zamkniętym, na zasadzie regulacji, w oparciu o porównanie przebiegów dotyczących kąтового położenia samochodu $\psi_R(t)$ i $\psi(t)$. W tym przypadku generator referencyjnych przebiegów ma formę trywialną:

$$\psi_R(t) = 0 \quad \text{i} \quad \delta_R(t) = 0 \quad (4), (5)$$

Wg przyjętej koncepcji, dwufazowy proces sterowania (faza I - przestawienie i faza II - stabilizacja kątowa) realizowane jest w jednym przełączanym układzie sterowania (rys. 2). W pierwszej fazie sterowania załączony jest układ regulacji przestawienia, a układ stabilizacji kątowej jest wyłączony, zaś w drugiej fazie – na odwrót. Przełączenie dokonuje się, gdy środek masy pojazdu osiągnie położenie zapewniające ominięcie przeszkody.



Rys. 2. Schemat blokowy układu sterowania w procesie zmiany pasa ruchu [6]

Algorytmy regulatorów bazują na uproszczonym modelu referencyjnym. Opracowano je [5, 6] na bazie teorii Kalmana w odniesieniu do tzw. zadania liniowo-kwadratowego [1]. Wyznaczone regulatory są efektywne i dość proste w realizacji. Dla przykładu, model regulatora dla fazy przestawienia opisujący zależność sygnału korygującego skręt kół od sygnałów uchybów wyraża wzór:

$$\Delta\delta(t) = -\frac{1}{G_{\psi\delta 0} V r} \left(\sqrt{\frac{p_{11}}{r}} \Delta Y(t) + \sqrt{p_{11} \left(p_{22} + 2\sqrt{\frac{p_{11}}{r}} \right)} \Delta \dot{Y}(t) \right) \quad (6)$$

gdzie:

r, p_{11}, p_{22} – parametry strojenia regulatorów [1],

$\Delta Y(t), \Delta \dot{Y}(t)$ – sygnały uchybów regulacji,

$$G_{\psi\delta 0} = \frac{k_A k_B (L_A + L_B) V}{k_A k_B (L_A + L_B)^2 - m V^2 (k_A L_A - k_B L_B)} \quad \text{- parametr transmitancyjny} \quad (7)$$

Uproszczony model referencyjny odgrywa kluczową rolę w systemie sterowania. Aby jego zastosowanie przynosiło dobre wyniki model ten musi być identyfikowany w trybie on-line w czasie poprzedzającym uruchomienie sterowania.

Opracowany algorytm sterowania automatycznego stanowi podstawę sterownika aktywnego układu kierowniczego. W najprostszym rozwiązaniu przebiegi kąta obrotu kierownicy $\delta_H(t)$ oraz sygnałów korygujących $\Delta\delta_H(t)$ można traktować jako przeskalowane (parametr przekładni) przebiegi $\delta(t)$ i $\Delta\delta(t)$. W celu uwzględnienia dynamiki mechanizmu kierowniczego można wprowadzić człony korekcyjne.

5. Badania własności jezdnych samochodu

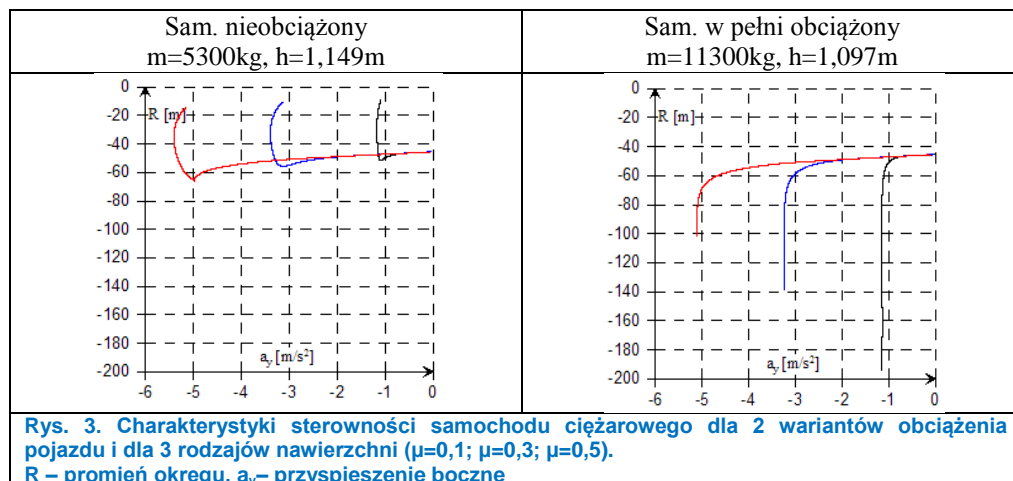
Wykorzystując rozbudowany model dynamiki ruchu samochodu ciężarowego przeprowadzono wstępne badania symulacyjne w układzie otwartym przy różnych przebiegach kąta obrotu kierownicy (stały kąt obrotu, szybki obrót o zadany kąt z przytrzymaniem, dwustronne szarpnięcie kierownicy odpowiadające wymuszeniu (3)). W badaniach uwzględniono kilka wariantów obciążenia skrzyni ładunkowej (pojazd nieobciążony, obciążony w połowie i w pełni obciążony; z nisko i wysoko położonym środkiem masy resorowanej), różne rodzaje nawierzchni (współczynnik przyczepności $\mu = 0,1 \div 0,7$,) oraz różne prędkości jazdy samochodu.

Każde z badań w zadanych warunkach ruchu przeprowadzono kilkakrotnie, starając się doprowadzić ruch pojazdu do stanu niestateczności. Badania pozwoliły ustalić scenariusze utraty stateczności oraz określić wartości krytyczne parametrów, przy których występowała niestateczność.

W tabeli 1 pokazano syntetyczne wyniki badań uzyskane dla jazdy ustalonej po okręgu ze stałym kątem obrotu koła kierownicy, ukazujące przyczyny niestateczności, dla różnych wariantów obciążenia pojazdu i dla różnych rodzajów nawierzchni. (badania prowadzono w tych samych zakresach prędkości samochodu zmieniając wartość kąta obrotu koła kierownicy na każdej nawierzchni). Zmiana obciążenia skrzyni ładunkowej istotnie wpływała na zachowania pojazdu. Samochód nieobciążony tracił stateczność kierunkową w wyniku utraty przyczepności kół osi tylnej niezależnie od rodzaju nawierzchni, po której się poruszał. Z kolei samochód w pełni obciążony z nisko położonym środkiem masy resorowanej tracił stateczność kierunkową na każdej nawierzchni w wyniku utraty przyczepności kół osi przedniej. Samochód obciążony w połowie z nisko położonym środkiem masy resorowanej na nawierzchniach śliskich tracił stateczność kierunkową w wyniku utraty przyczepności kół osi tylnej, a na nawierzchniach o większym współczynniku przyczepności w wyniku utraty przyczepności kół osi przedniej. Zwiększenie wysokości środka masy resorowanej skutkowało, dla większych współczynników przyczepności, utratą stateczności samochodu w wyniku oderwania się kół odciążanych samochodu od nawierzchni jezdni.

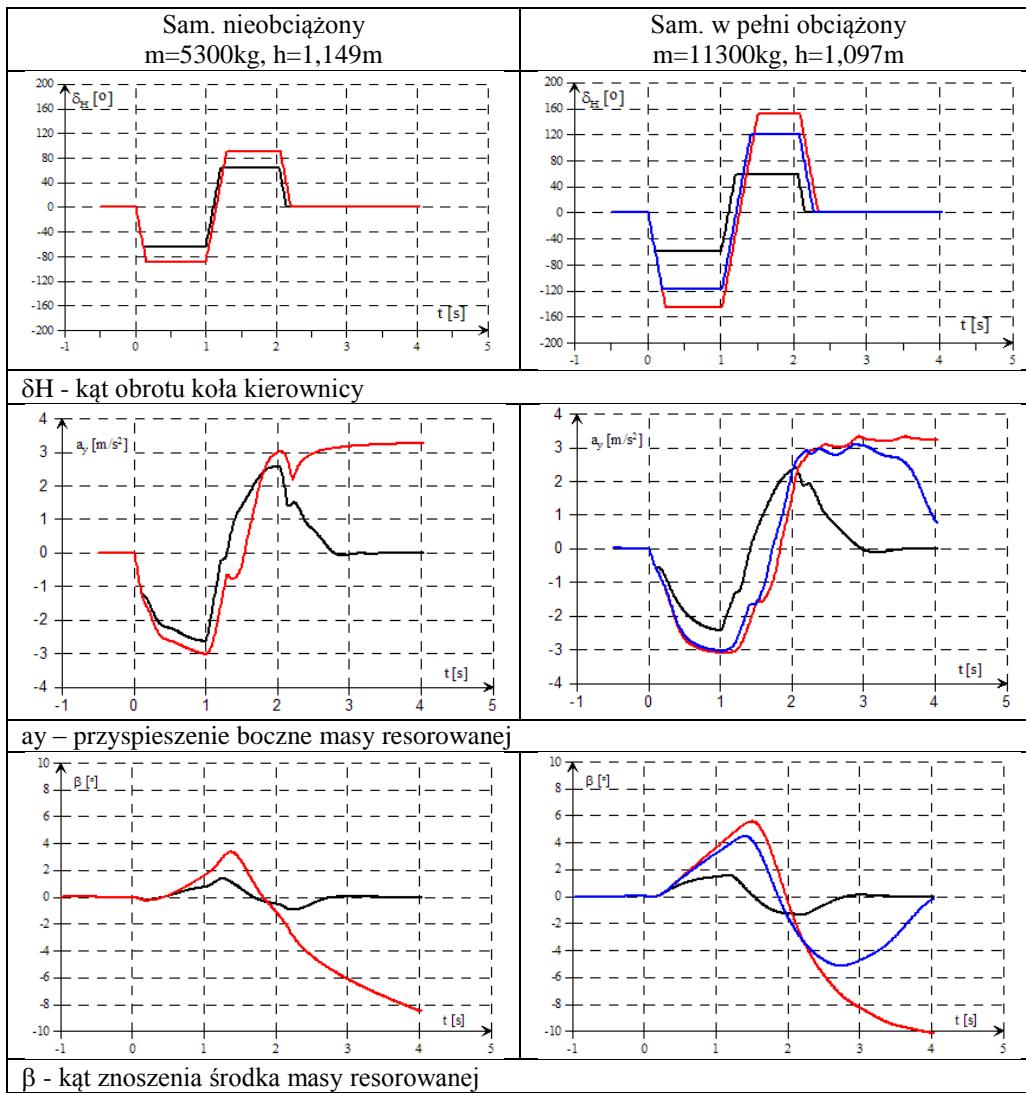
Tabela 1. Przyczyny utraty stateczności przez pojazd

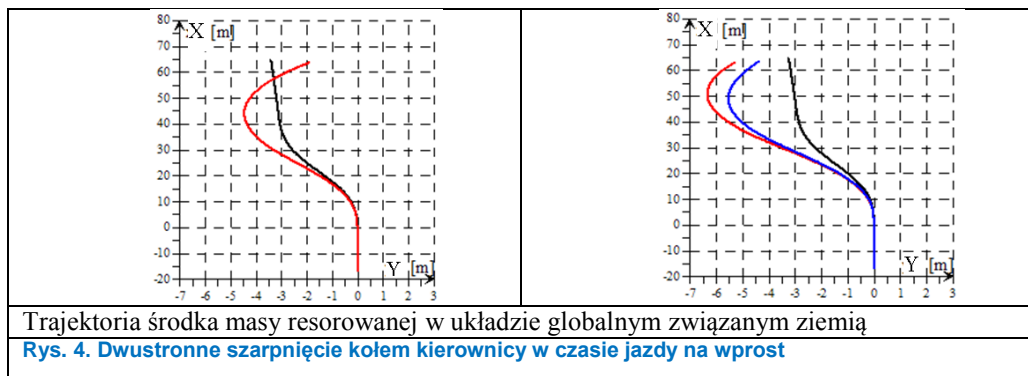
μ	Pojazd nieobciążony	Pojazd obciążony w połowie		Pojazd w pełni obciążony	
		Nisko	Wysoko	Nisko	Wysoko
0,1	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi przed.
0,2	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi przed.
0,3	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi przed.
0,4	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi przed.	Pełny poślizg kół osi przed.
0,5	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Oderwanie koła tylnego	Pełny poślizg kół osi przed.	Oderwanie koła tylnego
0,6	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Oderwanie koła tylnego	Pełny poślizg kół osi przed.	Oderwanie koła tylnego
0,7	Pełny poślizg kół osi tylnej	Pełny poślizg kół osi przed.	Oderwanie koła tylnego	Pełny poślizg kół osi przed.	Oderwanie koła tylnego



Na rys. 3 pokazano charakterystyki sterowności dla samochodu nieobciążonego i w pełni obciążonego z nisko położonym środkiem masy uzyskane na trzech różnych nawierzchniach drogi (badania prowadzono ustalając taką samą wartość kąta obrotu koła kierownicy dla wszystkich rodzajów nawierzchni). Z wykresów wynika, że niezależnie od wariantu obciążenia samochodu i rodzaju nawierzchni wszystkie samochody dla małych przyspieszeń bocznych wykazują słabe własności podsterowne. Wraz ze wzrostem przyspieszenia bocznego, przy zbliżaniu się do wartości granicznej dla danej nawierzchni, samochód nieobciążony gwałtownie zmienia charakterystykę na nadsterowną. Samochód w pełni obciążony zachowuje charakterystykę podsterowną w całym zakresie przyspieszeń bocznych, przy czym jego podsterowność gwałtownie rośnie wraz ze zbliżaniem się do granicznej wartości przyspieszenia bocznego.

Na rys. 4 przedstawiono wybrane wyniki badań odpowiedzi rozbudowanego modelu na obustronne szarpnięcie kołem kierownicy w czasie jazdy na wprost. Badania przebiegały wg





następującej procedury: rozpędzenie samochodu do zadanej prędkości jazdy, wyłączenie napędu, szybki obrót kierownicy o kąt δ_0 w lewą stronę (prędkość kątowa $600^\circ/\text{s}$), przytrzymanie kierownicy w tej pozycji do czasu $t_1=T$, szybki obrót kierownicy o kąt $2\delta_0$ w prawą stronę, przytrzymanie jej do czasu $t_2=2T$, szybki obrót kierownicy o kąt δ_0 w lewą stronę i przytrzymanie jej w tej pozycji, co było równoznaczne z ustawieniem kół kierowanych do jazdy na wprost.

Wartość kąta obrotu koła kierownicy δ_0 i długość czasu T wyznaczano wykorzystując uproszczony model w taki sposób, żeby w wyniku doprowadzić do ruchu samochodu w warunkach granicznych. Uwzględniano przy tym rodzaj nawierzchni drogi, wariant obciążenia samochodu oraz prędkość jazdy. W kolejnych próbach zwiększano kąt obrotu koła kierownicy nie zmieniając długości czasu T i innych danych wejściowych, w celu doprowadzenia do utraty stateczności.

Przykładowe wyniki badań symulacyjnych dla prędkości jazdy samochodu $V=60\text{km/h}$ na mokrej drodze ($\mu=0,3$) przedstawiano dla samochodu nieobciążonego i w pełni obciążonego. Na poszczególnych wykresach porównano przebiegi wybranych wielkości uzyskane dla różnych wartości kąta obrotu koła kierownicy (kolor czarny - przebiegi charakterystyczne dla statecznego ruchu samochodu, kolory czerwony i niebieski - przebiegi opisujące niestateczny ruch samochodu wywołany zbyt dużymi wartościami kątów obrotu koła kierownicy). Wykresy zamieszczone na rysunkach potwierdziły wnioski sformułowane już na podstawie wyników badań uzyskanych wcześniej. Najłatwiej było doprowadzić do utraty stateczności samochód nieobciążony, najtrudniej samochód w pełni obciążony. W przypadku samochodu w pełni obciążonego nawet dwukrotne zwiększenie wartości kąta obrotu koła kierownicy w stosunku do wartości bazowej nie powodowało utraty stateczności kierunkowej przez pojazd. Znaczne przekroczenia bazowych wartości kąta obrotu koła kierownicy w lewą stronę powodowały co prawda znacznie większe od bazowych (nawet do 3m) przemieszczenia poprzeczne środka masy samochodu, ale nie prowadziły do utraty stateczności kierunkowej przez pojazd. Wszystkie pojazdy, niezależnie od stanu obciążenia, traciły stateczność kierunkową dopiero w czasie powrotnego obrotu koła kierownicy powodującego ustawienie kół kierowanych do jazdy na wprost.

Uzyskane w trzech różnych testach wyniki badań wskazują na samochód nieobciążony jako najbardziej wrażliwy na utratę stateczności kierunkowej. Z tego też względu na ten samochód należało zwrócić szczególną uwagę w trakcie planowania i przygotowywania manewru automatycznej zmiany pasa ruchu w warunkach granicznych.

6. Wyniki badań symulacyjnych omijania przeszkody

W celu sprawdzenia przyjętej koncepcji sterowania i poprawności działania regulatorów przeprowadzono obszernie badania symulacyjne w układzie zamkniętym polegające na omijaniu nagle pojawiającej się przeszkody (pojedyncza zmiana pasa ruchu) na możliwie najkrótszej drodze.

Warunki badań symulacyjnych:

- samochód porusza się ruchem ustalonym, prostoliniowym po jezdni jednokierunkowej posiadającej dwa pasy ruchu w jedną stronę, środkiem prawego pasa ruchu,
- szerokość jednego pasa ruchu wynosi 3 m a szerokość samochodu 2,4 m,
- znana jest prędkość samochodu i rodzaj nawierzchni jezdni (wartość współczynnika przyczepności koła do nawierzchni jezdni),
- na pasie ruchu samochodu pojawia się nagle przeszkoda zagradzająca całą szerokość prawego pasa ruchu,
- odległość pojawiającej się przeszkody od środka masy samochodu nie pozwala na zatrzymanie samochodu przed przeszkodą, natomiast jest równa minimalnej wartości drogi potrzebnej do ominięcia przeszkody,
- bezpieczne ominięcie przeszkody wymaga przemieszczenia poprzecznego środka masy samochodu o 3m. W takim przypadku pojazd przejeżdżając obok przeszkody będzie poruszał się środkiem lewego pasa ruchu równoległe do osi jezdni, w odległości $\Delta d=0,3m$ mierzonej w poprzek jezdni zarówno od przeszkody jak i od lewej krawędzi jezdni,
- uruchamiany jest manewr automatycznego ominięcia przeszkody dla zadanego wariantu obciążenia samochodu i dla zadanych warunków eksploatacyjnych; przy wykorzystaniu uproszczonego modelu pojazdu generowane są przebiegi referencyjne przemieszczenia poprzecznego środka masy oraz kąta obrotu koła kierownicy; na czas omijania przeszkody kierowanie pojazdem przejmuje zaprojektowane urządzenie sterujące.

Badania modelowe poprzedzono operacją strojenia regulatorów. Strojenie regulatorów przeprowadzono metodą prób i błędów.

Wykonano szereg symulacji manewru omijania przeszkody w różnych warunkach eksploatacyjnych. W kolejnych próbach zmieniano: prędkości początkowe samochodu (w zakresie $V=40\div 80km/h$), wartości współczynnika przyczepności opon do nawierzchni jezdni (w zakresie $\mu=0,1\div 0,7$) oraz obciążenia samochodu. Przeprowadzono łącznie ponad 100 prób ominięcia przeszkody przez samochód. Podstawowym kryterium uznania przyjętych rozwiązań za poprawne było zrealizowanie zadanego manewru ominięcia przeszkody przez pojazd we wszystkich przeprowadzonych próbach bez potrzeby zmiany, ustalonych wcześniej wartości parametrów strojenia regulatorów.

Przykładowe wyniki symulacji omijania przeszkody przez samochód przedstawiono na rys. 5 (samochód nieobciążony) i na rys. 6 (samochód w pełni obciążony).

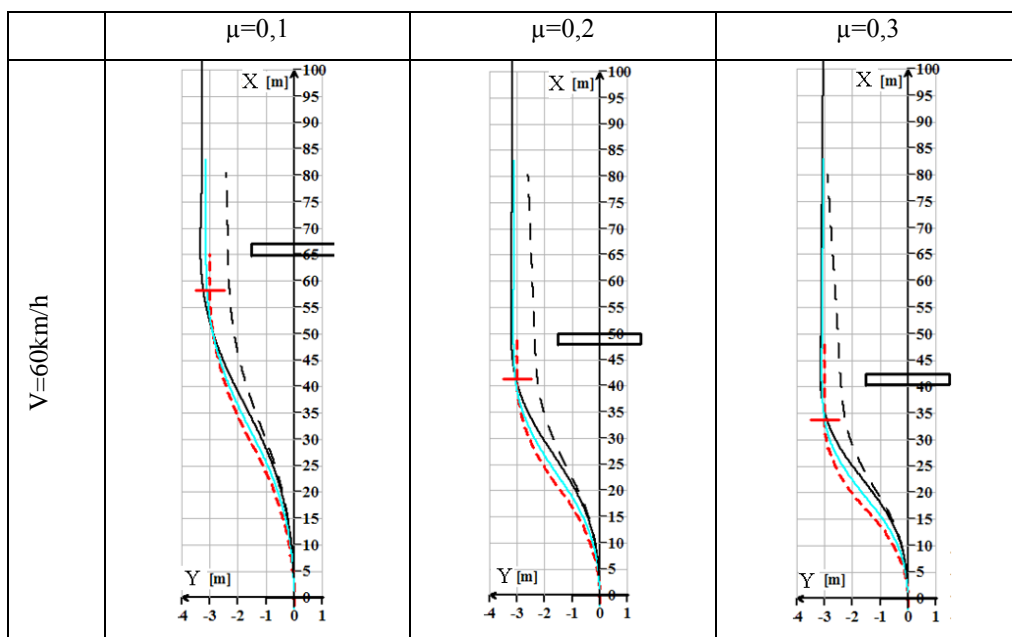
Na wykresach oznaczono:

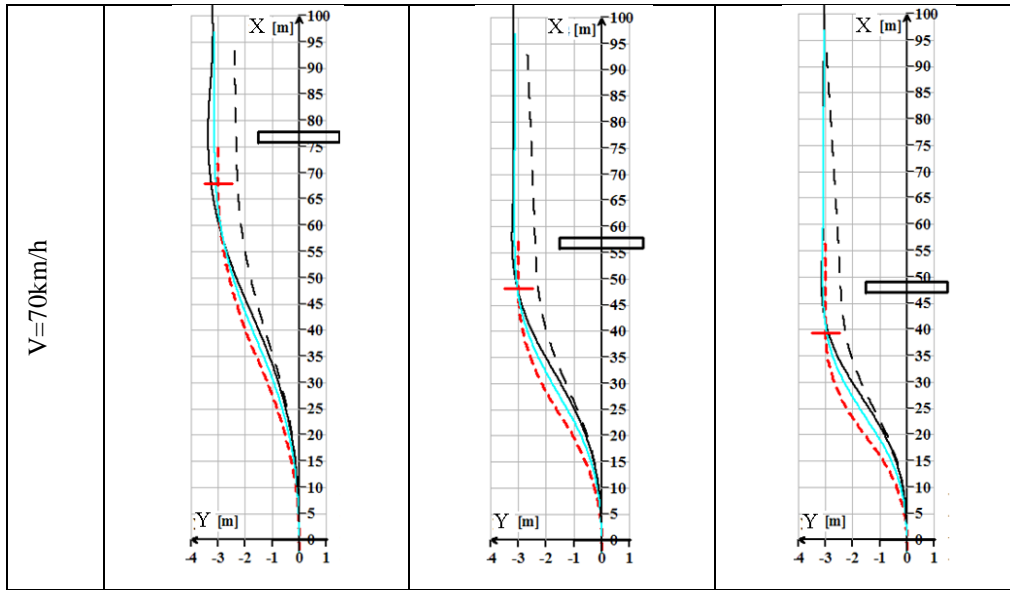
- czerwona linia przerywana - teoretyczna trajektoria ruchu środka masy samochodu wynikająca z sekwencji dwóch łuków kołowych o minimalnym promieniu, którego

wartość wyznaczana jest z warunku utraty przyczepności bocznej lub z warunku przewrócenia się pojazdu na bok,

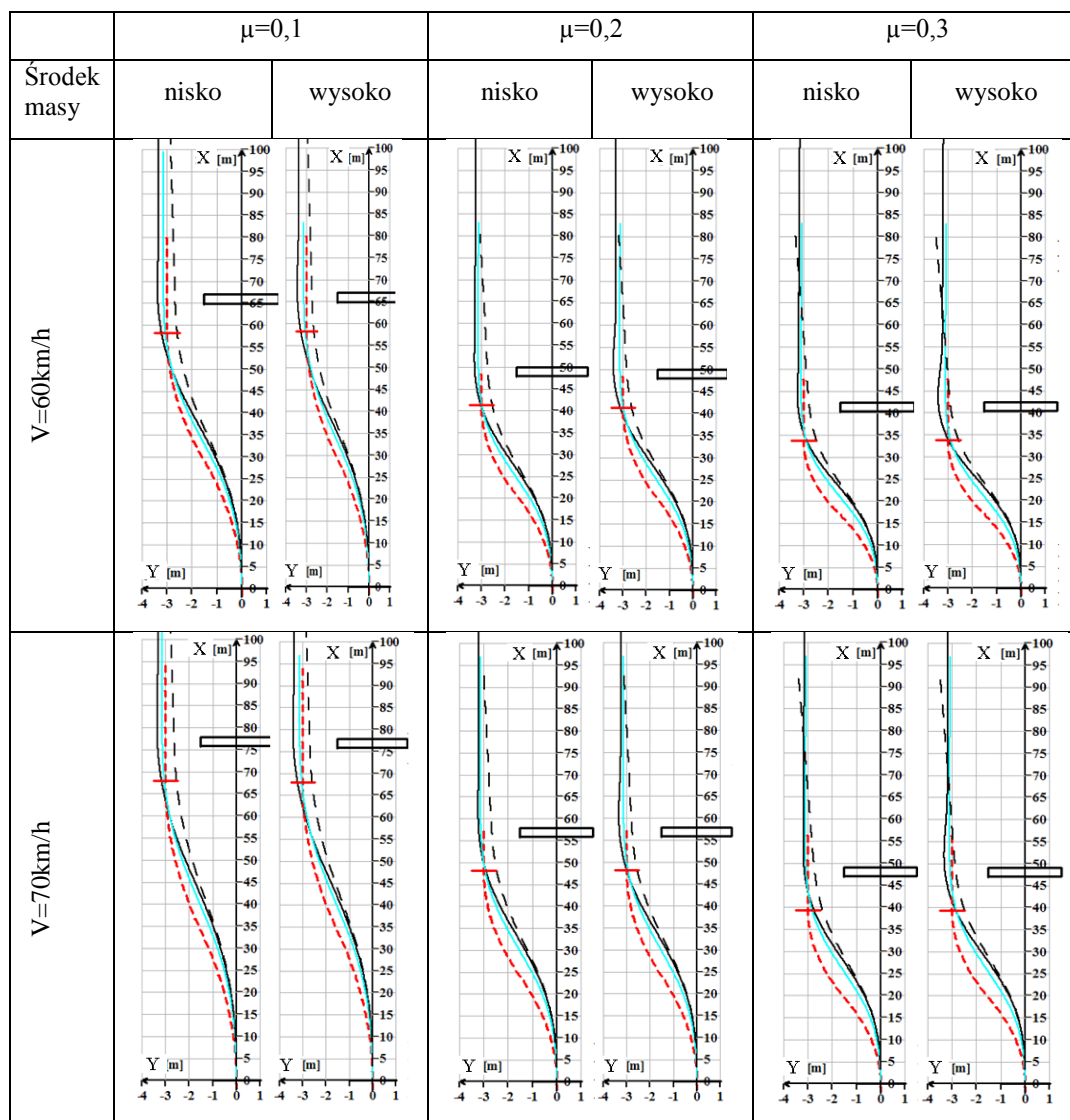
- czarna linia przerywana – przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu będący odpowiedzią rozbudowanego modelu samochodu na zadany przebieg kąta obrotu koła kierownicy (urządzenie sterujące wyłączone),
- niebieska linia ciągła - referencyjny przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu będący odpowiedzią uproszczonego zlinearyzowanego modelu pojazdu na dwustronne szarpnięcie koła kierownicy (3) o zadanych wartościach δ_0 i T ,
- linia czarna ciągła - rzeczywisty przebieg trajektorii ruchu środka masy samochodu wynikający z obliczeń symulacyjnych z wykorzystaniem układu sterującego "elektryczną kierownicą".

Dodatkowo na wykresach zaznaczono krótkim odcinkiem koloru czerwonego minimalną teoretyczną odległość środka masy samochodu od przeszkody wynikającą z sekwencji dwóch łuków kołowych o minimalnym promieniu. Czarny prostokąt na rysunkach oznacza przeszkodę oddaloną od środka masy samochodu na urealnioną minimalną odległość samochodu od przeszkody (umożliwiająca jej bezpieczne ominięcie w zadanych warunkach eksploatacyjnych).





Rys. 5. Wyniki symulacji omijania przeszkody dla samochodu nieobciążonego



Rys. 6. Wyniki symulacji omijania przeszkody dla samochodu w pełni obciążonego

Wyniki symulacji pokazały, że we wszystkich przeprowadzonych próbach manewr ominięcia przeszkody został zrealizowany prawidłowo. Mimo zmienianych w szerokim zakresie warunków eksploatacyjnych samochodu, automatycznie sterowany pojazd za każdym razem omijał przeszkodę na drodze o zadanej długości i szerokości, nie tracąc przy tym stateczności. Można więc stwierdzić, że zaproponowana koncepcja sterowania oraz opracowane regulatory okazały niewrażliwe na zmienne warunki ruchu, a przez to skuteczne w realizacji manewru zmiany pasa w granicznych warunkach ruchu.

7. Podsumowanie

W badaniach symulacyjnych dynamiki procesu nagłego omijania przeszkody przez samochód wykorzystano:

- rozbudowany model dwuosioowego samochodu ciężarowego średniej ładowności, który wcześniej został poddany gruntownej weryfikacji eksperymentalnej; model ten posłużył jako wirtualny obiekt sterowania,
- uproszczony model referencyjny opracowany na podstawie „modelu rowerowego” w wyniku przetransponowania go do układu globalnego i przeprowadzenia linearyzacji; model ten znalazł zastosowanie do projektowania regulatorów w układzie sterującym oraz do generowania zadanych przebiegów referencyjnych,
- algorytm sterowania automatycznego zmiany pasa ruchu w procesie nagłego omijania przeszkody opracowany na bazie teorii Kalmana w odniesieniu do tzw. zadania liniowo-kwadratowego.

Wykorzystując rozbudowany model dynamiki ruchu samochodu ciężarowego przeprowadzono wstępne badania symulacyjne zachowań pojazdu w układzie otwartym podczas wykonywania wybranych manewrów jezdnych w różnych warunkach eksploatacyjnych, dla różnych wariantów obciążenia skrzyni ładunkowej. Badania pozwoliły ustalić scenariusze utraty stateczności oraz określić wartości krytyczne parametrów ruchu pojazdu, przy których występowała niestateczność. Wyniki badań wykorzystano w trakcie planowania i przygotowywania manewru automatycznej zmiany pasa ruchu w warunkach granicznych.

W celu weryfikacji i walidacji przyjętych rozwiązań automatycznego sterowania przeprowadzono obszerne badania symulacyjne w układzie zamkniętym (z wykorzystaniem automatycznego sterowania aktywnym układem kierowniczym EPS) polegające na omijaniu nagle pojawiającej się przeszkody na możliwie najkrótszej drodze przez samochód ciężarowy. Uzyskane wyniki wskazują na poprawność przyjętej koncepcji automatycznego sterowania oraz na skuteczność działania regulatorów w różnych warunkach eksploatacyjnych samochodu.

Zaproponowane rozwiązanie automatyzacji procesu nagłego omijania przeszkody przez samochód ciężarowy ma znamiona oryginalności i innowacyjności, gdyż:

- sterowanie realizowane jest na bazie uproszczonego modelu referencyjnego opisującego ruch samochodu w układzie globalnym (model "rowerowy" całkowicie zlinearyzowany, a ponadto z głębokim uproszczeniem struktur uzyskanych z jego transmitancji),
- sterowanie dokonywane jest poprzez generowanie zadanego przebiegu kąta obrotu kierownicy (gwałtowne szarpnięcia z przytrzymaniem kierownicy przykładane "raz w jedną raz w drugą stronę", o amplitudach i czasach trwania wyznaczonych na podstawie uproszczonego modelu referencyjnego) oraz jego korektę w wyniku działania dwóch układów regulacji dostarczających sygnały korekcyjne na podstawie przetworzenia w regulatorach odpowiednich sygnałów uchybów pomiędzy sygnałami mierzonymi w rzeczywistym obiekcie oraz generowanymi z uproszczonego modelu referencyjnego. W generowaniu sygnałów korekcyjnych wykorzystane są regulatory Kalmana, których algorytmy i parametry działania są tu wyznaczone na podstawie uproszczonego transmitancyjnego modelu referencyjnego w wersji zredukowanej,

- przebiegi referencyjne przemieszczenia poprzecznego $Y_R(t)$ oraz kąta odchylenia pojazdu $\psi_R(t)$ są odpowiedziami uproszczonego modelu referencyjnego pojazdu na zadane wymuszenie kąta obrotu kierownicy $\delta_{HR}(t)$,
- sterowanie realizowane jest w dwóch fazach (przestawienie pojazdu na nowy równoległy tor, a następnie stabilizacja położenia kąтового pojazdu na nowym torze, tak aby nie występowało jego odchylenie kątowe), dlatego też działania korekcyjne są realizowane w układach regulacji sekwencyjnie (najpierw z udziałem regulatora procesu przestawienia, a następnie z udziałem regulatora procesu stabilizacji położenia kąтового).

Literatura

- [1] Athans M, Falb P L. Optimal control. An Introduction to the Theory and Its Applications. McGraw-Hill, 1966.
- [2] Bevan G P, Gollee H, O'Reilly J. Trajectory generation for road vehicle obstacle avoidance using convex optimization, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part D – Journal of Automobile Engineering, Vol. 224 (4), 2010.
- [3] Dugoff H, Fancher P S, Segel L. An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance. SAE paper 700377.
- [4] Gidlewski M, Kochanek H, Posuniak P. Metody wspomaganie kierowcy w krytycznych sytuacjach drogowych. TTS Technika Transportu Szynowego 9/2012.
- [5] Gidlewski M., Żardecki D.: Automatic Control of Steering System During Lane Change, Proceedings of ESV'2015 Conference in Gothenburg, Sweden, Available from: www.nhtsa.gov/ESV.
- [6] Gidlewski M, Żardecki D. Influence of Nonlinearity Simplifications in a Reference Model of a Motor Vehicle on the Automatic Control of the Vehicle Steering System During a Lane-change Manoeuvre, Proceedings of 13th International Conference Dynamical Systems - Theory and Applications DSTA2015, Lodz, Poland 2015, Dynamical Systems, Control and Stability s. 209-220.
- [7] Gidlewski M. Badania dynamiki ruchu krzywoliniowego dwuosowego samochodu ciężarowego dla automatyzacji procesu nagłej zmiany pasa ruchu, Monografia w przygotowaniu do druku.
- [8] Gidlewski M. Model do badań kierowności i stateczności ruchu samochodów z nadwoziami o dużej sztywności, Biuletyn WAT nr 3/4, Warszawa 1995, s. 39-58.
- [9] Gidlewski M. Model of a dual axis heavy truck for handling studies in complex road situations, 11th European Automotive Congress, Budapest 2007.
- [10] Gidlewski M. Opportunities to Investigate the Steering System to Improvement of Truck Driving Properites under Critical Road Conditions, Archives of Transport nr 3/2011.
- [11] Gidlewski M. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego nr 8 T07C 009 20 pt.: „Mechanika ruchu krzywoliniowego samochodu ciężarowego w krytycznych sytuacjach drogowych”, Politechnika Radomska 2004, Praca niepublikowana.
- [12] Gidlewski M. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego Nr NN 509 568439 pt. „Analiza możliwości wykorzystania elektrycznego układu kierowniczego do poprawy własności jezdnych samochodu ciężarowego w krytycznych sytuacjach drogowych”, UTH Radom 2015, Praca niepublikowana.
- [13] Moshchuk N, Shish-ken Chen, Zagorski C, Chatterjee A. Path planning for collision avoidance maneuver. Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2013, San Diego, California, 2013.

- [14] Shiller Z, Sundar S. Optimal Emergency Maneuvers Of Automated Vehicles, Research Reports California Partners for Advanced Transit and Highways (PATH) - UC Berkeley, 1996.
- [15] Snider J M. Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking, Robotics Institute, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania 2009.