

## **prof. dr hab. inż. Leon Prochowski**

Wydział Mechaniczny  
Wojskowa Akademia Techniczna  
ul. Gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, Polska  
E-mail: lprochowski@wat.edu.pl

## **dr inż. Wojciech Wach**

Instytut Ekspertyz Sądowych  
ul. Westerplatte 9, 31-033 Kraków, Polska  
E-mail: wwach@ies.krakow.pl

## **dr hab. inż. Jerzy Jackowski, prof. WAT**

Wydział Mechaniczny  
Wojskowa Akademia Techniczna  
ul. Gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, Polska  
E-mail: jjackowski@wat.edu.pl

## **dr inż. Wiesław Pieniżek**

Wydział Mechaniczny  
Politechnika Krakowska  
al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, Polska  
E-mail: wupe44@gmail.com

## **Eksperymentalne i modelowe badania wpływu uszkodzenia opon run flat na dynamikę hamowania wieloosiowego pojazdu specjalnego**

**Słowa kluczowe:** eksploatacja opon, eksploatacja pojazdów specjalnych, bezpieczeństwo czynne, uszkodzenia opon, opony run flat, szkolenie kierowców

### **Streszczenie**

Uszkodzenie opony, które dość często pojawia się podczas eksploatacji pojazdów specjalnych (budowlane, leśne, militarne, rolnicze), wpływa na ruch pojazdu, również podczas gwałtownego hamowania. Analizie poddano ruch czteroosiowego pojazdu w celu dokonania oceny wpływu uszkodzenia opon (pęknięcie, rozerwanie) na jego zachowanie się podczas gwałtownego hamowania, a na tej podstawie oceny możliwości reakcji kierowcy na zaburzenia ruchu wynikające z takiego stanu awaryjnego.

Korzystając z programu PC-Crash opracowano model pojazdu umożliwiający symulację ruchu pojazdu specjalnego. Model pojazdu uwzględnia możliwość powstania nagłego uszkodzenia opony w czasie jazdy. W takiej sytuacji decydujące znaczenie ma model współpracy opon z nawierzchnią. Zastosowano nieliniowy, semiempiryczny model opony TMeasy, którego parametry uzyskano na podstawie wyników badań opon 14.00R20 z wkładkami run flat. Parametryzacja modelu pojazdu została oparta na wynikach pomiarów pojazdu, natomiast walidacja na wynikach eksperymentalnych badań drogowych hamowania z uszkodzonym ogumieniem. Przeprowadzone obliczenia i symulacje pokazały, że po rozpoczęciu hamowania następuje proces odchylenia pojazdu i związana z tym

zmiana toru jazdy. Odchylenie toru jazdy rośnie wraz ze wzrostem prędkości początkowej hamowania.

## 1. Wprowadzenie

Trudne warunki eksploatacji pojazdów specjalnych powodują duże ryzyko uszkodzenia opon. Charakter tych uszkodzeń jest różny, ale zawsze wpływają one na właściwości trakcyjne pojazdu, powodując zwiększony wysiłek kierowcy i zagrożenie bezpieczeństwa jazdy. Pojazd z uszkodzonym ogumieniem (jeśli zachowuje możliwość dalszej jazdy, nawet krótkotrwałej) posiada zwiększone opory ruchu i sprawia trudności w utrzymaniu zamierzonego toru jazdy.

Prowadzone dalej analizy dotyczą procesu hamowania pojazdu, który jest wyposażony w opony z wkładkami run flat. Koła z takim wyposażeniem są przystosowane do krótkotrwałej jazdy po uszkodzeniu.

Celem pracy jest ocena zachowania się pojazdu specjalnego po uszkodzeniu opon (pęknięcie, rozerwanie, skutkujące całkowitą utratą ciśnienia wewnętrznego) w czasie jazdy. Rozważany jest proces gwałtownego hamowania po uszkodzeniu opon jako podstawa do oceny możliwości reakcji kierowcy na tak powstające zaburzenia ruchu. Celem prowadzonych obliczeń jest szczegółowa ocena wpływu lokalizacji (położenia) uszkodzonych opon na zachowanie się pojazdu podczas gwałtownego hamowania, a przede wszystkim na tor ruchu pojazdu i przebieg zmian wartości parametrów charakteryzujących ten ruch. Rozważane jest hamowanie od prędkości początkowej 40 i 80 km/h. Zasadniczą uwagę zwrócono na proces walidacji modelu wieloosiowego pojazdu z uszkodzonym ogumieniem typu run flat. Niewiele jest dostępnych prac, w których podejmowane jest tego typu zagadnienie [1, 4, 7, 15, 17]. Widoczne są prace związane z wpływem ciśnienia w oponie na właściwości ruchowe samochodu [2, 10], brakuje natomiast prac, w których omówiony jest wpływ uszkodzenia opon na proces gwałtownego hamowania pojazdu wieloosiowego.

Rozpoznanie wpływu uszkodzenia opon na bezpieczeństwo dalszego ruchu pojazdu może być źródłem wielu wskazówek do doskonalenia konstrukcji pojazdu oraz do praktycznego szkolenia kierowców.

## 2. Model dynamiki procesu hamowania z uszkodzonym ogumieniem

Korzystając z programu PC-Crash [11] zbudowano model pojazdu specjalnego wraz z modelem kierowcy. Model pojazdu uwzględnia możliwość powstania nagłego uszkodzenia opony w czasie jazdy. Model kierowcy umożliwia reakcję na taką sytuację.

Model pojazdu zawiera nadwozie jako bryłę sztywną oraz 8 kół jezdnych zawieszonych niezależnie i posiada 14 stopni swobody:

$$q = [x, y, z, \varphi, \theta, \psi, \Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4, \Omega_5, \Omega_6, \Omega_7, \Omega_8]^T, \quad (1)$$

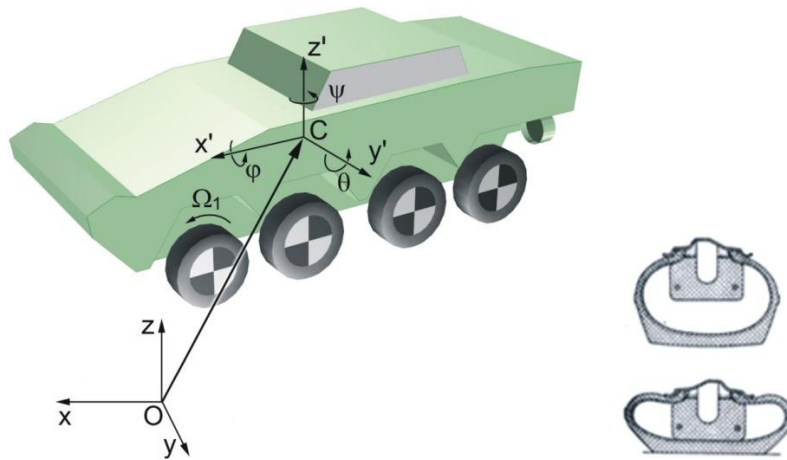
gdzie:  $x, y, z$  – współrzędne wektora  $\mathbf{r}$  opisującego położenie środka masy nadwozia i jednocześnie początku lokalnego układu współrzędnych  $\{C\}$  w układzie globalnym  $\{O\}$ ; lokalny układ współrzędnych jest związany z pojazdem i zaczepiony w środku masy nadwozia  $C$ ,

$\varphi, \theta, \psi$  – quasi-Eulerowskie kąty orientacji układu  $\{C\}$  względem układu  $\{O\}$ , tzn.:

$\varphi$  – kąt przechyłu poprzecznego (kąt obrotu nadwozia wokół osi wzdluznej  $x'$  układu  $\{C\}$ ),

$\theta$  – kąt przechyłu wzdluznego (kąt obrotu nadwozia wokół osi poprzecznej  $y'$  układu  $\{C\}$ ),

$\psi$  – kąt odchylenia, czyli kąt obrotu nadwozia wokół osi pionowej  $z'$  równoległej do osi  $z$  układu  $\{O\}$ ,  
 $\Omega_k, k = 1, \dots, 8$  – kąt obrotu własnego  $k$ -tego koła.



Rys.1. Pojazd i układy współrzędnych, przekrój opony z wkładką *run flat*

Równania ruchu pojazdu wyrażają się zależnościami wektorowymi, odpowiednio:

$$m(\dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}) = \sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i, \quad (2)$$

$$\mathbf{T}\dot{\boldsymbol{\omega}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{T}\boldsymbol{\omega} = \sum_{j=1}^n \mathbf{M}_j \quad (3)$$

gdzie:

- $m$  – masa pojazdu,
- $\mathbf{v} = \dot{\mathbf{r}}$  – prędkość środka masy wyrażona w układzie globalnym  $\{O\}$ ,
- $\dot{\mathbf{v}} = \ddot{\mathbf{r}}$  – zmiana prędkości środka masy w  $\{O\}$ ,
- $\mathbf{r}$  – wektor od początku inercjalnego układu współrzędnych do środka masy pojazdu  $C$  w  $\{O\}$ ,
- $\mathbf{F}_i$  i  $\mathbf{M}_j$  – odpowiednio siły i momenty zewnętrzne, działające na nadwozie w  $\{C\}$ ,
- $\mathbf{T}$  – tensor bezwładności pojazdu względem środka masy w  $\{C\}$ ,
- $\boldsymbol{\omega}$  – wektor prędkości kątowej nadwozia w  $\{C\}$ .

Masowe momenty dewiacji zostały pominięte, a zatem tensor  $\mathbf{T}$  ma postać

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} I_{x'} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y'} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z'} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

gdzie:  $I_{x'}, I_{y'}, I_{z'}$  – główne centralne momenty bezwładności nadwozia pojazdu.

Współpraca koła ogumionego z jezdnią została opisana za pomocą nieliniowego modelu TMeasy [14, 16]. Umożliwia on wyznaczenie wartości sił i momentów generowanych przez oponę (na zawieszenie i pojazd) na podstawie wyników badań eksperymentalnych. Wykorzystano w tym celu wyniki badań opon 14.00R20 z wkładkami *run flat* [12], w które wyposażony jest analizowany pojazd. Zastosowany model opony wymaga uwzględnienia na

każdym kole siły wzdłużnej  $F_X$  w zależności od poślizgu wzdłużnego  $s_X$  i siły poprzecznej  $F_Y$  w zależności od poślizgu poprzecznego  $s_Y$  opony. W tym celu oblicza się:

$$F_X(s_X, t) = \mu \cdot \mu_X(s_X) \cdot F_Z(t) \quad (5)$$

$$F_Y(s_Y, t) = \mu \cdot \mu_Y(s_Y) \cdot F_Z(t) \quad (6)$$

gdzie:  $\mu$  - współczynnik przyczepności;

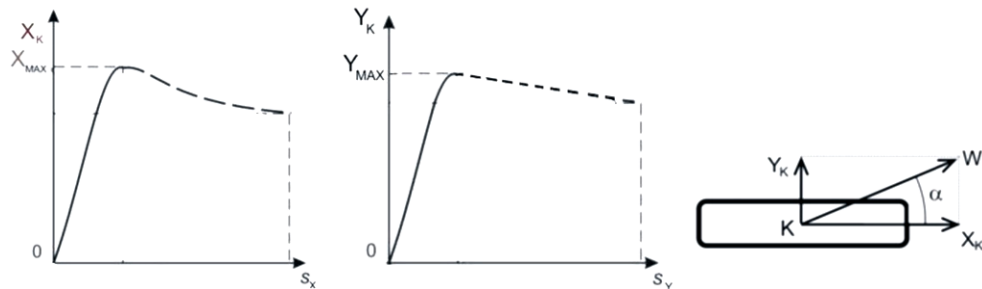
$F_Z(t)$  - aktualna wartość reakcji pionowej jezdni na koło.

Zależności jednostkowej siły stycznej od poślizgu

$$\mu_X(s_X) = \frac{X_K(s_X)}{Z_K} \quad (7)$$

$$\mu_Y(s_Y) = \frac{Y_K(s_Y)}{Z_K} \quad (8)$$

wyznacza się podczas badań ogumienia, przy czym  $Z_K$  oznacza reakcję pionową podczas badań ogumienia. Przykładowe przebiegi charakterystyk  $X_K(s_X)$  i  $Y_K(s_Y)$  oraz zastosowane oznaczenia pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Reakcje styczne od jezdni na koło [13], K – środek styku opony z drogą

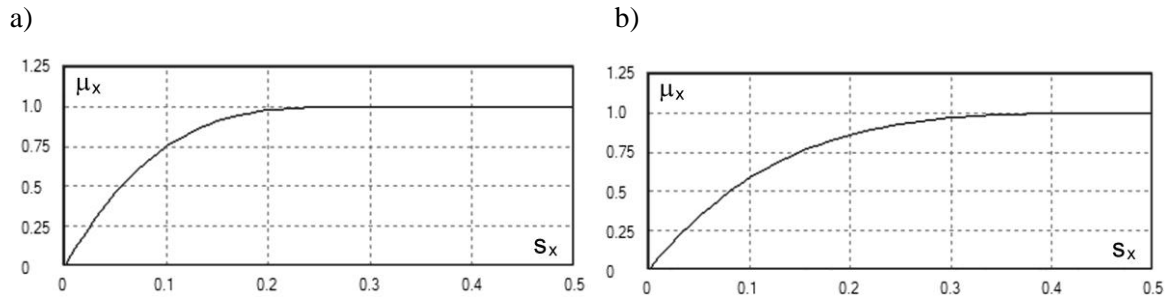
Siła hamowania  $F_H$ , zadana przez kierowcę, jest wykorzystana do obliczenia siły wzdłużnej  $F_X$  przy uwzględnieniu właściwości zastosowanego modelu opony. Jednocześnie wypadkowa siła styczna  $W$  (por. rys. 2) nie może przekroczyć wartości

$$W \leq \mu F_Z(t) \quad (9)$$

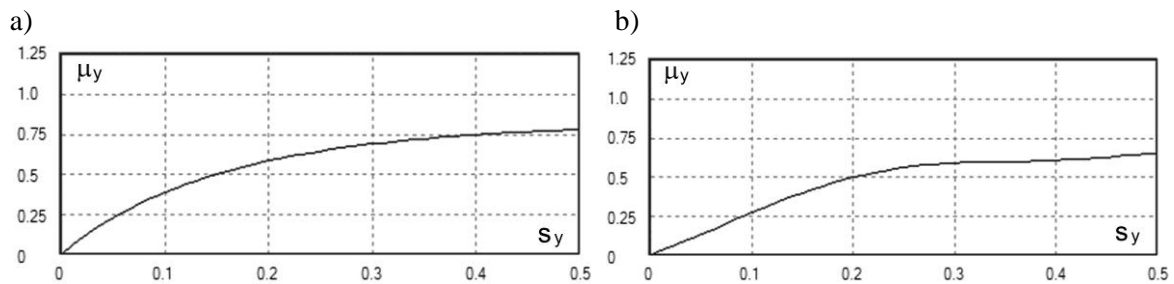
Podczas symulacji ruchu pojazdu, potrzebne w każdej chwili czasu wartości siły wzdłużnej  $F_X$  i poprzecznej  $F_Y$  k-tego koła są obliczane z uwzględnieniem lokalnej wartości współczynnika przyczepności i aktualnej wartości reakcji od drogi na koła  $F_Z$ . To pozwala uwzględniać zmiany wartości przyczepności w chwili uszkodzenia opony. W procesie modelowania przyjęto, że uszkodzenie opony z wkładką *run flat* powoduje m.in.:

- zmianę sztywności promieniowej opony;
- zmianę charakterystyki sztywności poprzecznej, a przede wszystkim zmniejszenie odporności na boczne znoszenie;
- wzrost oporu toczenia.

Właściwości opony po uszkodzeniu modelowano poprzez wprowadzenie zmian do przebiegu jej charakterystyki, co w sposób przykładowy pokazano na rysunkach 3 i 4.



Rys. 3. Charakterystyka jednostkowej siły stycznej wzdłużnej jako funkcja poślizgu wzdłużnego  $\mu_X = f(s_X)$ : a) opona sprawna, b) opona uszkodzona



Rys. 4. Charakterystyka jednostkowej siły stycznej poprzecznej jako funkcja poślizgu poprzecznego  $\mu_Y = f(s_Y)$ : a) opona sprawna, b) opona uszkodzona

### 3. Dobór parametrów i charakterystyka modelu pojazdu

Model dynamiki pojazdu i działania kierowcy został opracowany z wykorzystaniem programu PC-Crash 9.2. Przyjęto, że masa jest równomiernie rozłożona wokół osi  $x'$  nadwozia. Model pojazdu ma 4 koła skręcane wokół osi pionowych, przechodzących przez ich środki i równoległych do osi  $z'$ .

Podczas uginania zawieszenia koła poruszają się równoległe do osi pionowej pojazdu  $z'$ . Charakterystyki opon są nieliniowe. Uwzględniono moment bezwładności kół względem osi obrotu. Koła są zawieszane niezależnie, za pośrednictwem elementów sprężystych i tłumiących, o charakterystykach zredukowanych do środków kół. Siła w zawieszeniu jest sumą siły sprężystości oraz tłumienia i jest opisana przez charakterystykę odcinkowo liniową.

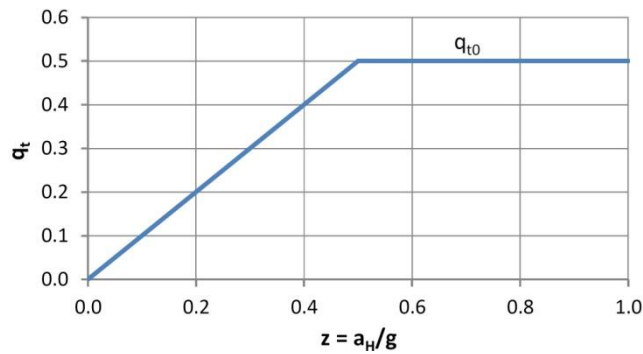
Hamowanie jest realizowane poprzez indywidualne wartości sił każdego koła (w celu symulacji uszkodzeń) i z uwzględnieniem modelu opony oraz ogranicznika sił hamowania. Istotny wpływ na przebieg hamowania ma charakterystyka ogranicznika siły hamowania. Na osiach 3 i 4 modelu pojazdu zastosowano ogranicznik, którego charakterystyka jest przedstawiona na rysunku 5. Jej wpływ na wartości siły wzdłużnej podczas hamowania  $F_{Xt}$  na osiach tylnych wynika z zależności:

$$q_t = \frac{F_{Xt}}{Q} \leq q_{t0} \quad (10)$$

gdzie:  $Q$  – ciężar pojazdu,

$z = a_H / g$ ,  $a_H$  – opóźnienie hamowania,

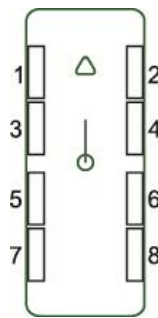
$q_{t0} = f(z)$  – charakterystyka ogranicznika siły hamowania według rys. 5.



Rys. 5. Charakterystyka ogranicznika siły hamowania

Zasadniczy dobór parametrów i charakterystyk modelu wykonano na podstawie pomiarów pojazdu, opisanych w [8, 12]. Pojazd ten został następnie wykorzystany do wykonania testowych prób hamowania z uszkodzonym ogumieniem. Część danych wejściowych została uzupełniona na podstawie wartości generowanych w programie PC-Crash dla tej kategorii pojazdów. Zgromadzone dane stanowiły punkt wyjścia w procesie parametryzacji modelu.

Na rysunku 6 pokazano przyjętą numerację kół pojazdu.



Rys. 6. Numeracja kół

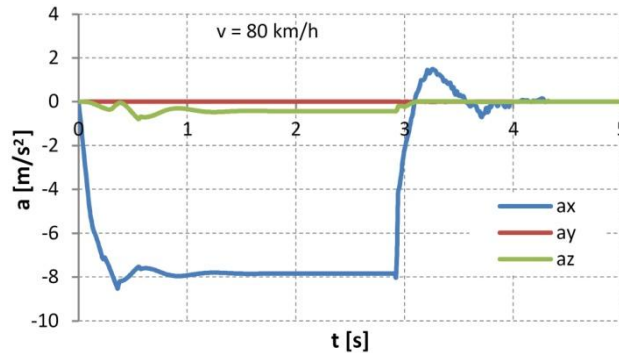
Model kierowcy realizuje zadaną funkcję kąta skrętu kół kierowanych jako wymuszenie, działające na model pojazdu. Zastosowano w tym celu regulator proporcjonalno-całkująco-różniczkujący (PID – Proportional- Integral- Derivative).

## 4. Proces walidacji

### 4.1. Obliczenia wstępne i ich wyniki

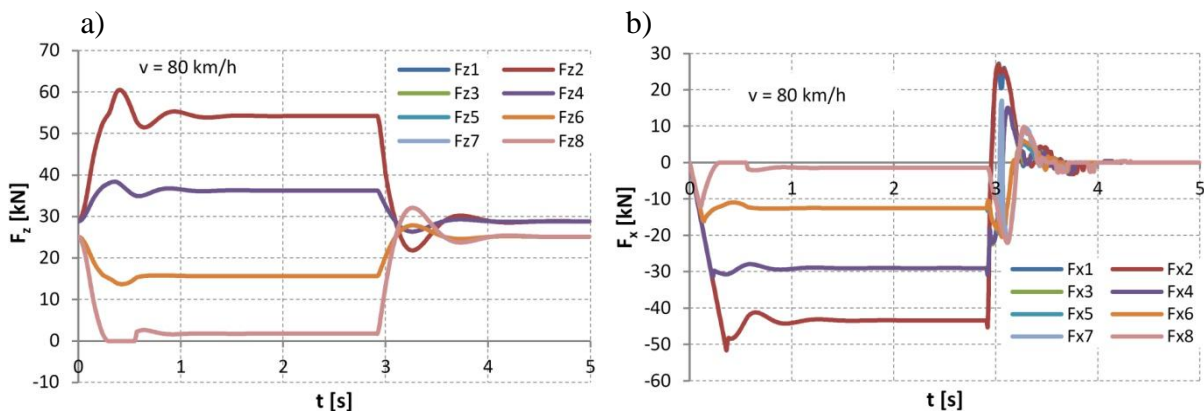
Proces walidacji jest postępowaniem mającym na celu uzyskanie oceny, w jakim stopniu opracowany program obliczeniowy i zastosowane modele mają właściwości zgodne z badanym pojazdem w aspekcie przebiegu procesu gwałtownego hamowania z uszkodzonym ogumieniem. Opisany proces jest dążeniem do uzyskania takich wyników symulacji, które dobrze oddają zachowanie badanego pojazdu z uwzględnieniem skutków uszkodzenia opony. Wykonano trzy etapy procesu walidacji. Etap pierwszy to obliczenia wstępne, w którym analizowano proces hamowania pojazdu ze sprawnymi oponami. Etap drugi to hamowanie z jedną uszkodzoną oponą, a w trzecim etapie analizowano hamowanie z dwoma uszkodzonymi oponami. W kolejnych etapach dokonywano korekty wartości niektórych parametrów modelu, aby osiągać zmniejszanie różnicy między odpowiedzią modelu i obiektu. Proces korekty wartości parametrów modelu był ograniczony do obszaru pola niepewności ich wartości.

W obliczeniach wstępnych analizowano proces hamowania od prędkości początkowej 80 km/h. Na rysunku 7 pokazano przebiegi trzech składowych wektora przyspieszenia środka masy nadwozia w układzie lokalnym  $\{C\}$ . Obecność przechyłu wzdłużnego nadwozia podczas hamowania, w rezultacie ugięcia opon i zawieszenia, potwierdzają widoczne na rysunku 7 wartości przyspieszenia pionowego nadwozia. W chwili zatrzymania się pojazdu widoczne są charakterystyczne drgania nadwozia w płaszczyźnie podłużnej.



Rys. 7. Przebieg trzech składowych przyspieszenia środka masy pojazdu

Na rysunku 8 pokazano przebieg zmian reakcji od drogi  $F_{Zi}(t)$  na koła i sił wzdłużnych  $F_{Xi}(t)$ . Wobec symetrii działania sił wzdłużnych na kołach strony prawej i lewej pojazdu (pojazd sprawny), przebiegi zmian nacisków obu kół każdej osi jezdnej są takie same, czyli pokrywają się. Podczas hamowania następuje znaczny przechył wzdłużny nadwozia i w rezultacie oderwanie kół 7 i 8 od jezdni. Przechył ten powoduje, że siły hamowania kolejnych osi kół są coraz mniejsze. Oderwanie kół od drogi, widoczne na rys. 8, powoduje zmniejszenie wartości  $F_X$  (rys. 8b) do zera na kołach 7 i 8.



Rys. 8. Przebieg zmian reakcji od drogi na koła  $F_{Zi}(t)$  (a) i sił wzdłużnych  $F_{Xi}$  na kołach pojazdu (b); numeracja kół według rysunku 6

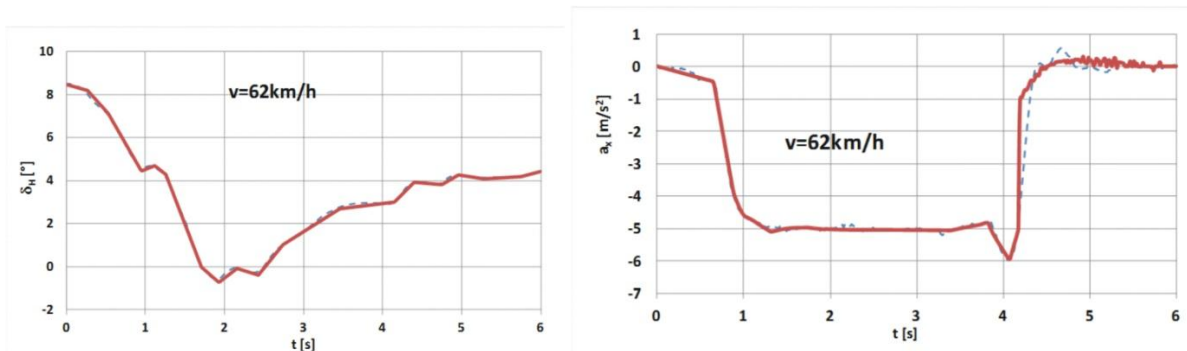
Wyniki symulacji hamowania pojazdu sprawnego poprawnie odwzorowują właściwości procesu hamowania pojazdu.

#### 4.2. Walidacja modelu na podstawie symulacji hamowania pojazdu z uszkodzoną jedną oponą

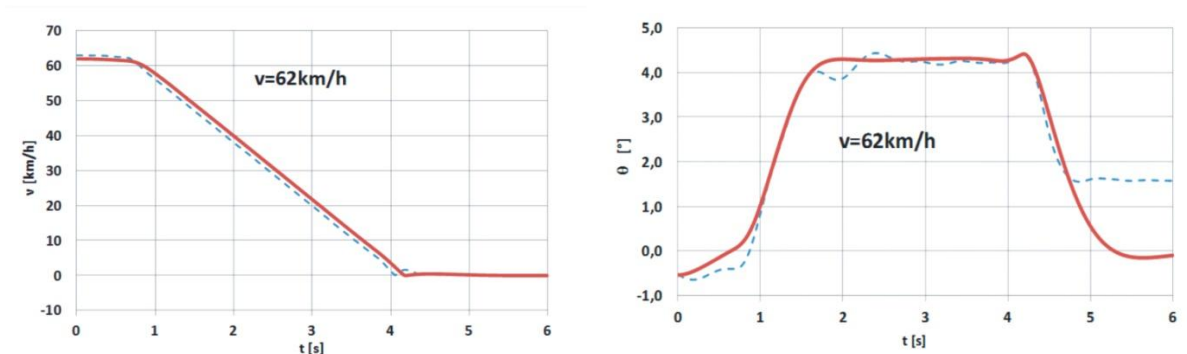
Badania hamowania pojazdu z uszkodzonym ogumieniem były prowadzone w trybie *fixed control*. Jednak w zarejestrowanych przebiegach stwierdzono niewielkie zmiany kąta obrotu kierownicy, które przy niesymetrycznym hamowaniu mógł mimowolnie wykonywać

kierowca. W procesie symulacji wykorzystano to jako wymuszenie kinematyczne, natomiast pomierzony przebieg opóźnienia hamowania stanowił podstawę do generowania sił hamowania w modelu.

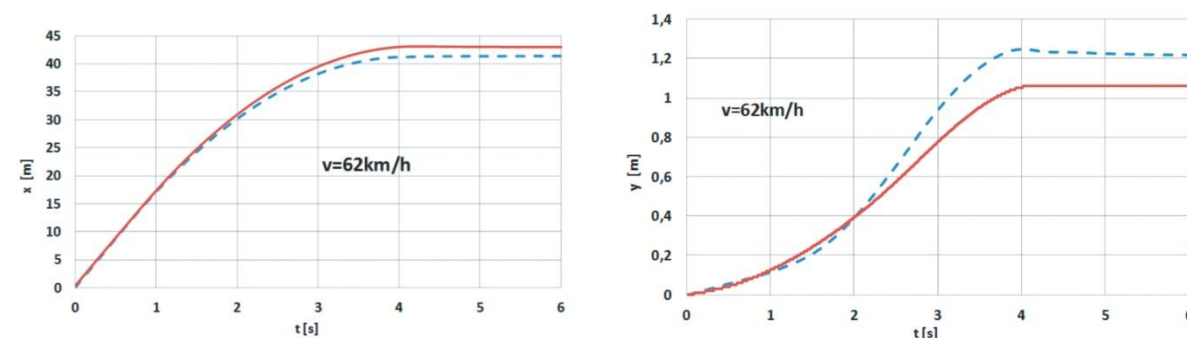
Na rysunkach od 9 do 11 linią przerywaną zaznaczono wyniki pomiarów, które uzyskano podczas hamowania od  $v = 62 \text{ km/h}$  pojazdu z uszkodzoną oponą nr 2. Przebiegi opóźnień poddano cyfrowej filtracji za pomocą filtra CFC 100. Jest to dolnoprzepustowy filtr Butterwortha wykonany zgodnie z normą SAE J211. Na analizowanych rysunkach pokazano także rezultaty obliczeń symulacyjnych, które oznaczono linią ciągłą pogrubioną. Linie pogrubione na rys. 9 można traktować jako wymuszenie działające na model pojazdu.



Rys. 9. Kąt obrotu kierownicy  $\delta_H=f(t)$  oraz przyspieszenie wzdluzne  $a_x(t)$ ; linia przerywana – pojazd, linia pogrubiona – model



Rys. 10. Prędkość ruchu środka masy  $v(t)$  i kąt wzdluznego przechyłu nadwozia  $\theta(t)$ ; opis linii jak pod rys. 9



Rys. 11. Przemieszczenie wzdluzne środka masy (droga hamowania)  $x(t)$  i poprzeczne  $y(t)$ ; opis linii jak pod rys. 9

Stwierdzono, że model poprawnie reaguje na uszkodzenie opony. Obserwowane różnice (pojazd- model) wartości kątów przechyłu  $\theta(t)$  mogą wynikać ze zmienności charakterystyk zawieszonych kół (zawieszenie hydropneumatyczne) oraz obecności tarcia

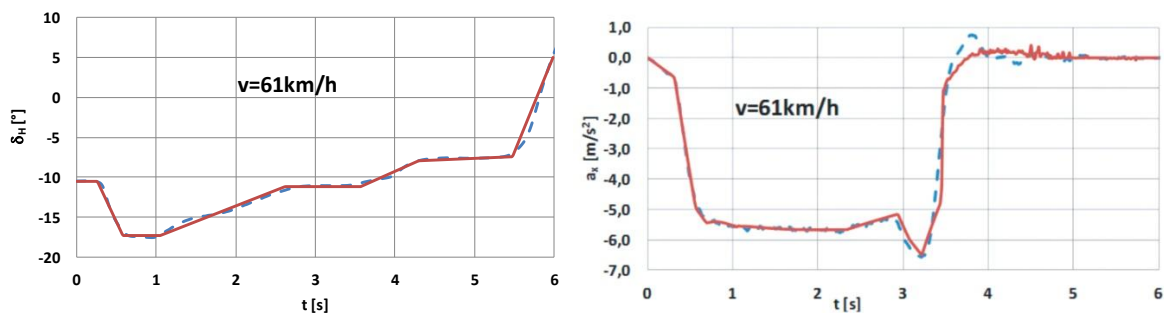


suchego. Otrzymane wyniki obliczeń symulacyjnych dobrze odpowiadają pomiarom, które uzyskano podczas badań pojazdu. Ważnym czynnikiem oceny jakości przyjętego modelu opony są wyniki poprzecznego przemieszczenia środka masy pojazdu podczas hamowania ( $y(t)$  na rys. 11). Po przebyciu ponad 40 m drogi i w obecności różnych wartości kąta skrętu kół kierowanych, różnica wartości przemieszczenia poprzecznego modelu i pojazdu jest mniejsza niż 0,2 m.

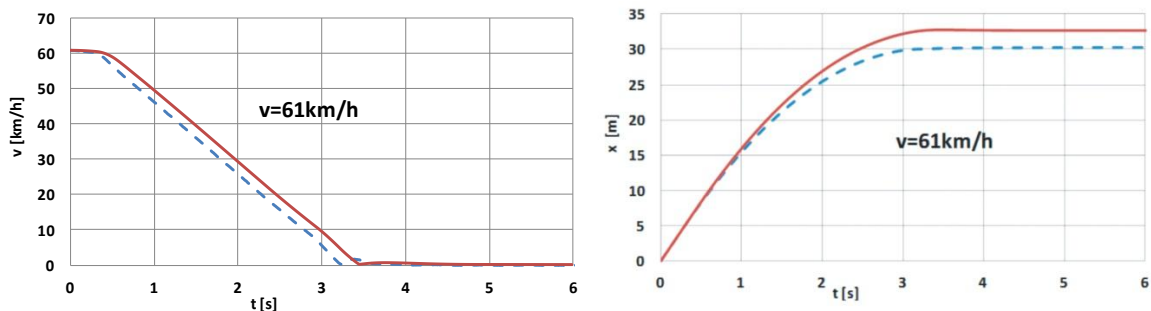
#### 4.3. Walidacja modelu na podstawie hamowania pojazdu z dwoma uszkodzonymi kołami (koła nr 2 i 4)

Na tym etapie obliczeń wykorzystano wyniki pomiarów, które otrzymano podczas hamowania pojazdu z dwiema uszkodzonymi oponami. Na rysunkach 12- 14 zestawiono je z odpowiednimi wynikami obliczeń modelowych.

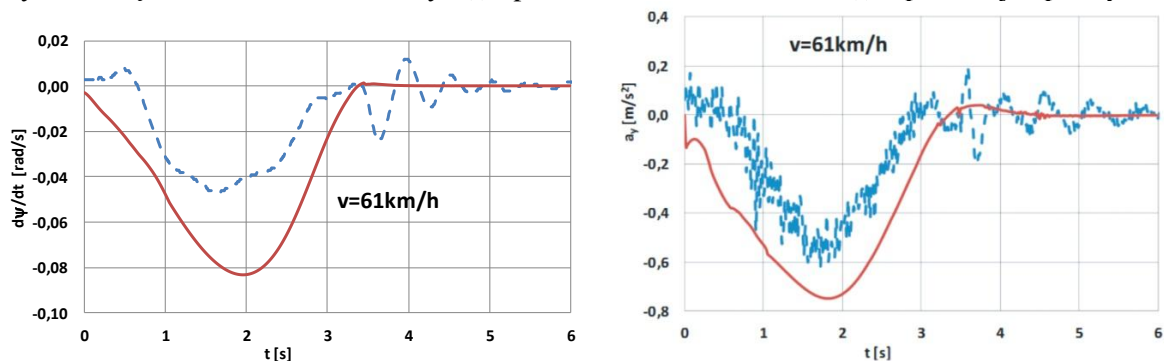
Podczas testu hamowania od prędkości 61 km/h zaobserwowano zmianę kąta obrotu kierownicy o ponad  $18^\circ$ , która jest związana z poprzednio opisanymi przyczynami. Na rysunkach 13 i 14 porównano zatem odpowiedzi modelu pojazdu na takie samo wymuszenie (przedstawione na rys. 12) z odpowiedziami obiektu rzeczywistego.



Rys. 12. Kąt obrotu kierownicy  $\delta_t(t)$  oraz przyspieszenie wzdłużne  $a_x(t)$ ; linia przerywana – pojazd, linia przerywana – model



Rys. 13. Prędkość ruchu środka masy  $v(t)$  i przemieszczenie wzdłużne  $x(t)$ ; opis linii jak pod rys. 12



Rys. 14. Prędkość odchylenia nadwozia  $\dot{\psi}(t)$  i przyspieszenie poprzeczne  $a_y(t)$ ; opis linii jak pod rys. 12

Opisane wcześniej oddziaływania (niezamierzone reakcje kierowcy), a także oddziaływania spowodowane uszkodzonymi oponami na pojazd skutkują niewielkimi wartościami prędkości odchylenia (poniżej 0,05 rad/s, por. rys. 14) i przyspieszenia poprzecznego, które nie przekracza 0,6 m/s<sup>2</sup>. Oczywiście, przy tak małych oddziaływaniach poprzecznych, istotny wpływ na tor ruchu pojazdu ma obecność luzu i tarcia w układzie kierowniczym oraz zawieszeniu. Mimo, że model tych czynników nie uwzględnia, to jego reakcja na wymuszenia ma przebieg bardzo zbliżony do zachowania rzeczywistego pojazdu z uszkodzonym ogumieniem. W obu symulacjach (pkt. 4.2 i 4.3) stwierdzono niewielkie odchylenie ruchu pojazdu od toru prostoliniowego, które wynika nie tylko z obecności uszkodzonych opon, ale też działania kierowcy, który wykonywał korygujący obrót kierownicy. Wartości poprzecznego przemieszczenia środka masy pojazdu w znacznej mierze zależą od przebiegu kąta obrotu kierownicy.

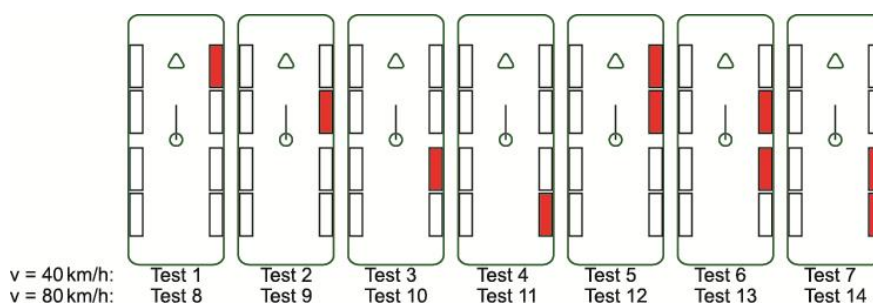
W wykorzystanych tu wynikach obu testów hamowania, przebieg tego kąta był zdecydowanie inny. Wobec szybko postępującego procesu zużywania się oraz niszczenia opon, badania procesu hamowania z uszkodzonymi oponami nie były powtarzane (wysoki koszt opon).

Obliczenia walidacyjne potwierdzają poprawną reakcję modelu na uszkodzenie opon i hamowanie pojazdu. Można zatem przyjąć, że model dobrze odpowiada właściwościom pojazdu w obszarze istotnym do realizacji celu pracy.

## 5. Obliczenia zasadnicze

### 5.1. Przygotowanie obliczeń

Do osiągnięcia celu obliczeń przygotowano 16 testów hamowania, w których zmieniano miejsce położenia kół z uszkodzonym ogumieniem. Hamowanie w siedmiu pierwszych testach rozpoczynano od prędkości 40 km/h, a siedmiu następnych od 80 km/h. W kolejnych dwóch obliczeniach testowych (T0/40 i T0/80) przeprowadzono symulację hamowania modelu ze sprawnymi oponami (od prędkości początkowej 40 i 80 km/h). Rozmieszczenie kół z uszkodzonym ogumieniem pokazano na rysunku 15.



Rys. 15. Rozmieszczenie kół z uszkodzonymi oponami (koła zaciemnione) i oznaczenie poszczególnych testów

Wybór wartości prędkości do obliczeń testowych oparto o następujące przesłanki:

- przy  $v \cong 60$  km/h zakłócenia procesu hamowania są niewielkie (por. wyniki badań pojazdu w pkt. 4.2 i 4.3);
- maksymalna prędkość jazdy na uszkodzonych oponach nie powinna przekraczać 80km/h.

Biorąc pod uwagę wyniki obliczeń wstępnych oraz powyższe przesłanki, przygotowano plan realizacji obliczeń testowych:

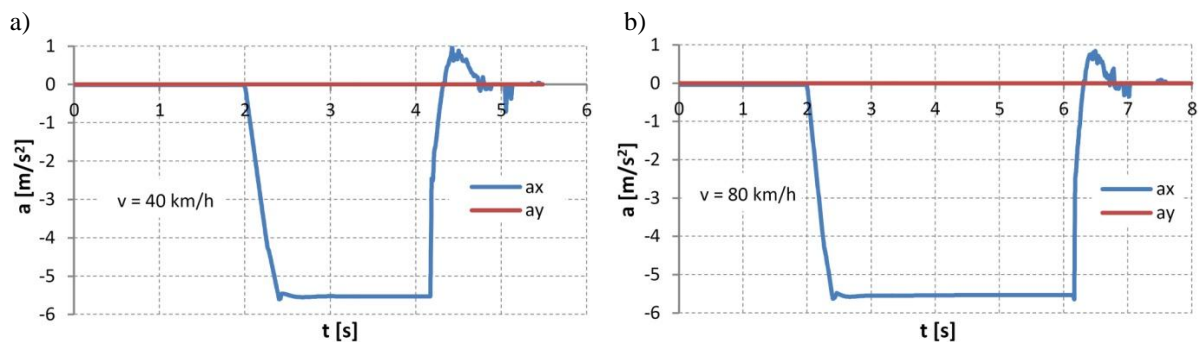
1. Jazda początkowa ze stałą prędkością 40 lub 80 km/h przez 0,5 s. Opony w tej fazie testu są sprawne. Moment napędowy na kołach równoważy opory ruchu.

- Po upływie 0,5 s następuje gwałtowne uszkodzenie opony (lub opon) i przez krótki okres czasu zaskoczony kierowca przygotowuje reakcję, jednocześnie następuje ustabilizowanie parametrów ruchu modelu, a opór toczenia uszkodzonego koła (kół) rośnie od  $f_j = 0,01$  do 0,05. Na podstawie [6, 9] przyjęto długość czasu, w którym kierowca wypracuje reakcję na analizowane zdarzenie związane z uszkodzeniem opon, równą 1,5 s.
- Po upływie czasu  $t = 0,5 + 1,5 = 2,0$  s model kierowcy rozpoczyna gwałtowne hamowanie, które będzie trwało do zatrzymania pojazdu. Opóźnienie narasta liniowo przez  $t_n = 0,4$  s, aż do uzyskania wartości  $a_x = 5-6$  m/s<sup>2</sup>. Nie doprowadzono do blokowania wszystkich kół, aby nie następowało zarzucenie pojazdu, lecz uwidoczniły się tendencje wynikające z pracy uszkodzonych opon.
- Przykładowy przebieg hamowania pokazano na rysunku 16.

Wszystkie testy obliczeniowe wykonano przy ustalonej kierownicy (*fixed control*). To ułatwiło analizę wyników w aspekcie wpływu uszkodzonego ogumienia na tor jazdy.

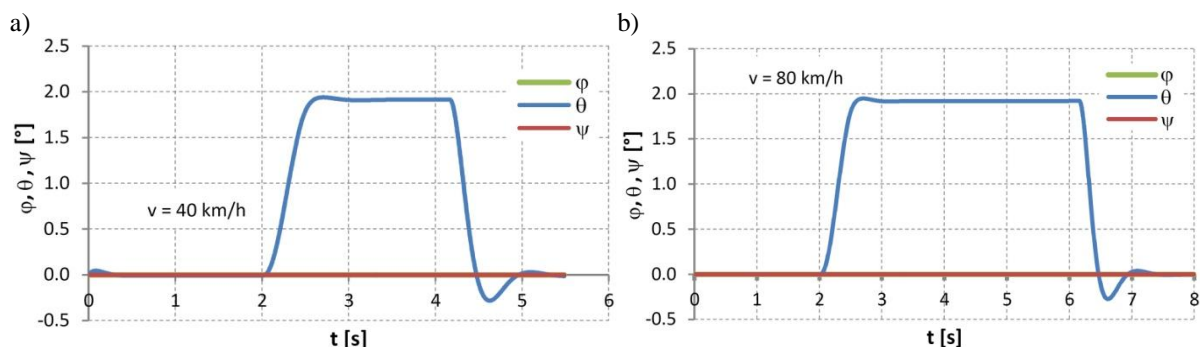
## 5.2. Wyniki obliczeń hamowania z uszkodzonym jednym kołem nr 2 lub 4, 6, 8

Na rysunkach 16 i 17 pokazano czasowe przebiegi zmian przyspieszenia środka masy i kąta przechyłu nadwozia podczas prostoliniowego hamowania od prędkości 40 km/h i 80 km/h ze wszystkimi oponami sprawnymi (T0/40 i T0/80).



Rys. 16. Składowe przyspieszenia środka masy  $a_x(t)$  i  $a_y(t)$  w lokalnym układzie współrzędnych  $\{C\}$ : a)  $v = 40$  km/h, b)  $v = 80$  km/h

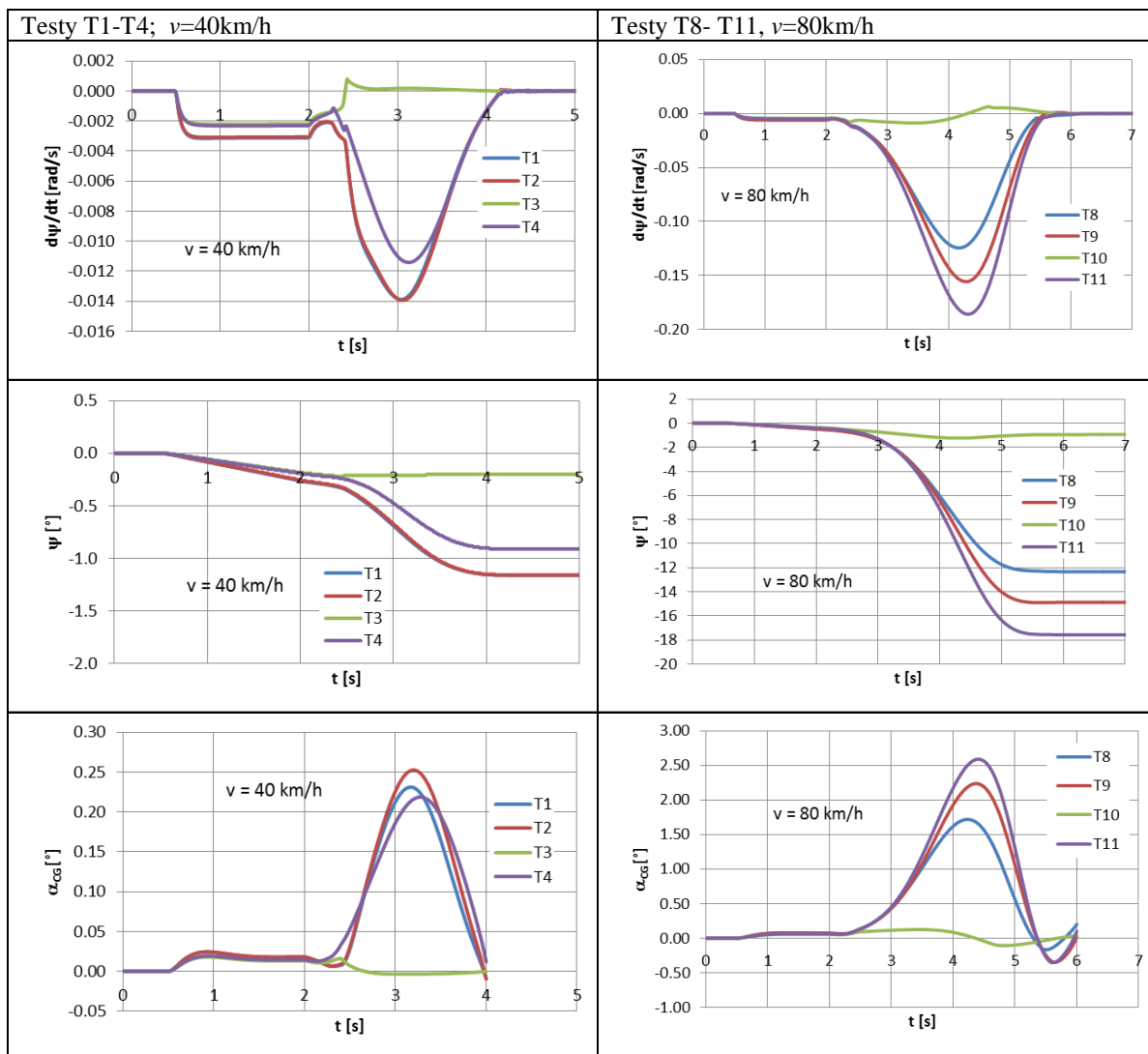
Przebiegi na tych rysunkach są zgodne z ogólnie znanym przebiegiem procesu hamowania sprawnego samochodu. Natomiast większość analizowanych dalej wielkości ma wartości zerowe (kąt znoszenia, kąt odchylenia nadwozia, prędkość odchylenia nadwozia) i dlatego nie jest pokazywana na rysunkach 16- 17.



Rys. 17. Kąt przechyłu poprzecznego  $\varphi$ , przechyłu wzdłużnego  $\theta$  i odchylenia  $\psi$ ; a)  $v = 40$  km/h, b)  $v = 80$  km/h

Wyniki obliczeń symulacyjnych procesu hamowania pojazdu z uszkodzonym ogumieniem jednego koła pokazano w tabeli 1. W kolejnych testach T1-T4 i T8-T11 uzyskano praktycznie taki sam przebieg przyspieszenia wzdłużnego  $a_X = a_H = f(t)$  jak podczas hamowania modelu ze sprawnym ogumieniem (rys. 16). Stąd zrezygnowano z zamieszczenia tych rysunków w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki obliczeń hamowania pojazdu z jednym uszkodzonym kołem od prędkości 40 km/h (testy T1- T4) oraz od prędkości 80km/h (testy T8- T11):  $d\psi/dt$  – prędkość odchylenia,  $\psi$  – kąt odchylenia,  $\alpha_{CG}$  – kąt znoszenia środka masy



Obecność uszkodzonej opony powoduje (por. plan obliczeń,  $t > 0,5\text{s}$ ), że już w trakcie jazdy bez hamowania następuje odchylenie toru jazdy od prostoliniowego. W tabeli 1 widoczne jest narastanie kąta znoszenia  $\alpha_{CG}$  oraz kąta odchylenia nadwozia  $\psi$  przy stałej wartości prędkości odchylenia  $0,1-0,2 \text{ }^\circ/\text{s}$  w czasie  $t = 0,5-2,0 \text{ s}$ . Po rozpoczęciu hamowania, proces odchylenia nadwozia i związana z tym zmiana toru jazdy (odchylenie w prawo, w stronę umiejscowienia uszkodzonej opony) ulega intensyfikacji.

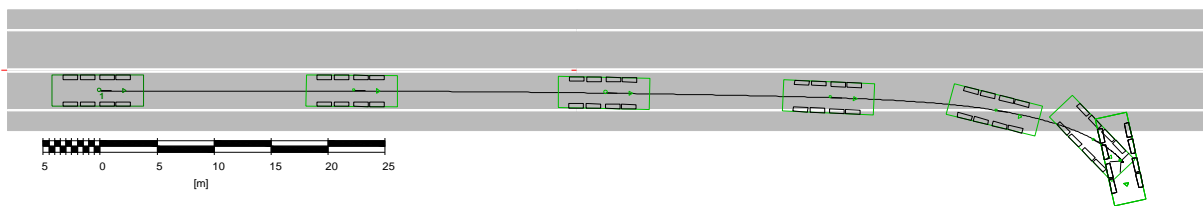
Podczas hamowania od prędkości 40 km/h obserwowane odchylenie toru jazdy od prostoliniowego (poprzeczne przemieszczenie  $y(t)$  i kąt odchylenia  $\psi(t)$ ) są małe (por. tabela 1 i 3). Kierowca bez problemu dokona korekty toru jazdy, niezależnie od miejsca położenia uszkodzonego koła. Inna jest sytuacja podczas hamowania od prędkości 80 km/h. Wartości

odchylenia od kierunku jazdy prostoliniowej istotnie zależą od położenia uszkodzonego koła i wynikającego z tego nacisku kół na drogę. Najmniejsze odchylenie jest przy uszkodzeniu koła nr 6, a największe przy uszkodzeniu koła nr 8. Wówczas  $\psi(t)$  osiąga  $17,6^\circ$  na koniec hamowania T11, a ekstremalna wartość prędkości odchylenia nadwozia sięga ok.  $10^\circ/\text{s}$  (tabela 4). Są to już wartości istotne i dobrze widoczne. Obecność jednego uszkodzonego koła w małym stopniu wpływa na długość drogi hamowania w porównaniu z hamowaniem pojazdu sprawnego (tabela 3 i 4).

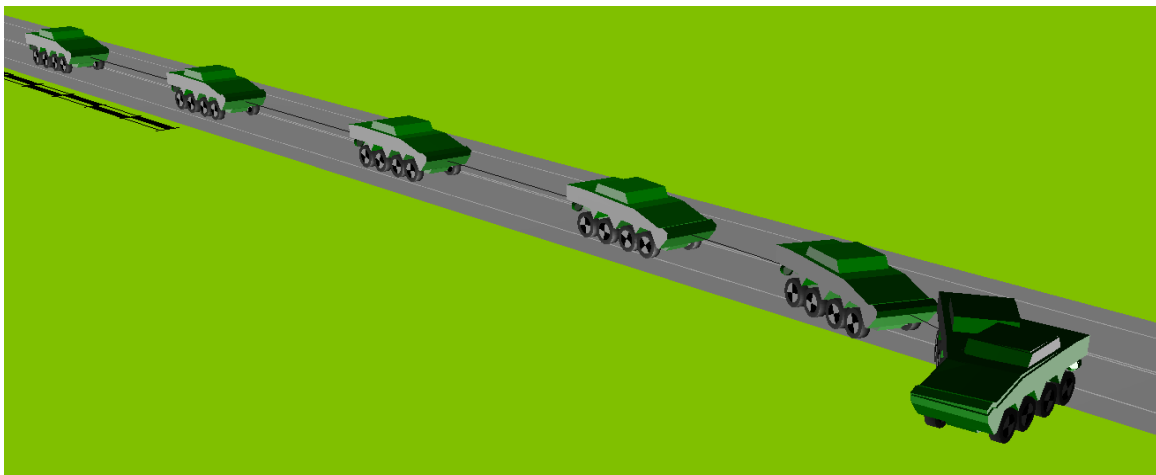
### 5.3. Wyniki obliczeń hamowania z dwoma uszkodzonymi kołami nr 2-4, 4-6, 6-8

W tabeli 2 pokazano wyniki obliczeń symulacyjnych procesu hamowania modelu z dwoma uszkodzonymi kołami, które są umieszczone w trzech różnych miejscach po prawej stronie pojazdu. Zestawiono wielkości, które wcześniej pokazano w tabeli 1. Dodano przebieg przyspieszenia wzdłużnego  $a_x(t)$ , ponieważ podczas hamowania od  $v = 80 \text{ km/h}$  znacznie różni się on od pokazanego na rysunku 16b. Różnice te są spowodowane pojawieniem się dużych wartości kąta odchylenia pojazdu i znoszenia opon, które spowodowały poprzeczne ustawienie pojazdu (por. rys. 18) i tym samym zmniejszanie jego przemieszczenia wzdłużnego.

a)

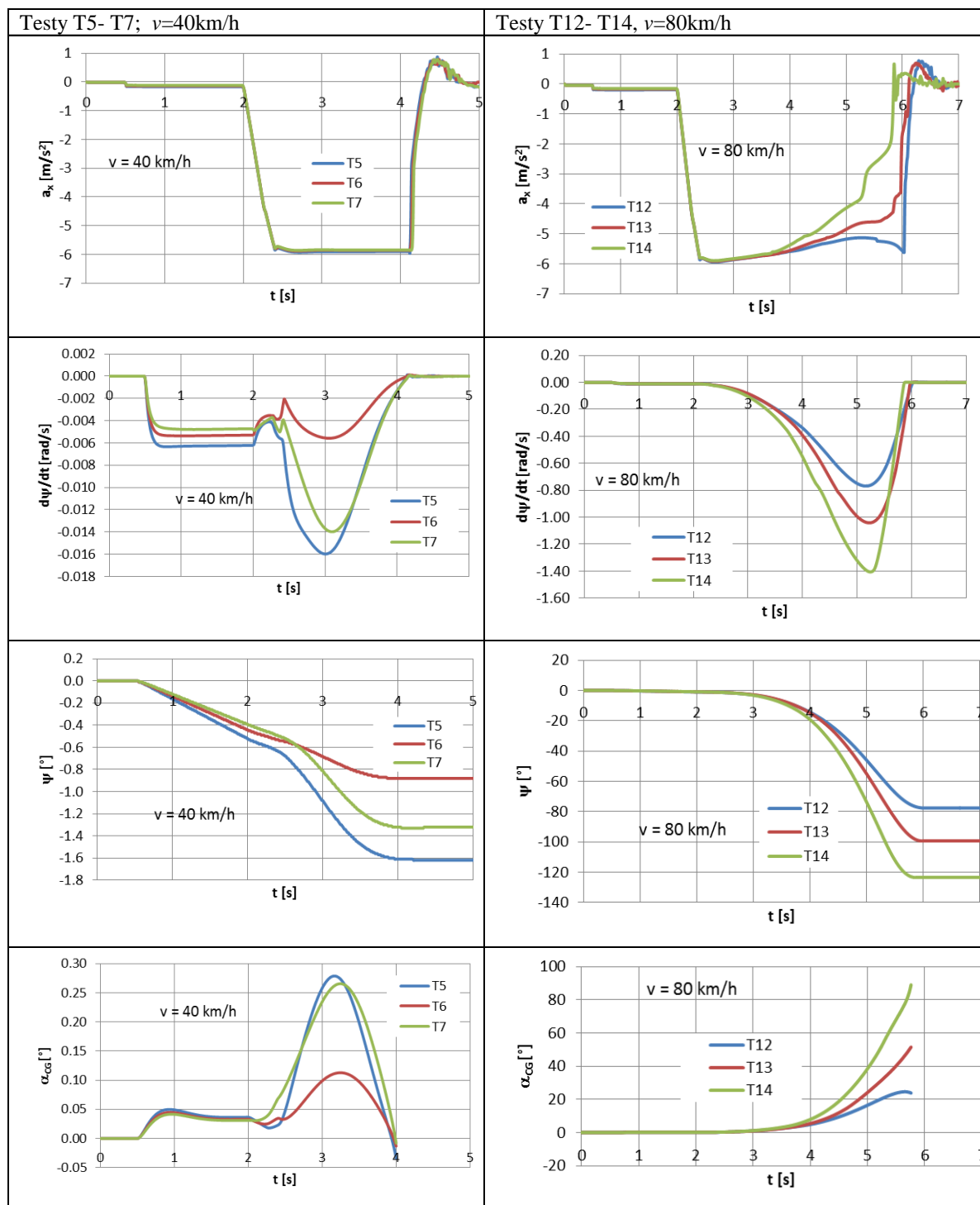


b)



Rys. 18. Pas drogowy i kolejne pozycje pojazdu co 1,0 s, test T12; a) rzut prostokątny, b) widok przestrzenny

Tabela 2. Wyniki obliczeń hamowania pojazdu z dwoma uszkodzonymi kołami od prędkości 40 km/h (testy T5- T7) oraz od prędkości 80 km/h (testy T12- T14):  $a_x$  – przyspieszenie wzdłużne,  $d\psi/dt$  – prędkość odchylenia,  $\psi$  – kąt odchylenia,  $\alpha_{CG}$  – kąt znoszenia środka masy



W tabelach 3 i 4 zestawiono wartości przemieszczenia wzdłużnego  $x(t)$  środka masy pojazdu w poszczególnych testach, od chwili naciśnięcia na pedał hamulca do zatrzymania. W zestawieniu uwzględniono także wyniki obliczeń pojazdu sprawnego. Obecność uszkodzonych opon w niewielkim stopniu wpływa na długość drogi hamowania przy prędkości 40 km/h. Natomiast silny jest wpływ dwóch opon uszkodzonych na przebieg

hamowania przy prędkości 80 km/h, przy którym następuje znaczne odchylenie nadwozia od prostoliniowego toru jazdy. Zmniejszenie przemieszczenia wzdłużnego  $x(t)$  w testach nr T12-T14 w stosunku do T8- T11 jest wynikiem zarzucenia tyłu pojazdu w końcowej fazie ruchu, a przez to wykorzystania składowej poprzecznej reakcji opon, która w tej sytuacji przewyższyła składową wzdłużną.

Wartości kąta odchylenia pojazdu podczas hamowania przy  $v = 40$  km/h są małe, natomiast przy hamowaniu od  $v = 80$  km/h (pojazdu z dwoma uszkodzonymi kołami) ma miejsce obrót i zarzucenie pojazdu. Biorąc zatem pod uwagę ten wariant hamowania, najbardziej niebezpieczne jest położenie uszkodzonych kół, w kolejności: 6 i 8 (test 14), 4 i 6 (test 13) oraz 2 i 4 (test 12).

Tabela 3. Wartości ekstremalne (WE) i końcowe (WK) parametrów ruchu nadwozia w zależności od miejsca położenia uszkodzonych opon; hamowanie od  $v = 40$  km/h

Wyszczególnienie	T0/40	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7
Wzdłużne przemieszczenie środka masy nadwozia, [m]	12,85	12,71	12,71	12,85	12,87	12,45	12,58	12,68
Przyspieszenie poprzeczne, WE; [m/s <sup>2</sup> ]	0	0,06	0,06	0,01	0,10	0,10	0,04	0,13
Prędkość odchylenia, WE; [rad/s]	0	-0,014	-0,014	-0,002	-0,01	-0,02	-0,005	-0,01
Kąt odchylenia, WK; [°]	0	-1,16	-1,16	-0,21	-0,91	-1,62	-0,88	-1,32
Kąt znoszenia, WE; [°]	0	0,02	0,03	0,01	0,22	0,28	0,11	0,27
Przemieszczenie poprzeczne, WK; [m]	0	-0,10	-0,09	-0,05	-0,07	-0,16	-0,12	-0,13

Tabela 4. Wartości ekstremalne (WE) i końcowe (WK) parametrów ruchu nadwozia w zależności od miejsca położenia uszkodzonych opon; hamowanie od  $v=80$  km/h

Wyszczególnienie	T0/80	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14
Wzdłużne przemieszczenie środka masy nadwozia, [m]	47,58	47,43	47,34	47,49	47,61	45,63	45,50	44,95
Przyspieszenie poprzeczne, WE; [m/s <sup>2</sup> ]	0	1,8	2,0	0,3	2,4	5,2	6,3	7,7
Prędkość odchylenia, WE; [rad/s]	0	-0,12	-0,15	-0,01	-0,18	-0,77	-1,04	-1,41
Kąt odchylenia, WK; [°]	0	-12,3	-14,9	-1,23	-17,6	-77,6	-98,9	-123,3
Kąt znoszenia, WE; [°]	0	1,71	2,24	0,13	2,54	24,2	53,7	88,9
Przemieszczenie poprzeczne, WK; [m]	0	-2,71	-2,96	-0,62	-3,33	-6,15	-5,99	-6,32

Wartości prędkości odchylenia nadwozia od toru prostoliniowego w testach hamowania od prędkości 40 km/h (T5 do T7) nie przekraczają 0,02 rad/s, natomiast przy prędkości 80 km/h (T11, 12 i 13) są znaczące i prawie 70 razy większe niż przy 40 km/h. Skutkiem narastania prędkości odchylenia są wysokie wartości przyspieszenia poprzecznego. Podczas hamowania przy prędkości 40 km/h nie przekraczają one 0,13 m/s<sup>2</sup>, gdy przy 80 km/h przyspieszenie poprzeczne przekracza 7 m/s<sup>2</sup> (tabela 4), czyli osiąga wartości często powodujące przewrócenie pojazdu. Wynika to ze zmniejszenia nacisku kół osi 3 i 4 podczas hamowania, a zatem także zmniejszenia możliwości uzyskania dużych wartości reakcji



bocznych na tych osiach. Dodatkowo, możliwość powstania reakcji bocznych maleje z pojawieniem się uszkodzonych opon (por. rys. 4).

W testach hamowania przy  $v = 80$  km/h z dwoma uszkodzonymi kołami, czyli T12-14 następuje chwilowa utrata kontaktu kół 6 i 8 z jezdnią podczas zarzucania tyłu pojazdu, co pokazują obliczenia sił nacisku kół na drogę.

## 6. Podsumowanie i wnioski

Zbudowane modele, przeprowadzony proces ich walidacji i uzyskane wyniki obliczeń symulacyjnych, umożliwiły poznanie wpływu uszkodzenia opon i miejsca ich położenia w pojeździe na bezpieczeństwo procesu gwałtownego hamowania pojazdu specjalnego z oponami *run flat*. Wykonano obliczenia 16 testów hamowania, w których zmieniano miejsce położenia kół z uszkodzonym ogumieniem. Analiza wyników obliczeń w aspekcie oceny możliwości reakcji kierowcy pozwala stwierdzić, co następuje:

- uszkodzenie opon wpływa na przebieg ruchu pojazdu specjalnego;
- po uszkodzeniu jednej opony pojazd nadal posiada możliwość efektywnego hamowania i korygowania toru jazdy przez kierowcę;
- uszkodzenie jednego koła praktycznie nie wpływa na długość drogi hamowania;
- hamowanie z jednym uszkodzonym kołem od prędkości 40 km/h nie stwarza poważnego zagrożenia, ale zagrożenie to rośnie wraz ze wzrostem prędkości początkowej hamowania i odchyleniem nadwozia od zadanego toru jazdy w stronę uszkodzonego ogumienia;
- podczas hamowania z jednym uszkodzonym kołem najsilniejsze jego oddziaływanie na ruch pojazdu występuje w testach T8 i T9, czyli przy uszkodzeniu koła 2 lub 4 (koła osi kierowanych po prawej stronie pojazdu);
- uszkodzenie dwóch kół jezdnych poważnie wpływa na proces hamowania pojazdu; obserwowane zmniejszenie długości drogi hamowania przy wysokiej prędkości jazdy (testy T12- T14) jest związane z niebezpiecznym zarzuceniem tyłu pojazdu;
- istotnym czynnikiem zagrożenia bezpieczeństwa ruchu jest odchylenie nadwozia od zadanego toru jazdy; odchylenie to przy dwóch uszkodzonych kołach i niewielkiej prędkości jazdy nie przekracza  $2^\circ$  (test T5), ale szybko rośnie wraz ze wzrostem początkowej prędkości hamowania i przy  $v = 80$  km/h kąt odchylenia przekracza  $90^\circ$  (test T13 i T14), a prędkość odchylenia osiąga  $100^\circ/\text{s}$ ;
- podczas hamowania z dwoma uszkodzonymi kołami i  $v = 80$  km/h występują duże wartości przyspieszenia poprzecznego  $5,0\text{--}7,7$  m/s<sup>2</sup>; są to wartości, które mogą spowodować wywrócenie pojazdu.

Podczas hamowania od prędkości 40 km/h odpowiednio przygotowany kierowca może dokonać korekty toru jazdy, niezależnie od miejsca położenia uszkodzonego koła. Wartości ekstremalne prędkości odchylenia przy  $v = 40$  km/h występują po 1,1–1,2 s od początku hamowania z jednym i z dwoma uszkodzonymi kołami w pojeździe.

Badania pokazują [3, 5], że kierowca identyfikuje i odczuwa liniowe przyspieszenia poziome o wartości ponad  $0,02$  m/s<sup>2</sup> i prędkość odchylenia ponad  $0,001$  rad/s. Zatem już podczas hamowania od  $v = 40$  km/h pojazdu z jednym uszkodzonym kołem oddziaływania fizyczne na kierowcę (por. tabela 3) mają takie wartości, które „sygnalizują” mu zachodzące zmiany toru jazdy. To ważne, bo w sytuacjach krytycznych kierowca reaguje nie tylko na obserwowane odchylenie toru jazdy od zadanego, ale także na odczuwane sygnały fizyczne.

Inna jest sytuacja podczas hamowania przy prędkości 80 km/h przy dwóch kołach z uszkodzonymi oponami. Wówczas prędkość odchylenia nadwozia sięga  $100^\circ/\text{s}$ , a przyspieszenie poprzeczne nawet  $7$  m/s<sup>2</sup>. Przy  $v = 80$  km/h wartości ekstremalne prędkości



odchylenia występują po 2,2–2,3 s od początku hamowania z jednym uszkodzonym ogumieniem i po 3,2–3,3 s w pojeździe z dwoma uszkodzonymi kołami. Koła jednej strony pojazdu ulegają oderwaniu od drogi. Powstaje więc sytuacja krytyczna w zachowaniu się pojazdu.

Wyniki badań i analiz wskazują, że działanie kierowcy po nagłym uszkodzeniu opony ma decydujące znaczenie dla bezpieczeństwa ruchu pojazdu [1, 17]. Praktyczne szkolenie kierowców w tym zakresie jest kosztowne i niebezpieczne. Stąd konieczność pozyskiwania wiedzy na podstawie wiarygodnych modeli symulacji ruchu podczas hamowania. Rezultaty pracy można wykorzystać także w procesie programowania symulatorów do treningu kierowców pojazdów specjalnych. Oddzielnie należy podkreślić kluczową rolę wkładek w oponach, które w analizowanych sytuacjach drogowych umożliwiają ograniczony czasowo ruch pojazdu.

*Praca w części powstała w ramach projektu OR 00008312, finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.*

## **Literatura**

1. Blythe W., Day T. D., Grimes W. D., 3-Dimensional Simulation of Vehicle Response to Tire Blow-outs, SAE Technical Paper 1998; 980221.
2. Ejsmont J., Jackowski J., Luty W., Motrycz G., Stryjek P., Świczko-Żurek B., Analysis of rolling resistance of tires with Run Flat insert, Key Engineering Materials 2014; 597: 165-170.
3. Fard M., A., Ishihara T., Inooka H., Dynamics of the head-neck complex in response to the trunk horizontal vibration: modeling and identification, Journal of Biomechanical Engineering 2003; 125(4): 533-539.
4. Grover C., Lambourn R. F., Smith T. L., Walter L., Braking and manoeuvring characteristics of oncorrectly inflated low-profile and run-flat tyres, [in:] Proceedings of the 16th Annual Congress of the European Association for Accident Research and Analysis (EVU), Institute of Forensic Research Publishers, Kraków 2007; 181-213.
5. Jex H., R., Roll Tracking Effects of G-vector Tilt and Various Types of Motion Washout , Proceedings of 14 Annual Conference on Manual Control, University of Southern California 1978.
6. Jurecki R., S., Stańczyk T., L., Jaśkiewicz M., J., Driver's reaction time in a simulated, complex road incident, Transport, 2014, <http://dx.doi.org/10.3846/16484142.2014.913535>.
7. Lozia Z., Simulation Tests of Biaxial Vehicle Motion after a Tire Blow-out, SAE Technical Paper 2005; 2005-01-0410.
8. Lozia Z., Guzek M., Pieniżek W., Zdanowicz P., Metodyka i przykładowe wyniki badań symulacyjnych ruchu wieloosiowego pojazdu specjalnego w warunkach eksplozyjnego uszkodzenia opon, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów – Proceedings of the Institute of Vehicles 2012; 4(90): 19-42.

9. Olson P. L., Forensic aspects of driver perception and response, Lawyers & Judge Publishing Co, Tuscon 1996.
10. Parczewski K., Effect of tyre inflation pressure on the vehicle dynamics during braking manoeuvre. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2013; 15(2): 134-139.
11. PC-Crash, A simulation program for vehicle accidents. Operating and technical manual, Version 10.0, Dr. Steffan Datentechnik, Linz, Austria 2010.
12. Praca zbiorowa, Badania eksperymentalne i symulacyjne dynamiki pojazdu wieloosiowego w warunkach uszkodzenia ogumienia, Wydawnictwo Politechnika Krakowska, Kraków 2012.
13. Prochowski L., Pojazdy samochodowe. Mechanika ruchu, WKŁ, wydanie II, Warszawa 2009.
14. Rill G., Simulation von Kraftfahrzeugen, Vieweg & Sohn Verlag GmbH, Braunschweig/Wiesbaden 1994.
15. Robinette R., Deering D., Fay R. J., Drag and Steering Effects of Under Inflated and Deflated Tires, SAE Technical Paper 1997; 970954.
16. Wach W., Symulacja wypadków drogowych w programie PC-Crash, Wydawnictwo Instytutu Ekspertyz Sądowych, Kraków 2009.
17. Zębala J., Wach W., Ciępka P., Janczur R., Bypassing manoeuvre driving a car with reduced and no tire pressure, [in:] Proceedings of the 22th Annual Congress of the European Association for Accident Research and Analysis (EVU), Published by EVU, Firenze 2013, 145–155.