



PC-CRASH MODELLING OF VEHICLE MOVEMENT AFTER TIRE SLIPPING OFF THE RIM

Jakub ZĘBALA , Wojciech WACH , Piotr CIEPKA 

Institute of Forensic Research, Kraków, Poland

Abstract

The possibility of modelling in the PC-Crash program of the motion on curved trajectory of a car whose rear wheel tire got unsealed, which resulted in the pressure drop to the atmospheric pressure, which was followed by the tire bead slipping off the rim, is analysed. The authors, using the results of the road tests they performed, reconstructed in the PC-Crash program the actual movement of the car. Next, they performed a number of simulations applying a bilinear model of a tire of default and modified characteristics as well as a TMeasy model. The effect of the change of wheel-to-road surface friction coefficient was also analysed. To compare the simulation results, the function of quality was employed whose value is the measure of the difference between the vehicle position and orientation obtained in simulation and the real ones. The most favourable results were reached when the TMeasy tire model was applied and the friction coefficient of the deflated tire on the distance between the point of the tire slipping off the rim and stopping was reduced.

Keywords

Curvilinear motion; Simulation; PC-Crash; Tire model; Quality function.

Received 24 January 2022; accepted 18 March 2022

Introduction

In road accident reconstruction it is essential to reconstruct the vehicle motion. This motion may be disturbed by a deflated tire due to its damage or slipping off the rim. No pressure in the tire is particularly dangerous in the curvilinear motion as reduction of the longitudinal, lateral and radial stiffness of the tire can lead to vehicle yaw. The lateral stiffness playing the most significant role, together with an increase of rolling resistance (Lozia, 2005; Blythe, Day, Grimes, 1998). The lateral response of the road on the tire first makes it shift relative to the rim, and next slip off the rim partly or completely. After the slip-off, the tire gets deformed in an uncontrolled way, which results in a change of its lateral stiffness and the coefficient of wheel-to-road friction (especially when the rim edge gets in contact with the road) and a consequent increase of vehicle yaw rate.

Despite the numerous studies on the motion of vehicle dynamics on curved trajectory (Mitschke, 1972; Prochowski, 2016), there are no publications on driving with a tire slipped off the rim, because this issue goes far beyond the standard scope of vehicle designing. However, the examination of such incidents is very important for the reconstruction of accidents. The goal was to propose a method of simulating such motion in the program PC-Crash, which is a world-wide standard used for simulation of vehicle accidents. The task was carried out on the basis of the bench and road tests performed in the framework of a research project funded by the Institute of Forensic Research, in which the motion on a curved trajectory of a vehicle with one wheel deflated was examined. The results of these tests were used in the reconstruction of the motion of the test vehicle, and next to examine the impact of the tire model and friction coefficient on the results of the simulation of vehicle motion and to adjust these

parameters, so as to ensure the correspondence between the simulated and real-life movements.

Bench tests

In the tests, a 2003 Volkswagen Passat Variant 2.0 TD with Firestone FireHawk 195/65R15 91T tires was used (Zębala, Wach, Ciępka, Janczur, 2016). The aim of the bench tests was parametrization of the car's model in PC-Crash. These included determination of: mass distribution on particular wheels, center of gravity position in reference to the front axle and height, wheelbase and steering ratio (Table 1).

Table 1
Technical data of test car

Parameter	Value	
Vehicle mass distribution on wheels:		
left front	465	kg
right front	475	kg
right rear	350	kg
left rear	345	kg
Distance of CG from front axle	1.15	m
CG height	0.55	m
Wheelbase	2.70	m
Steering system ratio	16:1	

Road tests

The road tests were performed on a dry, asphalt road in summer conditions. Prior to the tests the rear right wheel was deflated. During the tests, the driver speeded up the car on a straight section of road and next turned the steering wheel sharp to the left. During the motion on the curvilinear track, the driver neither accelerated nor braked, and when starting the turn, he tried to maintain a constant steering wheel angle until stopping the car (Fig. 1).

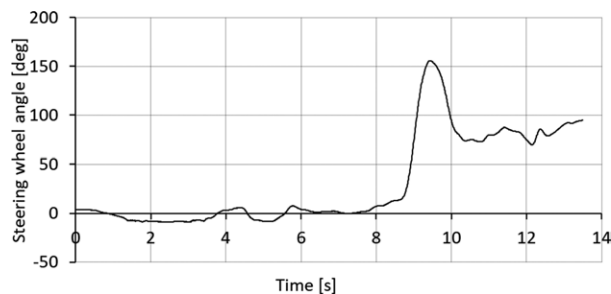


Figure 1. Time characteristics of the steering wheel angle measured in a road test.

The steering wheel mean rotation rate was about 300°/s, which was higher than the average rate reached when changing the movement direction in regular road traffic (Janczur, 2015). Such steering wheel rotation rate, however, is reached when the driver performs a defensive turning manoeuvre, for example to avoid an obstacle, which in his opinion is too close to be able to stop the car ahead of it.

Measurements of motion parameters

The parameters measured in the road tests included:

- three components of car body angular velocities and accelerations,
- two components of position and speed,
- steering wheel angle.

The measurements were taken with Racelogic instrumentation, i.e. VBOX 3i recorder with IMU module, measuring the car body accelerations and angular velocities, and Kistler dynamometer steering wheel. The measured motion parameters underwent kinematic transformations, which produced a complete set of data for the reconstruction of the vehicle motion, i.e. time characteristics of three components of the centre of mass position vector and quasi-Eulerian angles of the body (Zębala et al., 2016). This motion is shown in Fig. 2, against an orthophotomap, which illustrates the actual picture of the marks made by the tires.

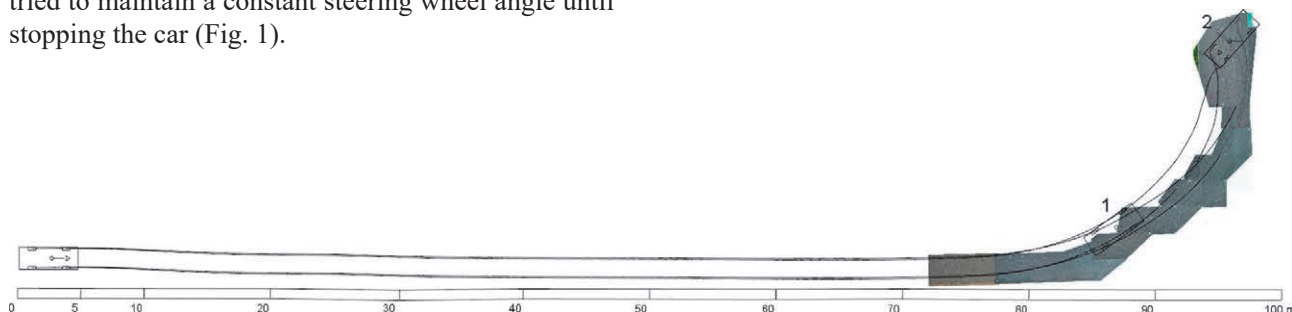


Figure 2. Reconstructed motion of the test car with vehicle position at the point of tire slipping off the rim (1) and place of car stopping (2).

From the point of the beginning of the motion to the place where the tire slipped off the rim, the vehicle covered a distance of 85.4 m in 10 s, and to the point of stopping 103.6 m in 13.5 s (Fig. 3).

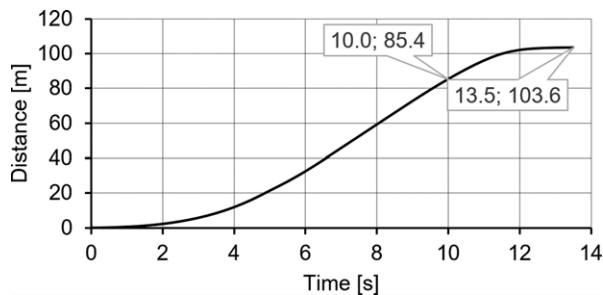


Figure 3. Distance covered by the test car in the road test.

In Figure 4, the place where the tire slipped off the rim is shown; in Figure 5 the place where the car was stopped. In the first highlighted position, the simulated right rear wheel of the vehicle overlapped exactly the mark left by the rolling deflated wheel. The final position of the simulated vehicle deviated slightly from that of the vehicle after a road test. The difference between the final positions, however, was only the result of the imprecisely made orthophotomap which was composed of fifteen transformed photographs and combined in PC-Rect. The difference did not affect the results of further analysis.

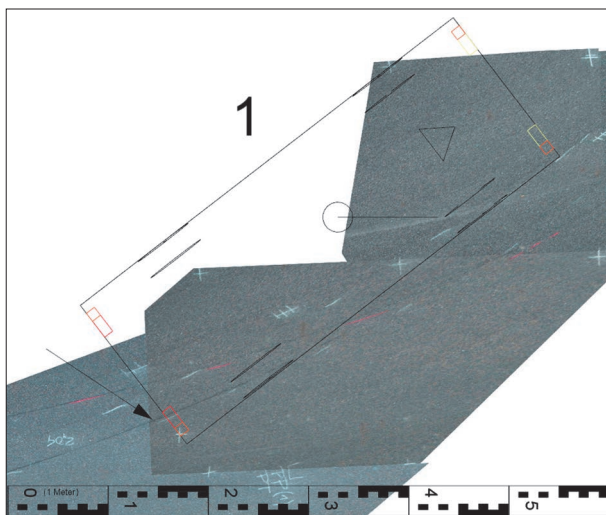


Figure 4. Position of the vehicle at the moment of tire slipping off the rim. The arrow indicates the mark left by the deflated wheel.

PC-Crash simulations

In the PC-Crash program, which was used for the simulation of vehicle motion, two tire models are available: bilinear and TMeasy (Wach, 2011). In the bilinear model, the tire cornering stiffness c_α is determined by the maximum slip angle α_{max} which can be reached when the friction is used to the full and the wheel is rolling freely (with no braking or accelerating). This stiffness in the range of slip angle of 0 to α_{max} is given by the formula:

$$c_\alpha = \frac{\mu \cdot F_z}{\alpha_{max}},$$

where:

μ – coefficient of friction,

F_z – wheel normal force.

The simulations performed using this model were done for default characteristics in which $\alpha_{max} = 10^\circ$, and modified characteristics in which α_{max} were changed. The modified characteristics were used not only for the deflated wheel, but also for the three other wheels, adopting for them the same value of α_{max} from the range of 3–7° (Zębala, Wach, 2014).

For the TMeasy model, the vehicle motion simulations were limited to default characteristics only as there are no real characteristics of tires available, and the number of parameters of this model is 10 (Wach, 2011). To quantitatively evaluate the compatibility of vehicle positions obtained in the compared to the results of vehicle tests ones, a quality function was selected, described by the formula:

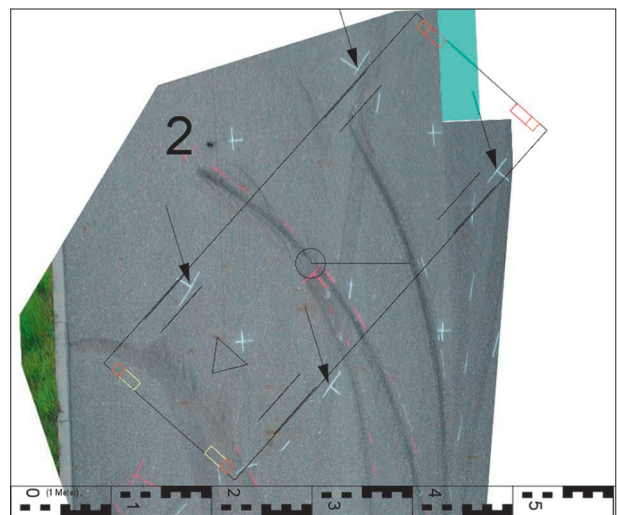


Figure 5. Final position of the vehicle. The arrows indicate the vehicle wheels' centres after a test.

$$Q = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (w_i \cdot q_i)^2}{\sum_{i=1}^n w_i^2}},$$

where:

w_i – weighting coefficient of i -th parameter,

q_i – relative, dimensionless difference between the real value of i -th parameter and that obtained in simulation, calculated according to the formula:

for position (e.g. x and y):

$$q_i = \frac{|p_i - p_{ir}|}{p_{ir}},$$

for orientation (e.g. yaw angle):

$$q_i = \frac{|p_i - p_{ir}|}{180^\circ},$$

where:

p_i – the value of the i -th parameter obtained in simulation,

p_{ir} – real value of the i -th parameter.

The relative difference q_i was specified for coordinates x , y of the vehicle centre of gravity and the yaw angle. These parameters are reliable indicators of the quality of the performed simulation, so consequently, for these parameters the maximum value of weighting coefficients, equal 1, was adopted. The lower the value of the quality function thus calculated, the smaller the differences between the simulated and real positions and orientations, and, consequently, the more precise simulation against the vehicle real motion.

In the simulations, the global coefficient of friction of 0.69 was adopted. This value was mean obtained from a few braking tests performed during the road test. The calculation procedure and the results were presented in the SAE Technical Paper No. 2016-01-1480 (Zębala et al., 2016). The recorded time characteristics of deceleration were processed with a low pass Butterworth CFC 180 filter, following SAE J211 (SAE, 2014). Next, the mean fully developed deceleration (MFDD) was calculated (Regulation No. 13, UNECE, 2016).

The recorded values of steering wheel angle (Fig. 1) were entered into the sequence table in the simulation. The simulation procedure started where the test car movement started, and ended at the place where the car stopped. Thus, the car initial speed was zero, and in the subsequent sequences of the vehicle movement it was corrected so as to obtain compatibility with the speed recorded during the test (Fig. 6).

Further on in the paper the description system (α_{max1} - α_{max2} - α_{max3} - α_{max4}) is used, where: 1 – front left wheel, 2 – front right wheel, 3 – rear left wheel, 4 – rear right wheel. For example, the description (6-6-6-16) denotes that the maximum slip angle of 6° was adopted for the wheels 1–3, and 16° for the wheel 4.

Results of simulation

First, simulations were performed with the application of the tire bilinear model in which a default value of the maximum slip angle of $\alpha_{max} = 10^\circ$ was adopted for each wheel. Next, for three undamaged wheels 1, 2 and 3 a bilinear model was used, in which the wheels' maximum slip angle was reduced to 6° (6-6-6-10). In subsequent simulations the lateral stiffness of the damaged tire No. 4 was reduced by changing α_{max4} , and through the entire range of 0° to 50° available in the program, at the same time checking the effect of this angle on the function of quality. The calculations indicate that α_{max4} above 16° had no significant effect on the function of quality.

In the simulation in which the TMeasy model was applied identical default parametrisation of all the tires was used. Figure 7 illustrates the real position of the test car at the spot of tire slipping off the rim versus the simulated vehicle positions.

As can be seen in Fig. 8, the calculated values of the quality function for the positions where the tire slipped off the rim did not exceed 0.11, which indicates only minor differences between the vehicles positions and orientations simulated and the real ones. Comparing the results of various simulations, in turn, it can be stated that neither the tire model used nor a modification of α_{max4} significantly affected the simulation quality until the moment of tire slipping off the rim.

In the first approximation, further vehicle movement after the tire had slipped off the rim was examined

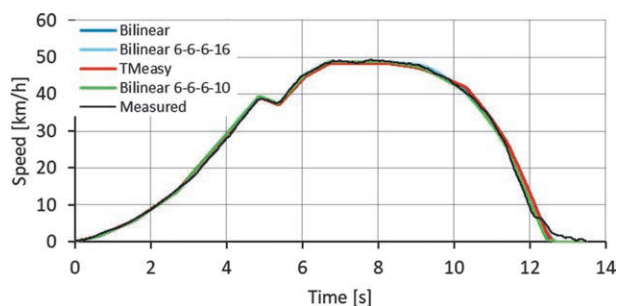


Figure 6. Measured and simulation based time characteristics of speed.

with $\mu = 0.69$ for all four wheels. In Figure 9 the real final position of the test car and the final positions obtained in subsequent simulations are shown. The plot in Figure 10 indicates that the most favourable result, described by the lowest value of the function of quality, was obtained for the tire bilinear model of modified characteristics: (6-6-6-16) and (6-6-6-10).

In the analysis of the results it was noted that what had a significant impact on the values of the function of quality was the angular position of the simulated vehicles. Therefore, in the comparison of the vehicle simulated motion with the real one the time characteristics of yaw velocity were used. The characteristics shown in Figure 11 indicate that the biggest difference occurs after the tire has slipped off the rim, i.e. after ca. 10 s from the vehicle motion beginning. In simulations the increase of yaw velocity was not as big and rapid as that in reality.

At a later stage of analysis, a hypothesis was formulated that a steep increase of yaw velocity results from a reduction of the friction coefficient between the tire that has slipped off the rim and road surface. This

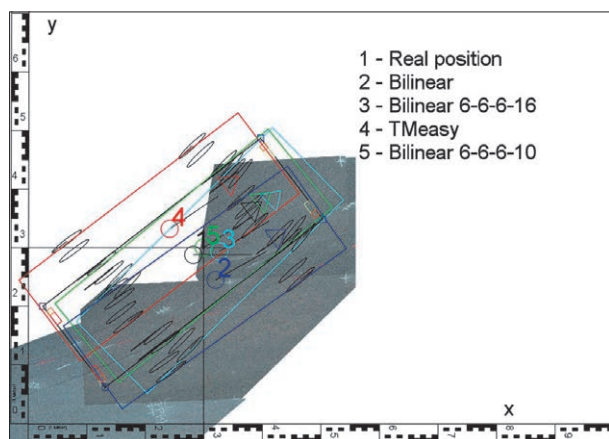


Figure 7. Real position of the test car against simulated positions at the spot of tire slipping off the rim.

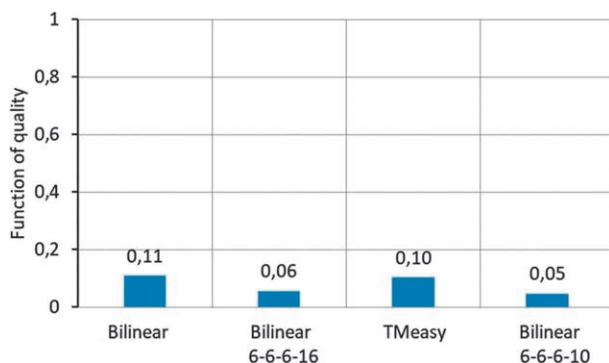


Figure 8. Quality function for vehicles' positions and orientations at the spot of tire slipping off the rim.

coefficient is impossible to be defined precisely since during the cornering manoeuvre with a slipped tire there occur transient states caused by the dynamics of the tire sliding, rolling up inwards and the tire or the rim edge alternately getting in contact with the road. During the tests there were found marks left on the road surface by both the tire that slipped off and the wheel steel rim edge (Fig. 12).

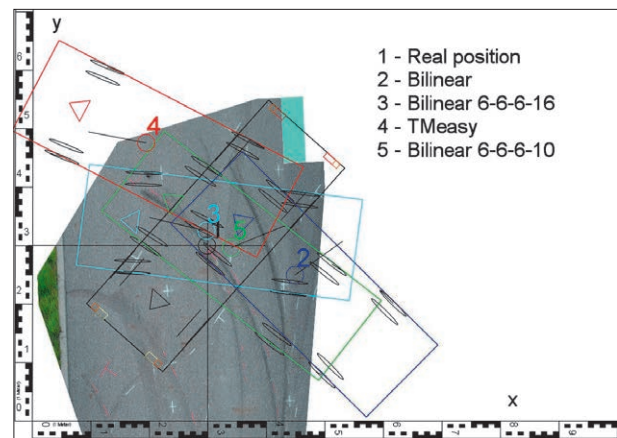


Figure 9. Real final position of the test car against simulated positions, at the place of their stopping (friction coefficient of all the wheels $\mu = 0.69$).

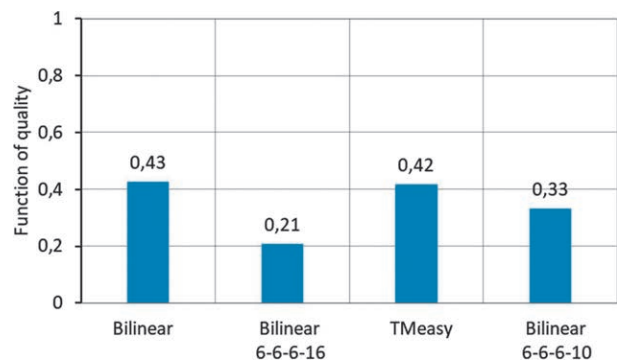


Figure 10. Quality function for vehicles' final positions.

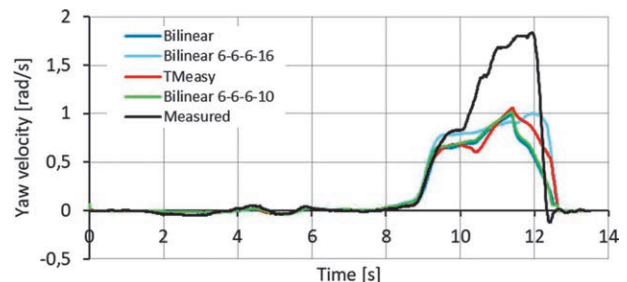


Figure 11. Time characteristics of yaw velocity in simulations vs. the real ones (tire-to-road friction coefficient of all wheels $\mu = 0.69$).



Figure 12. Marks left by the slipped tire (dark) and those left by the steel rim indicated with arrows.

The hypothesis was verified by reducing in subsequent simulations the coefficient of friction of the wheel with a tire that slipped off in the range from the maximum 0.69 – obtained from tests (cf. Figs 9 and

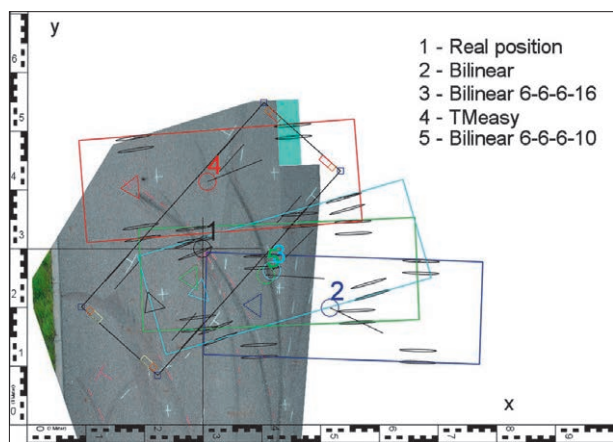


Figure 13. Real final position of the test car against the simulated final positions for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.6.

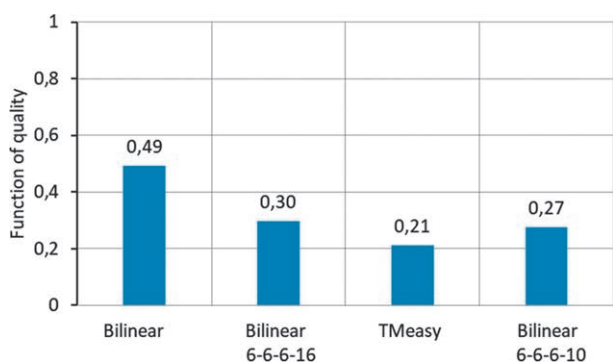


Figure 14. Quality function for the simulations performed for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.6.

11) to minimum 0.2 – corresponding to the contact between the steel and asphalt road surface (Dreher, Batterson, 1962; Mumford, King, Savinkoff, Lawrence, Shumborski, 1997). Further simulations were performed for the coefficient of friction of a deflated wheel starting from where the tire slipped off the rim, reduced about every 0.1, i.e. for values: 0.6, 0.5, 0.4, 0.3 and 0.2. A comparison of the final positions is presented in Figs 13, 16, 19. The plots in Figs 15, 18, 21 indicate that a reduction of the coefficient of friction for the wheel whose tire has slipped off resulted in an increase of vehicle yaw velocity, as proved by observation, which definitely corrected its final orientation. Despite this general tendency, Figs 14, 17 and 20 show an increase of the function of quality for the simulation with a bilinear model (which means poorer accuracy of results) and its decrease for TMeasy model (improvement of quality). The reduction of the coefficient of friction below 0.4 was not justified as for this value the simulated yaw velocities characteristics overlapped the real ones with the best accuracy (Fig. 21).

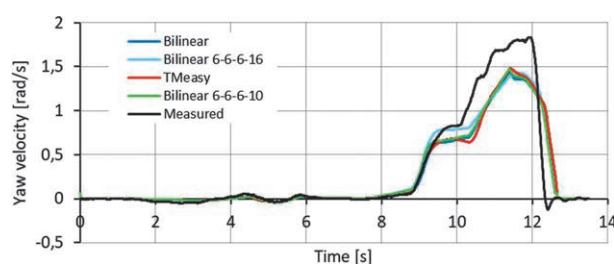


Figure 15. Time characteristics of yaw velocity in simulations performed for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.6 vs. the real characteristics.

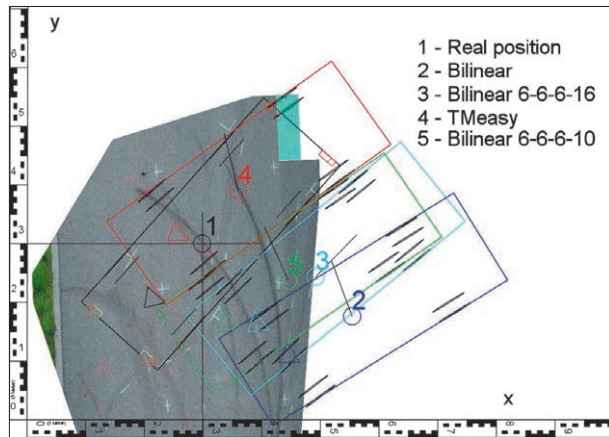


Figure 16. Real final position of the test car against the simulated final positions for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.5.

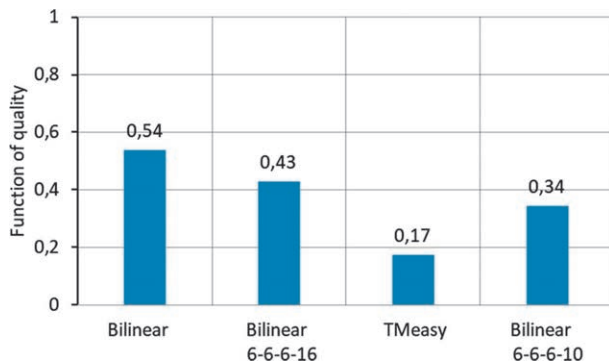


Figure 17. Quality function for the simulations performed for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.5.

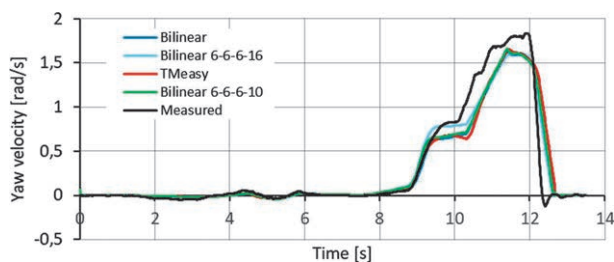


Figure 18. Time characteristics of yaw velocity in simulations performed for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.5 vs. the real characteristics.

Discussion of results

Following the analysis of the results it can be stated that in the accident reconstruction it is extremely important to determine the place where the tire slipped off the rim. This can be done investigating the change of the nature of the mark left on the road surface by the deflated wheel. Prior to the tire slipping off, the

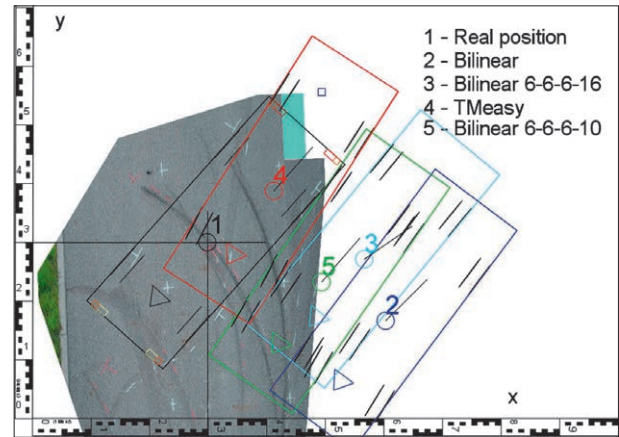


Figure 19. Real final position of the test car against the simulated final positions for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.4.

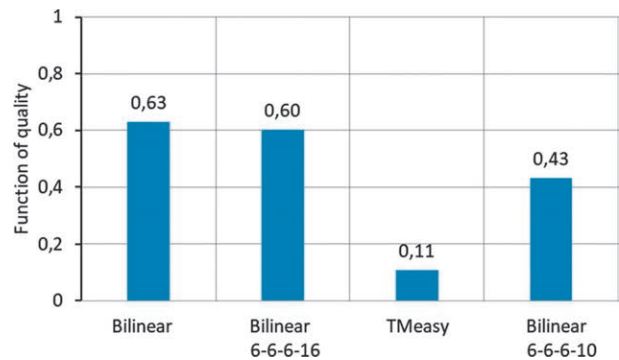


Figure 20. Quality function for the simulations performed for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.4.

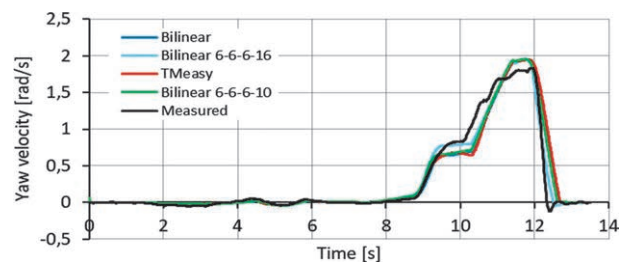


Figure 21. Time characteristics of yaw velocity in simulations performed for the friction coefficient of a deflated wheel of 0.4 vs. the real characteristics.

deflated wheel leaves a mark whose distinctive feature are regular striations with the distance of ca. 0.11 m between them and a thin dark line on the outer side of the mark, next to the striations. After the tire has slipped off, these striations are longer and the distance between them, measured along the mark, is irregular and varies from 0.10 m to 0.22 m. The line on the outer side of the mark is wider and more prominent. On the

tire slipping off, on the outer side of the marks left by the tire, there also appear traces of scratches made by the contact between the rim edge and road (Fig. 12).

In the simulations of vehicle motion before the place of tire slipping off the rim, any tire model available in the PC-Crash program can be used, because the difference between the simulated vehicle motion trajectory deflection and the real trajectory is not very important. In the simulations of vehicle motion after the tire has slipped off the rim, the final positions of the vehicles deflect at an angle from the real end position of the test car. These differences can be corrected by reducing the friction coefficient of the deflated wheel. The smallest differences between the vehicle position and orientation at the end of simulation and the real position and orientation were observed for the TMeasy model used for all the wheels, with the coefficient of friction of the deflated wheel reduced by ca. 40%. The research indicated that the adoption of a default TMeasy model and an adequate reduction of the coefficient of friction of the deflated wheel result in a best approximation of the simulated vehicle motion trajectory to the real one.

The formulated conclusions are qualitative in nature, therefore the figures used by the authors should not be accepted uncritically for all cases of a motion on curved trajectory with a damaged tire. It should also be noted that the article does not cover the study of vehicle motion disturbed by sudden air loss, and the discussed studies concern only the stabilized motion of the vehicle with one deflated wheel before making a sharp turn.

Conclusions

The PC-Crash simulations of vehicle motion with a deflated rear wheel have proved that for the straight-line motion and turning to where the tire slips off the rim, a correspondence between the vehicle simulated motion and the motion of the test car can be obtained independently of the tires characteristics. In other words, in the range of small and moderate slip angles, the vehicle dynamics model shows only low sensitivity to the tire model.

In the case of the simulation of vehicle motion after tire slipping off, to obtain acceptable compatibility of the simulated vehicle motion with the real motion (expressed by the final position and orientation as well as time characteristics of yaw velocity), it is necessary to reduce the coefficient of friction of the wheel whose tire has slipped off. A modification alone of the characteristics of the tire lateral force as a function of slip angle is not sufficient.

The best approximation of the position and orientation as well as yaw velocity of the simulated vehicle compared with the real values was reached after the application of the TMeasy model of default parameters for all the wheels and reduction of the coefficient of friction of the deflated wheel starting from the place of tire slipping off the wheel rim.

References

1. Blythe, W., Day, T. D., Grimes, W., D. (1998). 3-dimensional simulation of vehicle response to tire blow-outs. *SAE Technical Paper*, 980221. DOI:10.4271/980221.
2. Dreher, R., C., Batterson, S. A. (1962). *Coefficients of friction and wear characteristics for skids made of various metals on concrete, asphalt and lakebed surfaces*. Technical Note NASA. Washington: NASA.
3. Janczur, R. (2015). Granice realnych wartości kąta i prędkości obrotu koła kierownicy podczas manewrów zmiany pasa ruchu. *Paragraf na Drodze*, 1, 47–56.
4. Lozia, Z. (2005). Simulation tests of biaxial vehicle motion after a tire blow-out. *SAE Technical Paper*, 2005-01-0410.
5. Mitschke, M. (1995). *Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band A: Antrieb und Bremsung*. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag.
6. Mumford, D. K., King, D. J., Savinkoff, M., Lawrence, J., Shumborski, W. (1997). Inverted vehicle drag testing – assessing the effect of speed on deceleration rates. *Impact*, 6(3), 51–54.
7. Prochowski, L. (2016). *Mechanika ruchu*. Warszawa: WKiŁ.
8. Regulation No. 13 (UNECE), *Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking*. 2016.
9. SAE International Surface Vehicle Recommended Practice (2014). *Instrumentation for impact Test – Part 1 – Electronic instrumentation*. SAE Standard J211-1.
10. Wach, W. (2011). *Simulation of vehicle accidents using PC-Crash*. Kraków: Institute of Forensic Research Publisher.
11. Zębala, J., Wach, W. (2014). Lane change manoeuvre driving a car with reduced tire pressure. *SAE Technical Paper*, 2014-01-0466. DOI: 10.4271/2014-01-0466.
12. Zębala, J., Wach, W., Ciępka, P., Janczur, R. (2016). Determination of critical speed, slip angle and longitudinal wheel slip based on yaw marks left by a wheel with zero tire pressure. *SAE Technical Paper*, 2016-01-1480. DOI: 10.4271/2016-01-1480.

ORCID

Jakub Zębala  0000-0002-6588-9619

Wojciech Wach  0000-0002-2124-3322

Piotr Ciępka  0000-0001-5833-4618

Corresponding author

Jakub Zębala
Institute of Forensic Research
ul. Westerplatte 9
PL 31-033 Kraków
e-mail: jzebala@ies.gov.pl

MODELOWANIE W PROGRAMIE PC-CRASH RUCHU POJAZDU PO ZSUNIĘCIU OPONY Z OBREČZY

Wprowadzenie

Podstawowym elementem rekonstrukcji wypadku drogowego jest odtworzenie ruchu pojazdu. Ruch ten bywa zakłócony brakiem ciśnienia w oponie, który może być spowodowany jej uszkodzeniem albo zsunięciem się z obręczy. Brak ciśnienia jest szczególnie niebezpieczny w ruchu krzywoliniowym, ponieważ powoduje przechylenie pojazdu, obniżenie sztywności wzdłużnej, poprzecznej i promieniowej opony oraz wzrost oporów toczenia (Łozia, 2005; Blythe, Day, Grimes, 1998). Reakcja poprzeczna jezdni na oponę początkowo ją przesuwają, a następnie częściowo lub całkowicie zsuwają z obręczy. Po zsunięciu dochodzi do niekontrolowanej deformacji opony, co powoduje zmianę jej sztywności poprzecznej i współczynnika przyczepności koła do nawierzchni (zwłaszcza gdy dojdzie do kontaktu krawędzi obręczy z jezdnią) oraz wzrost prędkości odchylenia pojazdu.

Pomimo wielu badań i opracowań z zakresu dynamiki ruchu pojazdu po torze krzywoliniowym (Mitschke, 1972; Prochowski, 2016) brak jest publikacji dotyczących jazdy z oponą zsuniętą z obręczy. Celem autorów niniejszego artykułu jest zaproponowanie sposobu symulowania takiego ruchu w programie PC-Crash, który jest światowym standardem stosowanym do symulacji wypadków drogowych. Osiągnięto go w oparciu o wyniki badań stanowiskowych i drogowych wykonanych w ramach projektu badawczego sfinansowanego przez Instytut Ekspertyz Sądowych, w którym badano krzywoliniowy ruch pojazdu, gdy w jednym jego kole było usunięte ciśnienie. Wyniki tych badań wykorzystano do odtworzenia ruchu testowego samochodu, zbadania wpływu modelu opony i współczynnika przyczepności na wyniki symulacji ruchu pojazdu oraz ustalenia wartości tych parametrów zapewniających zbieżność ruchu symulowanego z rzeczywistym.

Badania stanowiskowe

W pierwszym etapie prac wykonano badania stanowiskowe testowego samochodu Volkswagen Passat Variant 2.0 TD, rok produkcji 2003, wyposażonego w opony Firestone FireHawk o rozmiarze 195/65R15 91T (Zębała, Wach, Cięпка, Janczur, 2016). Celem tych badań było uzyskanie danych do parametryzacji modelu pojazdu w programie PC-Crash. Badania te obejmowały wyznaczenie rozkładu masy na poszczególne koła, położenia środka masy, rozstawu osi i przełożenia układu kierowniczego (Tabela 1).

Badania drogowe

Badania drogowe wykonano na suchej asfaltowej nawierzchni w warunkach letnich. Przed ich rozpoczęciem usunięto ciśnienie w tylnym prawym kole. W czasie prób kierowca rozpędzał samochód na prostym odcinku drogi, a następnie wykonywał gwałtowny obrót kierownicą w lewo. W czasie ruchu samochodu po łuku kierowca nie przyspieszał i nie hamował, a po rozpoczęciu skrętu starał się utrzymywać stały kąt obrotu kierownicą aż do zatrzymania samochodu (Ryc. 1).

Średnia prędkość obrotu kierownicy wynosiła około 300°/s i była większa od przeciętnej prędkości osiąganej w czasie zmiany kierunku ruchu w normalnym ruchu drogowym (Janczur, 2015). Taki poziom prędkości obrotu kierownicy osiągany jest jednak wtedy, gdy kierowca podejmuje obronny manewr skrętu, np. przed najechem na przeszkodę, która w jego ocenie znajduje się zbyt blisko, aby było możliwe zatrzymanie przed nią pojazdu.

Pomiary parametrów ruchu

W czasie badań drogowych mierzono czasowe przebiegi następujących parametrów:

- trzech składowych prędkości kątowych i przyspieszeń nadwozia,
- dwóch składowych pozycji i prędkości,
- kąta obrotu kierownicy.

Do pomiarów wykorzystano aparaturę Racelogic, tj. rejestrator VBOX 3i z modułem inercyjnym IMU mierzącym przyspieszenia i prędkości kątowe nadwozia, a także kierownicę dynamometryczną Kistler. Zmierzone parametry ruchu poddano transformacjom kinematycznym, uzyskując komplet danych pozwalających na odtworzenie ruchu pojazdu, tj. czasowe przebiegi trzech składowych wektora położenia środka masy oraz quasi-eulerowskich kątów nadwozia (Zębała i in., 2016). Ruch ten został przedstawiony na ryc. 2 na podkładzie ortofotomapy, która obrazuje rzeczywisty przebieg śladów znaczonych przez opony. Na torze ruchu testowego pojazdu zaznaczono dwa jego położenia – jedno w miejscu zsunięcia opony z obręczy i drugie – w miejscu jego zatrzymania.

Od miejsca początku ruchu do miejsca zsunięcia się opony z obręczy pojazd przejechał drogę o długości 85,4 m w czasie 10 s, a do miejsca zatrzymania 103,6 m w czasie 13,5 s (Ryc. 3).

W pierwszym zaznaczonym położeniu prawe tylne koło pojazdu w symulacji znajdowało się dokładnie na śladzie powstałym od koła toczącego się bez powietrza (Ryc. 4). Końcowe położenie pojazdu w symulacji odbiegało nieznacznie od położenia końcowego pojazdu po próbie drogowej (Ryc. 5). Różnica pomiędzy końcowymi położeniami była jednak głównie skutkiem niedokładności wykonania ortofotomapy, na którą składało się 15 przekształconych i połączonych w programie PC-Rect zdjęć. Różnica ta nie miała wpływu na wyniki dalszych rozważań.

Symulacje w programie PC-Crash

W programie PC-Crash, w którym wykonano symulacje ruchu samochodu, dostępne są dwa modele opony: biliniowy i TMeasy (Wach, 2011). W modelu biliniowym sztywność poprzeczna opony c_α jest zadawana za pośrednictwem maksymalnego kąta znoszenia α_{max} , który może być osiągnięty przy pełnym wykorzystaniu przyczepności i kole toczącym się swobodnie (bez hamowania lub napędzania). Sztywność ta w zakresie kąta znoszenia od 0 do α_{max} określona jest wzorem:

$$c_\alpha = \frac{\mu \cdot F_z}{\alpha_{max}},$$

gdzie:

μ – współczynnik przyczepności opony do jezdni,

F_z – reakcja pionowa jezdni na koło.

Symulacje przy wykorzystaniu tego modelu opony wykonane zostały dla charakterystyki domyślnej, w której $\alpha_{max} = 10^\circ$ oraz charakterystyk zmodyfikowanych, w których zmieniano wartości α_{max} . Zmodyfikowane charakterystyki zastosowano nie tylko dla koła bez powietrza, ale również dla trzech pozostałych kół, przyjmując jednakową dla nich wartość α_{max} z przedziału $3-7^\circ$ (Zębala, Wach, 2014).

Dla modelu opony TMeasy symulacje ruchu pojazdu ograniczono wyłącznie do charakterystyki domyślnej, ponieważ nie są dostępne rzeczywiste charakterystyki opon, a liczba zmiennych tego modelu wynosi 10 (Wach, 2011).

Aby ocenić w sposób ilościowy zgodność położenia pojazdów uzyskanych w symulacjach z położeniami rzeczywistymi, wybrano funkcję jakości określoną wzorem:

$$Q = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (w_i \cdot q_i)^2}{\sum_{i=1}^n w_i^2}},$$

gdzie:

w_i – współczynnik wagowy parametru i ,

q_i – względna różnica pomiędzy rzeczywistą a uzyskaną w symulacji wartością parametru i , obliczona według zależności:

dla położenia (np. x i y):

$$q_i = \frac{|p_i - p_{ir}|}{p_{ir}}$$

dla orientacji (np. kąt odchylenia):

$$q_i = \frac{|p_i - p_{ir}|}{180^\circ},$$

gdzie:

p_i – wartość parametru i uzyskanego w symulacji,

p_{ir} – wartość rzeczywistego parametru i .

Względną różnicę q_i określono dla współrzędnych x, y położenia środka masy pojazdu oraz orientacji nadwozia, czyli kąta odchylenia. Zdaniem autorów parametry te są miarodajnymi wskaźnikami jakości wykonanej symulacji, stąd przyjęto dla tych parametrów maksymalną wartość współczynników wagowych równą 1. Im mniejsza jest wartość tak obliczonej funkcji jakości, tym mniejsze są różnice położenia i orientacji symulowanych i rzeczywistych, a przez to tym dokładniejsze jest symulacyjne odtworzenie rzeczywistego ruchu pojazdu.

W symulacjach przyjęty został globalny współczynnik przyczepności μ , którego wartość 0,69 była wartością średnią, uzyskaną z kilku prób hamowania w miejscu wykonywania próby drogowej. Procedura obliczeń i wyniki przedstawione zostały w SAE Technical Paper nr 2016-01-1480 (Zębala i in., 2016). Zarejestrowane czasowe przebiegi opóźnienia zostały przetworzone dolnoprzepustowym filtrem Butterwortha CFC 180 zgodnie z normą SAE J211 (SAE, 2014), a następnie została obliczona wartość średniego pełnego opóźnienia hamowania MFDD (Regulation No. 13, UNECE).

Zarejestrowany czasowy przebieg kąta obrotu kierownicy (Ryc. 1) został wprowadzony w symulacji do tabeli sekwencji. Początek symulacji przyjmowano zgodnie z miejscem rozpoczęcia ruchu testowego samochodu, a koniec symulacji w miejscu jego zatrzymania. Początkowa prędkość samochodu była zatem równa zero, a prędkość w kolejnych sekwencjach ruchu pojazdu była korygowana w taki sposób, aby uzyskać zgodność z prędkościami zarejestrowaną w czasie próby (Ryc. 6).

W dalszej części artykułu do opisu symulacji zastosowano następujący system oznaczania kątów znoszenia: $\alpha_{max1}-\alpha_{max2}-\alpha_{max3}-\alpha_{max4}$, gdzie: 1 – koło przednie lewe, 2 – koło przednie prawe, 3 – koło tylne lewe, 4 – koło tylne prawe. Przykładowo, oznaczenie 6-6-6-16 wskazuje, że dla kół 1–3 przyjęto maksymalny kąt znoszenia równy 6° , natomiast dla koła nr 4 równy 16° .

Wyniki symulacji

W pierwszej kolejności wykonano symulacje z wykorzystaniem biliniowego modelu opony, w którym dla każdego koła przyjęto domyślną wartość maksymalnego kąta znoszenia $\alpha_{max} = 10^\circ$. Następnie dla trzech nieuszkodzonych kół (1, 2 i 3) zastosowano model biliniowy, w którym ich maksymalny kąt znoszenia zmniejszono do 6° (6-6-6-10). W kolejnych symulacjach zmniejszano sztywność poprzeczną opony nr 4 poprzez zmianę α_{max4} w całym możliwym w programie zakresie (od 0° do 50°), badając równocześnie wpływ wartości tego kąta na wartość funkcji jakości. Obliczenia wykazały, że zwiększanie α_{max4} powyżej 16° nie miało istotnego wpływu na wartość funkcji jakości.

W symulacji z wykorzystaniem modelu TMeasy zastosowano tę samą parametryzację wszystkich opon. Na rycinie 7 przedstawiono rzeczywiste położenie testowego samochodu w miejscu zsunęcia się opony z obręczy oraz położenia pojazdów uzyskane w symulacjach.

Na rycinie 8 pokazano natomiast, że obliczone wartości funkcji jakości dla położenia w miejscu, w którym doszło do zsunęcia się opony z obręczy nie przekraczały 0,11, co wskazuje na niewielkie różnice położenia i orientacji pojazdów uzyskanych w symulacjach względem rzeczywistych wyników uzyskanych w testach. Porównanie wyników różnych symulacji pozwala z kolei na stwierdzenie, że zastosowany model opony, a także modyfikacja kąta nie miały istotnego wpływu na jakość symulacji do chwili zsunęcia się opony z obręczy.

W pierwszym przybliżeniu zbadano dalszy ruch pojazdu po zsunieniu się opony z obręczy, przyjmując współczynnik przyczepności $\mu = 0,69$ dla wszystkich czterech kół. Na rycinie 9 przedstawiono rzeczywiste końcowe położenie testowego samochodu i końcowe położenia uzyskane w kolejnych symulacjach. Wykres na rycinie 10 pokazuje, że najlepszy wynik, określony najmniejszą wartością funkcji jakości, uzyskano dla biliniowego modelu opony o charakterystykach zmodyfikowanych: (6-6-6-16) i (6-6-6-10).

Analizując otrzymane wyniki, zwrócono uwagę, że istotny wpływ na wartości funkcji jakości miało katowe położenie pojazdów w symulacji, stąd do porównania symulowanego ruchu pojazdu z rzeczywistym wykorzystano czasowe przebiegi prędkości odchyłania. Przebiegi pokazane na rycinie 11 wykazują, że największa różnica występuje po zsunieniu opony z obręczy, tj. po czasie ok. 10 s od początku ruchu pojazdu. W symulacjach nie uzyskano tak dużego wzrostu prędkości odchyłania, jaki miał miejsce w rzeczywistości.

Na dalszym etapie analizy postawiono hipotezę, że wzrost prędkości odchyłania jest efektem obniżenia się współczynnika przyczepności pomiędzy zsunietą z obręczy oponą a nawierzchnią jezdni. Precyzyjne określenie wartości tego współczynnika jest

niemożliwe, ponieważ w czasie ruchu po łuku pojazdu ze zsunietą oponą występują stany nieustalone wywołane dynamiką procesu zsuwania, podwijania i przeciennego stykania się opony bądź krawędzi obręczy z jezdnią. W czasie badań ujawniono na nawierzchni jezdni ślady pochodzące zarówno od zsunietej opony, jak również od stalowej obręczy (Ryc. 12).

Weryfikację hipotezy przeprowadzono, zmniejszając w kolejnych symulacjach wartość współczynnika przyczepności koła ze zsunietą oponą w zakresie od wartości maksymalnej 0,69 – uzyskanej z badań (patrz Ryc. 9 i 11), do minimalnej 0,2 – odpowiadającej kontaktowi stali z asfaltową nawierzchnią jezdni (Dreher, Batterson, 1962; Mumford, King, Savinkoff, Lawrence, Shumborski, 1997). Kolejne symulacje wykonano, przyjmując dla koła nr 4 następujące wartości współczynnika przyczepności: 0,6, 0,5, 0,4 i 0,3, przy czym zmniejszoną jego wartość uwzględniano od miejsca zsunienia opony z obręczy. Porównanie pozycji końcowych pokazano na rycinach 13, 16 i 19. Wykresy na rycinach 15, 18 i 21 pokazują, że obniżanie współczynnika przyczepności dla koła ze zsunietą oponą skutkowało zgodnym z obserwacją wzrostem prędkości odchyłania pojazdu, która zdecydowanie korygowała jego końcową orientację. Pomimo tego ogólnego trendu na rycinach 14, 17 i 20 można zauważyć wzrost wartości funkcji jakości dla symulacji z modelem biliniowym (oznacza to pogorszenie dokładności wyników) oraz jej spadek dla modelu TMeasy (poprawa jakości). Zmniejszanie współczynnika przyczepności poniżej wartości 0,4 nie znajdowało uzasadnienia, ponieważ dla wartości 0,4 uzyskano wystarczająco dokładne pokrycie symulowanych i rzeczywistych czasowych przebiegów prędkości odchyłania (Ryc. 21).

Dyskusja wyników

Analiza otrzymanych wyników pozwala na stwierdzenie, że niezwykle istotne jest ustalenie miejsca, w którym nastąpiło zsuniecie się opony z obręczy. Można je ustalić na podstawie zmiany charakteru śladu znaczonego na nawierzchni jezdni przez koło bez ciśnienia w miejscu zsunienia się opony. Przed zsunieniem koło pozbawione ciśnienia znaczy ślad, którego zmienną cechą są regularne prążki o odległości pomiędzy nimi około 0,11 m oraz cienka linia, znajdująca się po zewnętrznej stronie obok prążków. Po zsunieniu się opony prążki te mają większą długość, a mierzona wzdłuż śladu odległość pomiędzy nimi jest nieregularna i wynosi od 0,10 m do 0,22 m. Linia znajdująca się po zewnętrznej stronie ma z kolei większą szerokość i jest bardziej wysycona. Po zsunieniu się opony po zewnętrznej stronie śladów powstałych od opony widoczne są również ślady zarysowań pochodzące od kontaktu krawędzi obręczy z nawierzchnią (Ryc. 12).

Wykonując symulacje ruchu pojazdu do miejsca zsunienia się opony z obręczy, można zastosować dowolny model opony dostępny w programie PC-Crash, gdyż odchylenie toru ruchu pojazdu w symulacjach w odniesieniu do rzeczywistego toru nie ma istotnego znaczenia. W symulacjach ruchu pojazdu po zsunieniu się opony z obręczy końcowe położenia pojazdów pozostają kąto-wo odchylone od rzeczywistego położenia testowego samochodu w miejscu zatrzymania. Można je skorygować poprzez obniżenie współczynnika przyczepności koła bez ciśnienia. Najmniejsze różnice pomiędzy położeniem i orientacją pojazdu na końcu symulacji a rzeczywistym położeniem i orientacją uzyskano dla modelu TMeasy przy obniżeniu współczynnika przyczepności pod kołem bez ciśnienia o ok. 40%. Biorąc pod uwagę, że w programie PC-Crash model opony wybiera się przed rozpoczęciem obliczeń symulacyjnych, uzasadnione jest twierdzenie, że przyjęcie domyślnego modelu TMeasy i odpowiednie obniżenie współczynnika przyczepności koła bez powietrza prowadzi do uzyskania najlepszego przybliżenia toru ruchu pojazdu w symulacji względem rzeczywistego toru.

Podkreślić należy, że uzyskane wyniki mają charakter jakościowy, tak więc wartości liczbowych zastosowanych przez autorów nie należy bezkrytycznie przyjmować dla wszystkich przypadków krzywoliniowego ruchu z uszkodzoną oponą. Należy również zwrócić uwagę, że w artykule nie poruszono zagadnień dotyczących badań ruchu pojazdu zakłóconego nagłym ubytkiem powietrza, a omówione w nim badania dotyczą wyłącznie ustabilizowanego ruchu pojazdu z jednym kołem bez powietrza przed wykonaniem gwałtownego skrętu.

Wnioski

Wykonane w programie PC-Crash symulacje ruchu samochodu bez ciśnienia w tylnym kole wykazały, że w zakresie ruchu prostoliniowego i skręcania do miejsca, w którym nastąpiło zsunienie się opony z obręczy koła, można uzyskać dobrą zbieżność symulacyjnego ruchu pojazdu z ruchem testowego samochodu niezależnie od zastosowanej charakterystyki opon.

W zakresie symulacji ruchu pojazdu po zsunieniu się opony uzyskanie akceptowalnej zbieżności ruchu pojazdu symulowanego z rzeczywistym – wyrażonej przez końcową pozycję i orientację oraz czasowy przebieg prędkości odchylenia – wymaga zmniejszenia współczynnika przyczepności do jezdni koła ze zsunietą oponą. Sama modyfikacja charakterystyki siły poprzecznej opony jako funkcji kąta znoszenia jest niewystarczająca.

Najlepsze przybliżenie pozycji i orientacji oraz prędkości odchylenia pojazdu symulowanego do rzeczywistego uzyskano po zastosowaniu modelu opony TMeasy o domyślnych parametrach dla wszystkich kół

i zmniejszeniu wartości współczynnika przyczepności koła bez powietrza od miejsca zsunienia się opony z obręczy koła.