

## ANALIZA SYMULACYJNA ZMODYFIKOWANEGO MODELU UKŁADU NAPĘDOWEGO SAMOCHODU Z SILNIKIEM SPALINOWYM

RAFAŁ STROJNY, ROBERT PIOTROWSKI

*Wydział Elektrotechniki i Automatyki, Politechnika Gdańska, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, Polska,  
e-mail: rafal@strojny.biz, r.piotrowski@eia.pg.gda.pl*

Streszczenie. Modelowanie pojazdów samochodowych jest istotne w działalności koncernów samochodowych, ponieważ pozwala na szybkie projektowanie, testowanie i wdrażanie nowych modeli pojazdów na bardzo konkurencyjnym rynku motoryzacyjnym. W artykule przedstawiono budowę układu napędowego samochodu osobowego marki Golf III. Następnie dokonano modyfikacji modelu matematycznego na podstawie fizyki poruszania się pojazdu, zaimplementowano go w środowisku komputerowym i zweryfikowano na podstawie pomiarów. Przedstawiono wyniki symulacyjne zaproponowanego rozwiązania i dokonano krytycznej analizy uzyskanych wyników.

### 1. WSTĘP

Samochód osobowy występuje praktycznie w każdym obszarze ludzkiego życia. Przemysł samochodowy rozwija się bardzo dynamicznie, dostarczając nowych rozwiązań. Wymaga to licznych badań testowych, które z oczywistych powodów powinny być prowadzone z wykorzystaniem technik komputerowych. Jest to rozwiązanie tanie i szybkie, co jest kluczowe w czasach ciągłej rywalizacji o klienta. Model komputerowy umożliwia sprawdzenie założeń projektowych, pomaga w ocenie cech obiektu, np. wpływu kształtu pojazdu na opory ruchu, zachowania się w czasie poślizgu, stabilności ruchu w obecności zakłóceń (wiatr, zakręty). Dodatkowo może dostarczyć innych informacji, np. o zużyciu paliwa, czasie rozpędzania, prędkości maksymalnej, a wykorzystując badania symulacyjne, przeprowadzić optymalizację tych wielkości. Innym istotnym aspektem jest bezpieczeństwo związane z systemami kontroli trakcji, które można zbadać symulacyjnie.

Badania związane z tematyką artykułu trwają od wielu lat. W pracy [1] w sposób kompleksowy opisano dynamikę pojazdu samochodowego. Dynamikę zarówno silnika (na podstawie termodynamiki), jak i dynamikę wzdłużną pojazdu przedstawiono w [2]. Kolejna praca [3] dotyczy dynamiki pojazdu związanej z wieloma jego cechami, np. kontrolą konwoju pojazdów, autonomicznym sterowaniem, systemami kontroli trakcji. W [4] zwrócono uwagę na nieliniowość silnika benzynowego z zapłonem iskrowym i przedstawiono modele liniowe dla celów sterowania bez uwzględniania procesów termodynamicznych. Ciekawą aplikacją jest model silnika zbudowany w środowisku Matlab [5] na podstawie podstawowych danych dostarczanych przez producentów samochodów i parametrów fizycznych poszczególnych elementów silnika.

Artykuł stanowi kontynuację badań przedstawionych w pracy [6]. Dokonano modyfikacji dynamicznego nieliniowego modelu matematycznego układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym. W szczególności polegały one na uwzględnieniu dodatkowych cech jednostki napędowej, skrzyni biegów i przepustnicy. Następnie zaimplementowano go w środowisku Matlab/Simulink z wykorzystaniem bloków biblioteki SimDriveline [7]. Opierając się na wiedzy apriorycznej, dokumentacji technicznej i pomiarach obiektowych, dokonano kalibracji i weryfikacji modelu komputerowego, przeprowadzono jego badania symulacyjne i oceniono uzyskane wyniki.

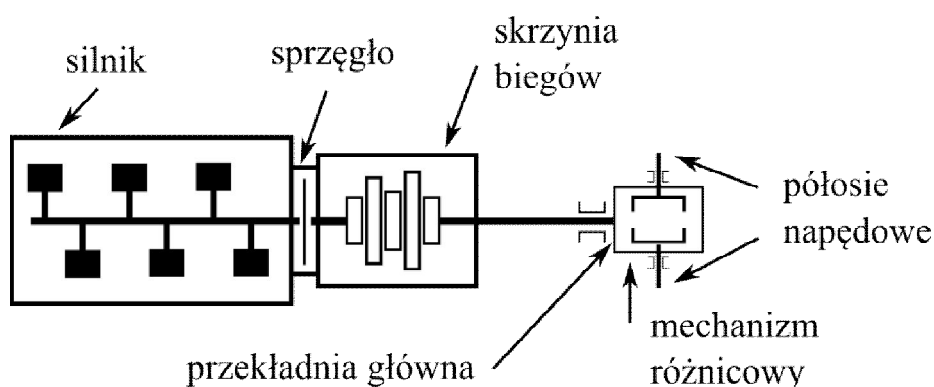
## 2. OPIS OBIEKTU

### 2.1. Podstawowe informacje

Modelowanym obiektem jest samochód osobowy, którego jednostką napędową jest silnik spalinowy o zapłonie iskrowym (napęd na przednie koła). Posiada dwie osie i cztery koła równej wielkości. Jest to samochód marki Golf III (oznaczenie AEE) z silnikiem o pojemności 1598 cm<sup>3</sup> i mocy 75 KM (55 kW), osiąganego dla 4800 obr/min. Pojazd może być rozpędzony do prędkości maksymalnej równej 168 km/godz. Samochód ten ma przekładnię główną o przełożeniu 3,941 oraz pięciostopniową skrzynię biegów (oznaczenie CYZ typ 020) o przekładniach: 1 bieg – 3,455; 2 bieg – 1,750; 3 bieg – 1,386; 4 bieg – 0,939; 5 bieg – 0,745. Długość, szerokość i wysokość pojazdu wynoszą odpowiednio: 4,02 m, 1,695 m i 1,43 m, a jego masa własna to 1090 kg. Współczynnik oporu powietrza jest równy 0,35. Opony mają standardowy rozmiar 175/70 i są montowane na stalowych felgach 5.5Jx13". Promień koła w bezruchu wynosi 0,2876 m.

### 2.2. Układ napędowy

Dalsze badania dotyczą głównej części samochodu – podwozia, ze względu na fakt, że odpowiada ono za dostarczenie mocy na koła (przenoszenie energii mechanicznej wytworzonej przez silnik). W jego skład wchodzi zespół mechanizmów napędowych (nośnych i jezdnych) oraz prowadzenia. Uproszczony schemat układu napędowego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat ideowy układu napędowego

Do mechanizmów napędowych zalicza się skrzynie biegów ze sprzęgłem, wał napędowy, przekładnię główną oraz mechanizm różnicowy z półosiami. Zapewniają one przenoszenie

ruchu obrotowego wału silnika na osie samochodu. Sprzęgło rozłącza wał silnika z napędowym podczas zmiany biegów, a więc realizowanego przełożenia w układzie. Przekładnia główna dokonuje przełożenia oraz zmienia kierunek obrotów z podłużnego na poprzeczny. Mechanizm różnicowy umożliwia kołom uzyskiwanie różnych prędkości obrotowych względem siebie (np. podczas zakrętu). Półosie przenoszą moment obrotowy na poszczególne koła.

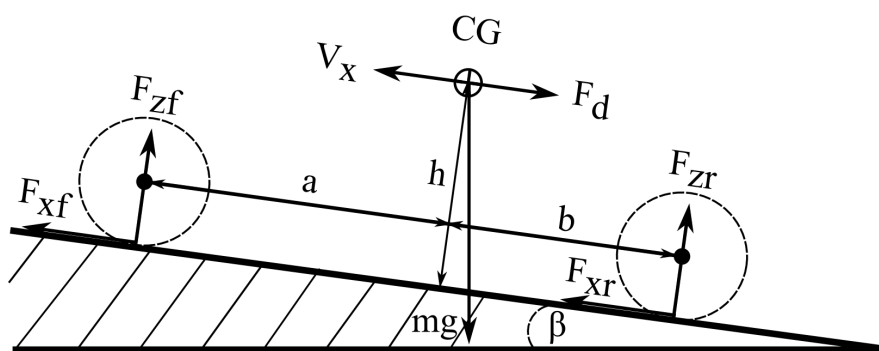
Do mechanizmów nośnych zalicza się osie pojazdu z kołami, zawieszenia oraz ramy nośne. Nie stosuje się ram w samochodach osobowych, tylko nadwozia samonośne. Zawieszenie łączy koła z podwoziem i tłumi drgania wywoływane nierównościami podłoża. Koła są połączone z osiami za pomocą piast. Mechanizmy prowadzenia (układ hamulcowy i kierowniczy) nie są rozważane.

Podstawową dynamikę samochodu opisują trzy składowe dotyczące dynamiki opony, bilansu sił działających na pojazd oraz silnika z układem napędowym. Dynamika sił poprzecznych działających na obiekt, powodująca np. znoszenie boczne, została pominięta. W celu zapewnienia ruchu pojazdu siła pojawiająca się na kołach musi przewyższać siły oporów ruchu. Opory powietrza, bezwładności i ruchu na kołach są siłami wzdłużnymi działającymi zgodnie z ruchem pojazdu. Zmiana jego środka ciężkości wpływa na siły pionowe związane z dociskaniem obiektu do nawierzchni, które działają prostopadle do kierunku ruchu.

Dynamika samochodu jest silnie związana z kierowcą, który, podejmując decyzję, może wpływać na jego moc chwilową, używając pedału gazu wpływającego na otwarcie przepustnicy, pedału hamulca wymuszającego utratę energii oraz sprzęgła z drążkiem skrzyni biegów, które pozwalają na zmianę przełożenia w skrzyni biegów. Samochód jest obiektem nieliniowym i hybrydowym, gdyż zmiana biegów powoduje dyskretne zmiany punktu pracy, w którym się znajduje.

### 3. MODEL MATEMATYCZNY OBIEKTU

Model matematyczny po raz pierwszy przedstawiono w [6]. Jest to model dwuwymiarowy, dotyczy sił działających na obiekt wzdłuż i w pionie względem osi kierunku ruchu (rys. 2).



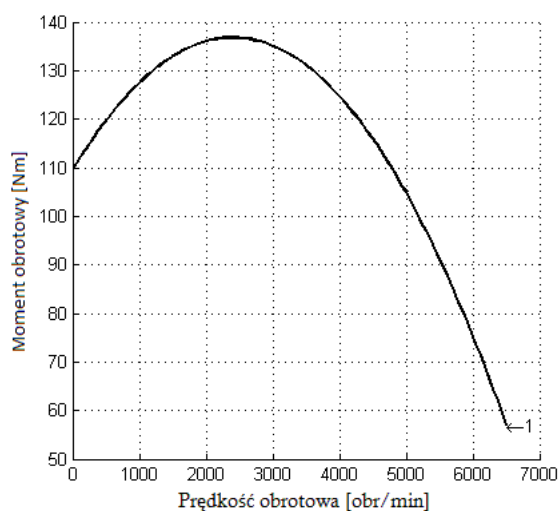
Rys. 2. Rozkład sił działających na pojazd w ruchu po równi pochyłej

gdzie:  $CG$  – środek ciężkości położony na wysokości  $h$  [m] nad nawierzchnią i w odległości  $a$  [m] od osi przedniej i  $b$  [m] od tylnej,  $\beta$  – kąt nachylenia nawierzchni [rad],  $mg$  – siła ciężkości pojazdu o masie  $m$  [kg],  $F_d$  – siła oporu powietrza [N],  $F_{xf}$ ,  $F_{xr}$  – siły napędowe dla przednich i tylnych punktów styku z nawierzchnią [N],  $F_{zf}$ ,  $F_{zr}$  – siły obciążenia dla przednich i tylnych punktów styku z nawierzchnią [N],  $V_x$  – prędkość pojazdu [m/s].

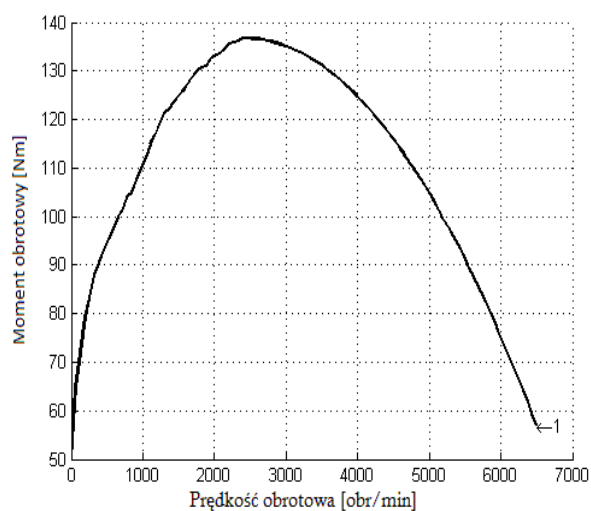
W dalszej części dokonano modyfikacji modelu w celu poprawy jego dokładności. W zakończeniu przedstawiono końcową postać modelu.

### 3.1. Jednostka napędowa

Złożoność modelowanego obiektu powoduje, że w wielu przypadkach wykorzystuje się statyczną nieliniową charakterystykę momentu obrotowego na wale silnika w funkcji prędkości obrotowej silnika, przy założeniu niezmienności pozostałych parametrów. Krzywa momentu ma kształt paraboliczny z wyraźnym maksimum. Ograniczeniem tego rozwiązania jest niemożliwość analizy stanów przejściowych. Charakterystyka wyznaczona w modelu pierwotnym została pokazana na rys. 3. W wyniku analizy okazało się, że wartość bliska maksymalnemu momentowi obrotowemu jest dostępna w zbyt szerokim zakresie obrotów silnika. Dodatkowo spadek wartości momentu obrotowego jest za mały w stosunku do spadku prędkości obrotowej i wielkość ta, przy małych prędkościach obrotowych, osiąga za dużą wartość. W związku z tym, opierając się na danych z obiektu rzeczywistego, dokonano modyfikacji charakterystyki (rys. 4). Dzięki temu uzyskano zerową wartość momentu dla zerowej prędkości obrotowej oraz jednoznaczne maksimum momentu obrotowego.



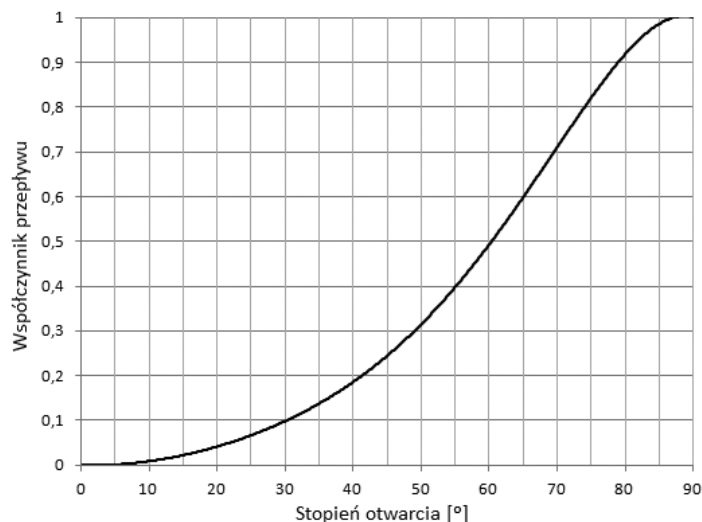
Rys. 3. Charakterystyka statyczna silnika – model pierwotny



Rys. 4. Charakterystyka statyczna silnika – model zmodyfikowany

### 3.2. Przepustnica

Przepustnica jest urządzeniem wykonawczym służącym do zwiększania/zmniejszania przepływu powietrza, które mieszane z dawką paliwa trafia do komór spalania. Pierwotnie zaimplementowano ją jako liniową funkcję współczynnika przepływu powietrza od stopnia otwarcia przepustnicy. Było to podyktowane brakiem szczegółowej analizy tego przepływu (np. do oceny zużycia paliwa, które jest w przybliżeniu proporcjonalne do masy powietrza w mieszance paliwowej). Dodatkowe badania z wykorzystaniem danych obiektowych pokazały, że powyższa zależność jest nieliniowa (rys. 5).

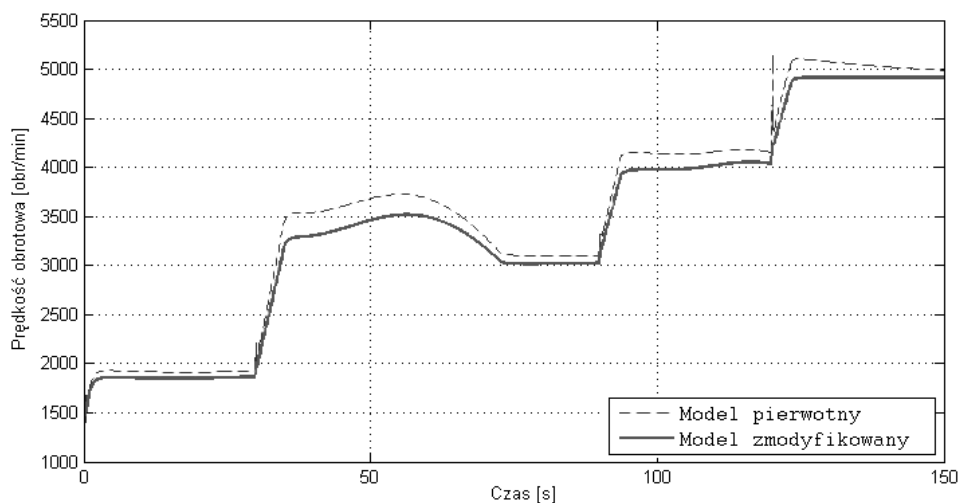


Rys. 5. Charakterystyka przepływu powietrza w przepustnicy

Zakłada się, że przyciśnięcie pedału gazu (w zakresie od 0 do 1) w sposób proporcjonalny wyznacza stopień otwarcia przepustnicy (w przedziale 0 – 90°). Następnie z charakterystyki przepływu wyznacza się współczynnik przepływu dla tego kąta. Nieliniowe urządzenie wykonawcze ma istotny wpływ na dynamikę modelowanego obiektu, szczególnie w obszarze projektowania układów sterowania.

### 3.3. Układ napędowy

Model pierwotny wykazywał nieuzasadnione skoki wartości prędkości obrotowej. W momencie nagłego skoku stopnia otwarcia przepustnicy prędkość obrotowa szybko rosła i prawie od razu spadała. Po przeprowadzeniu analizy zauważono, że przyczyną może być brak modelu bezwładności skrzyni biegów w układzie napędowym. Element ten zamodelowano w postaci funkcji nieliniowej, uwzględniając wpływ bezwładności na elementy wirujące układu napędowego. Wyniki przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Zmiany po wprowadzeniu dodatkowych bezwładności

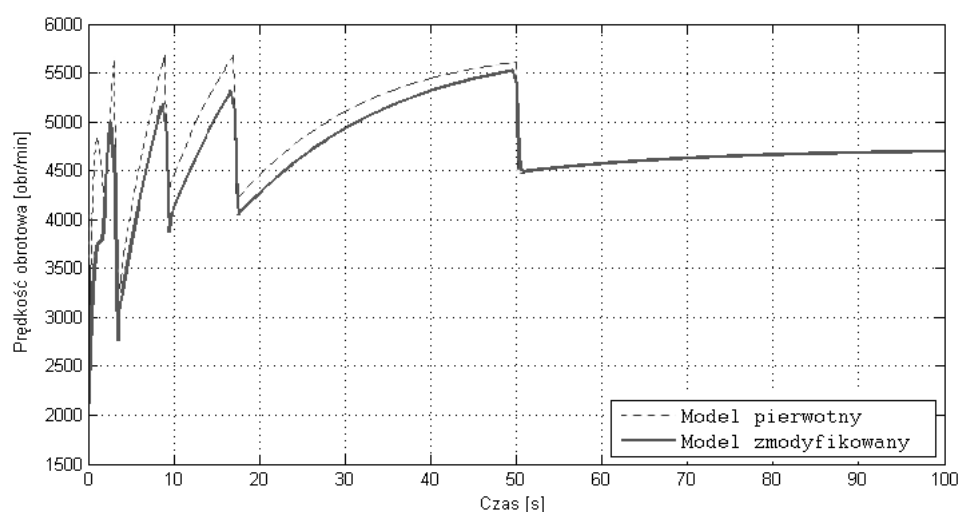
Podczas szybkiego otwarcia przepustnicy moment obrotowy podawany na wał przez silnik gwałtownie zmienia prędkość obrotową. Jest to widoczne szczególnie około 120 s. (rys. 6). Wprowadzenie dodatkowej bezwładności wyeliminowało powyższą wadę modelu.

### 3.4. Zanik siły napędowej

Zmiana biegu samochodu prowadzi do przerwy w przenoszeniu przez silnik siły napędowej na układ napędowy pojazdu. Nie zanikają jednak opory ruchu, co należy uwzględnić w modelu. Czas przerwy zależy od konstrukcji samochodu i dla pojazdu z synchronizatorem zwykłym wynosi około 0,8 s [1]. Ma to szczególne znaczenie podczas przyspieszania samochodu. W chwilach przerwy zamodelowano odcięcie działania silnika na układ napędowy. Jest to realizowane na podstawie sprzężenia informacji od zadajnika do bloku silnika. Warunek matematyczny wykrywa brak zadanego biegu i odcina wpływ działania silnika na układ napędowy:

$$\text{moment obrotowy} = \begin{cases} \text{moment obrotowy dla biegu} \in \{1,2,3,4,5\} \\ 0 \text{ w przeciwnym razie} \end{cases} \quad (1)$$

Z powodu zmiany biegów przy rozpędzaniu samochodu należy oczekiwać, że obroty silnika nie będą mogły dojść do tak wysokich wartości, jak to się dzieje w razie braku opóźnienia przy zmianie biegu (rys. 7).



Rys. 7. Porównanie prędkości obrotowej silnika

### 3.5. Model całkowity

Szczegółowy opis modelu matematycznego przedstawiono w [6]. Wyjściowym równaniem jest zależność umożliwiaющая obliczenie siły napędowej  $F_x$  [N] oraz prędkości kątowej  $\Omega$  [rad/s], przy dysponowaniu momentem obrotowym  $\tau_{drive}$  [Nm] pojawiającym się na osi koła:

$$I_{\omega} \cdot \frac{d\Omega}{dt} = \tau_{drive} - r_e \cdot F_x \quad (2)$$

gdzie:  $I_\omega$  – bezwładność koła [ $\text{kg m}^2$ ],  $r_e$  – skuteczny promień toczenia koła [ $\text{m}$ ].

Bezwładność kół  $I_\omega$  ma znaczenie podczas przyspieszania pojazdu i jej wartość jest identyczna dla osi przedniej i tylnej.

Dodatkowo potrzebny jest bilans sił działających na koło podczas ruchu całego pojazdu:

$$m \cdot \frac{dV_x}{dt} = F_x - m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (3)$$

gdzie:  $m$  – masa pojazdu [ $\text{kg}$ ],  $V_x$  – prędkość pojazdu [ $\text{m/s}$ ],  $\beta$  – kąt nachylenia nawierzchni [ $\text{rad}$ ].

Innym elementem modelu jest bilans sił wzdłużnych służących wyznaczeniu ruchu pojazdu:

$$F_b = F_d + F_w + F_x \quad (4)$$

gdzie:  $F_b$  – siła bezwładności [ $\text{N}$ ],  $F_d$  – siła oporu powietrza [ $\text{N}$ ],  $F_w$  – siła oporu wzniesienia [ $\text{N}$ ],  $F_x$  – siła napędowa [ $\text{N}$ ].

W bilansie sił wzdłużnych występuje również siła oporu powietrza  $F_d$  [ $\text{N}$ ], która powstaje podczas ruchu samochodu o pewnej powierzchni czołowej  $A$  [ $\text{m}^2$ ] i jest związana z następującymi parametrami: gęstość powietrza  $\rho$  [ $\text{kg/m}^3$ ] i współczynnik czołowego oporu powietrza  $C_d$ , który dla każdego pojazdu jest inny i wynika z kształtu nadwozia. Wartość tej siły rośnie z kwadratem prędkości:

$$F_d = -\frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot V_x^2 \cdot \text{sgn}(V_x) \quad (5)$$

W bilansie sił uwzględnić należy również opór, jaki stawia wzniesienie, np. w postaci równi pochyłej. Siła ta obliczana jest z następującej zależności:

$$F_w = -m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (6)$$

Podczas ruchu niejednostajnego pojawia się siła bezwładności  $F_b$  [ $\text{N}$ ] opisana równaniem:

$$F_b = m \cdot V_x' \quad (7)$$

gdzie:  $V_x'$  – przyspieszenie samochodu [ $\text{m/s}^2$ ].

Oprócz sił wzdłużnych działa również siła pionowej  $F_z$  [ $\text{N}$ ], która zmienia się w zależności od kąta nachylenia powierzchni i wynika z przesuwania się środka ciężkości (rys. 1):

$$F_z = F_{zf} + F_{zr} = m \cdot g \cdot \cos \beta \quad (8)$$

Siła ta jest niezbędna do opisu zachowania się opony podczas ruchu [6]. W przedstawionych równaniach nie przytoczono opisu oporu toczenia, które jest niejawnie uwzględnione w sile  $F_x$ . Przy znajomości maksymalnej siły obwodowej  $U_{\text{max}}$  oraz

procentowym poślizgu dla danej siły można obliczyć współczynnik przyczepności poślizgu  $f_t$ , który pozwala na oszacowanie zachowania się koła podczas toczenia po danej powierzchni.

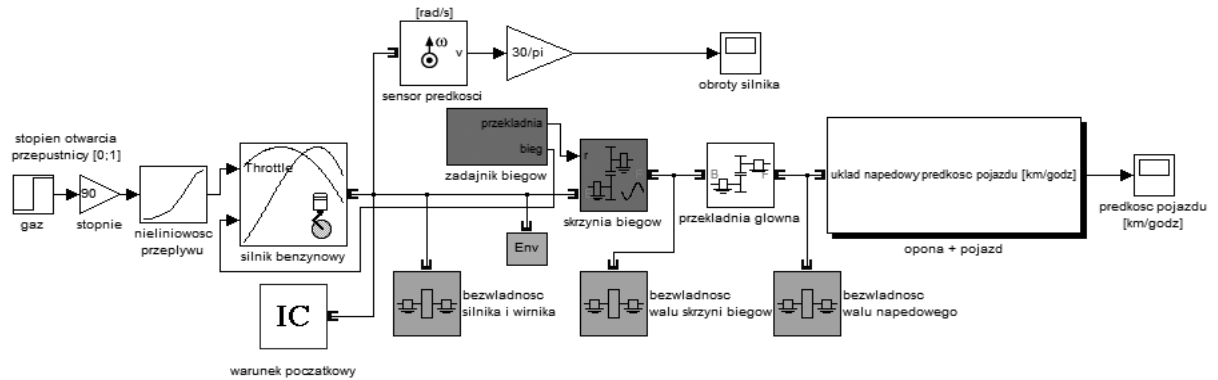
Przedstawiony model matematyczny ma charakter blokowy i różni się od klasycznego [1] sposobem zapisu. Obliczenie zachowania się pojazdu możliwe jest poprzez porównanie sił napędowych występujących w równaniach (2-3) z uwzględnieniem bilansu sił (4), gdzie ta siła także występuje. Równania (5-7) opisują modele oporów występujących w bilansie sił (4).

W tabeli 1 przedstawiono parametry opisujące obiekt rzeczywisty i niezbędne do badań symulacyjnych. Na rys. 8. przedstawiono komputerowy model układu napędowego samochodu zaimplementowany w środowisku Matlab/Simulink z dedykowaną biblioteką SimDriveline [7]. Umożliwia ona budowę schematów fizycznych połączeń między poszczególnymi elementami pojazdu, a więc ich dynamik wpływających na siebie. Podczas symulacji ruch połączonych części jest obliczany zgodnie z prawami mechaniki. Ponadto możliwa jest modyfikacja przygotowanych elementów pojazdu, np. nadwozia.

Tabela 1. Zestawienie parametrów modelu

Oznaczenie	Opis	Wartość	Źródło
a	odległość środka ciężkości od przedniej osi	1,4 m	doświadczalnie
b	odległość środka ciężkości od tylnej osi	1,6 m	doświadczalnie
h	wysokość środka ciężkości	0,3 m	doświadczalnie
m	masa pojazdu	1240 kg	dane techniczne z uwzględnieniem pasażera
A	powierzchnia czołowa pojazdu	2,42385 m <sup>2</sup>	dane techniczne
C <sub>d</sub>	współczynnik czołowego oporu powietrza	0,35	dane techniczne modyfikowane doświadczalnie
ρ	gęstość powietrza	1,2 kg/m <sup>3</sup>	środowisko symulacyjne
I <sub>ω</sub>	bezwładność koła	0,01 kg m <sup>2</sup>	dane techniczne
σ <sub>x</sub>	długość nabiegania	0,2 m	doświadczalnie
r <sub>e</sub>	skuteczny promień toczenia	0,2876 m	dane techniczne
I <sub>e</sub>	bezwładność silnika i wirnika	0,1 kg m <sup>2</sup>	doświadczalnie
I <sub>s</sub>	bezwładność wału skrzyni biegów	0,5 kg m <sup>2</sup>	doświadczalnie
I <sub>n</sub>	bezwładność wału napędowego	0,1 kg m <sup>2</sup>	doświadczalnie
P <sub>max</sub>	maksymalna moc silnika	55 kW	dane techniczne
n <sub>p</sub>	prędkość obrotowa przy P <sub>max</sub>	4800 obr/min	dane techniczne
n <sub>max</sub>	maksymalna prędkość obrotowa	6500 obr/min	dane techniczne



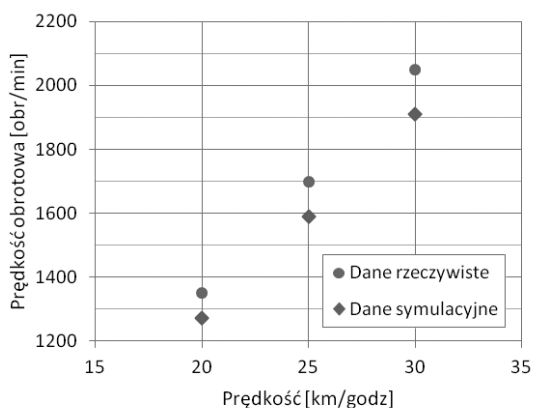


Rys. 8. Model układu napędowego pojazdu w środowisku Matlab/Simulink

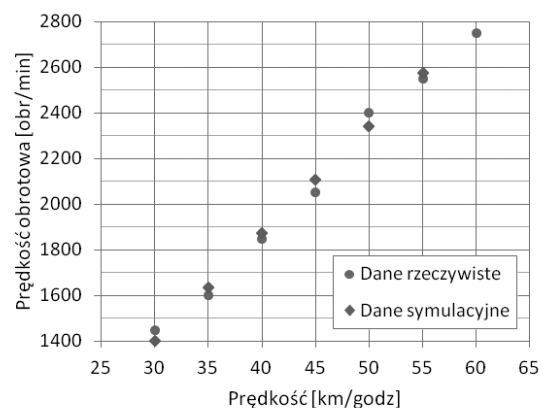
#### 4. BADANIA WERYFIKACYJNE

Opierając się na danych obiektowych [6], przeprowadzono weryfikację modelu. Badania rozpoczęto od sprawdzenia jednostki napędowej. Według danych technicznych silnik ma moment obrotowy równy 135 Nm dla prędkości obrotowej równej 2800 obr/min. Zgodnie z modelem wartość momentu wynosi 137 Nm dla prędkości obrotowej równej 2500 obr/min. Powstały błąd jest zatem niewielki.

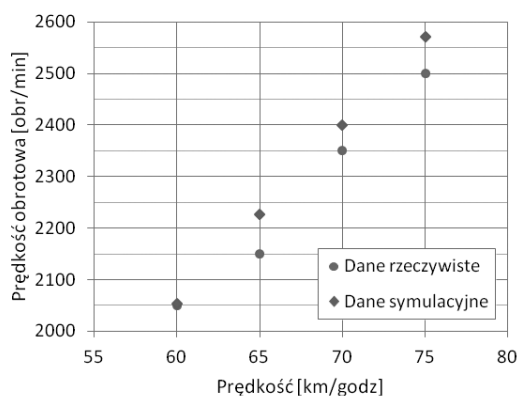
Następnie porównano prędkość obrotową pojazdu i modelu komputerowego, dla różnych biegów pojazdu. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 9-12.



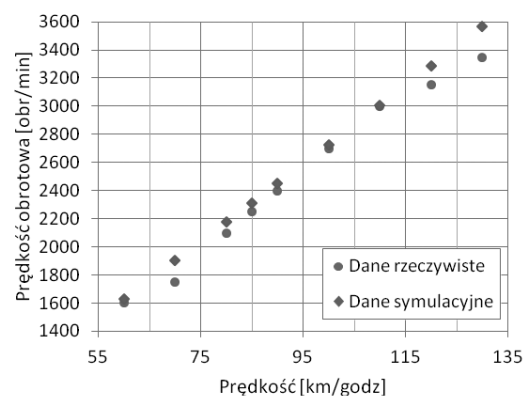
Rys. 9. Prędkość obrotowa pojazdu – bieg 2



Rys. 10. Prędkość obrotowa pojazdu – bieg 3



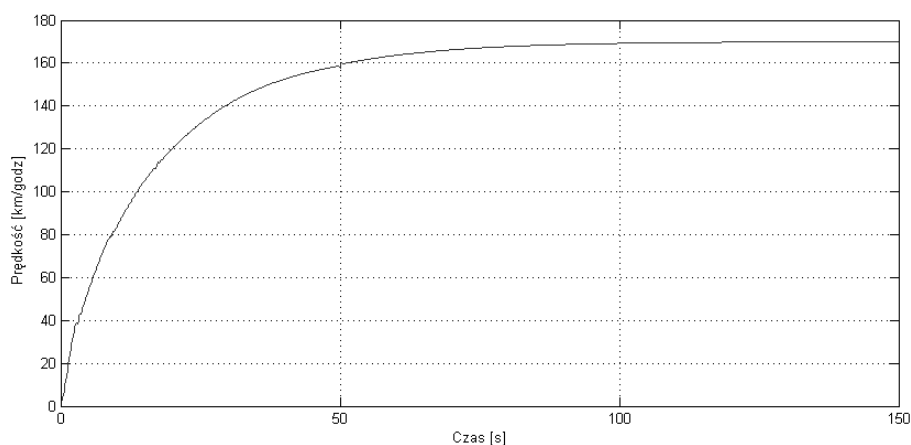
Rys. 11. Prędkość obrotowa pojazdu – bieg 4



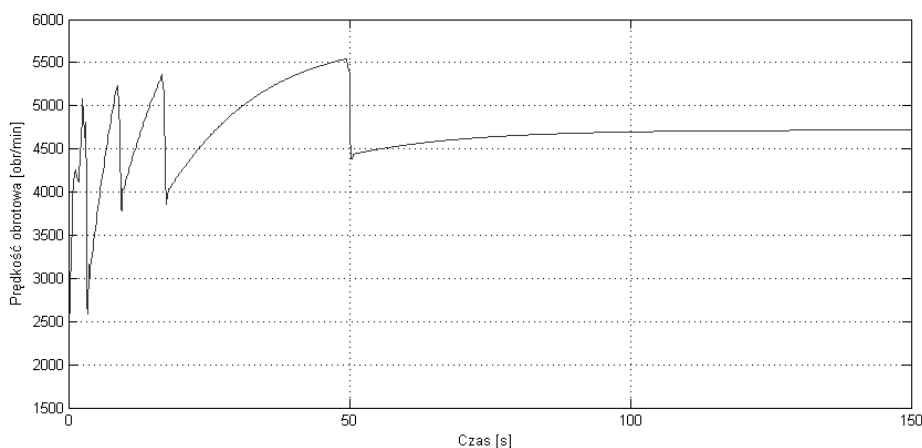
Rys. 12. Prędkość obrotowa pojazdu – bieg 5

Błąd względny zawiera się w przedziale 0,2–8,7%. Średni błąd wynosi 3,15% i jest mniejszy od błędu modelu pierwotnego (4,38 %). Przyczyną różnic w wartościach prędkości obrotowej obiektu i modelu jest uproszczona budowa modelu. Ponadto sam proces pomiaru wartości prędkości z obrotomierza pojazdu obciążony jest niedokładnością spowodowaną percepcją człowieka i specyficzną budową licznika prędkości. Na tym etapie weryfikacji nie stwierdzono sprzeczności logicznych, a występujące różnice są akceptowalne.

Jednym ze sposobów oceny samochodów jest analiza ich czasów przyspieszania do 100 km/godz oraz prędkość maksymalna. Parametry te posłużyły także do porównania modelu symulacyjnego z danymi rzeczywistymi [9]. Na rys. 13-14 przedstawiono wyniki symulacyjne.



Rys. 13. Rozpędzanie do prędkości maksymalnej – model



Rys. 14. Prędkość obrotowa w czasie rozpędzania – model

Przebieg wartości prędkości obrotowej jest zbliżony do tego, jaki można zaobserwować, analizując pracę pojazdu. Widoczny jest wpływ odcięcia siły napędowej podczas zmiany biegów w postaci spadków prędkości samochodu, co dodatkowo zbliża zachowanie modelu do obiektu rzeczywistego. Zestawienie wyników przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Weryfikacja modelu – podsumowanie

Prędkość [km/godz]	I. Dane techniczne	II. Dane rzeczywiste	Błąd (I – II)	Model symulacyjny		Błąd (II – III)	Błąd (II – IV)
				III. Pierwotny	IV. Zmodyfikowany		
80	8,8 s	9,0 s	0,2 s	8,1 s	9,1 s	0,9 s	0,1 s
100	13,8 s	14,3 s	0,5 s	12,1 s	13,6 s	2,2 s	0,7 s
maks.	168 km/godz	-	-	169 km/godz	170 km/godz	-	-

Podsumowując, można stwierdzić, że modyfikacje modelu wpłynęły na poprawę jego dokładności, szczególnie jeśli chodzi o charakter przebiegów prędkości obrotowej, co wynika z zastosowania opóźnień przy zmianie biegów. Ponadto wyeliminowano nieprawidłowe zachowanie się modelu w czasie gwałtownych zmian otwarcia przepustnicy, co wynikało z braku uwzględnienia bezwładności wirujących elementów układu. W przypadku jednostki napędowej uzyskano zbliżony do rzeczywistego charakter podażu momentu na wale silnika w zależności od jego prędkości obrotowej.

## 5. WNIOSKI KOŃCOWE

W artykule przedstawiono budowę modelu matematycznego samochodu osobowego ze szczególnym uwzględnieniem cech dynamiki, które ostatecznie wpływają na dokładność odwzorowania obiektu rzeczywistego. Punktem wyjścia do dalszych badań był model pierwotny opisany w [6]. Dokonano modyfikacji modelu układu napędowego, związanych z silnikiem, przepustnicą oraz skrzynią biegów. Dzięki temu zwiększono dokładność modelu w zakresie dynamiki elementów wirujących układu napędowego. Następnie przedstawiono wyniki weryfikacji modelu komputerowego w wykorzystaniem pomiarów. Opracowany model jest dokładniejszy od pierwotnego. Uzyskane wyniki świadczą o tym, że zweryfikowany model komputerowy jest dobrym narzędziem do dalszych badań zachowania się układu napędowego samochodu osobowego.

## LITERATURA

1. Mitschke M.: Dynamika samochodu. Warszawa: WKŁ, 1977.
2. Kiencke U., Nielsen L.: Automotive control systems. Berlin: Springer, , 2005.
3. Rajesh R.: Vehicle dynamics and control. London: Springer, 2011.
4. Cook J.A., Powell B.K.: Modeling of an internal combustion engine for control analysis. IEEE Control Systems Magazine 1988, Vol. 16, No. 1, p. 20-26.
5. Römers L.H.J.: Automatic generation of combustion engine models using Matlab & Idle Drive Train Model in Matlab/Simulink. Technical University of Eindhoven, 2006, <http://alexandria.tue.nl/repository/books/633396.pdf>.
6. Steckiewicz D., Piotrowski R.: Model matematyczny układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym i jego badania symulacyjne.” Pomiary Automatyka Robotyka” 2012, nr 2, p. 489-494 (płyta CD).
7. SimDriveline User`s Guide. <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/drive/>, dostęp 27.04.2012.
8. Volkswagen Golf III Hatchback 1.6 (75KM). <http://www.vwgolf.pl/dane-techniczne/vw-golf-mk3/>, dostęp 27.04.2012.
9. Przyspieszanie Golf III. <http://www.youtube.com/watch?v=pZvGkmqITqI>, dostęp 27.04.2012.



## **SIMULATION ANALYSIS OF MODIFIED MODEL OF PROPULSION SYSTEM OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE CAR**

Summary. Vehicle modeling has a key role in the activities of car companies as it allows for rapid development, testing and implementation of new vehicle models in the highly competitive automotive market. The paper presents the design of passenger car with combustion engine - Golf III. Presented modifications made to the mathematical model were implemented in the computing environment and verified based on real data records. The results of simulation and a critical analysis are presented.