

LASOTA Adam <sup>1</sup>  
WRONA Adam <sup>2</sup>  
MERKISZ Jerzy <sup>3</sup>

## Modelowanie dynamiki pojazdu w badaniach na hamowni silnikowej

### WSTĘP

W ciągu ostatnich lat ograniczenia dopuszczalnych emisji węglowodorów, tlenków azotu, tlenku i dwutlenku węgla z silników samochodowych zostały znacznie zaostrzone. Konieczność spełnienia restrykcyjnych norm emisji spalin sprawiała, że zadanie znalezienia optymalnych ustawień silnika stało się trudniejsze, bardziej czasochłonne i przez to krytyczne dla powodzenia realizowanych w tym zakresie projektów badawczych i produkcyjnych.

Pod koniec lat osiemdziesiątych zaczęły powstawać pierwsze współczesne konstrukcje hamowni silnikowych pozwalające na symulację dynamicznego (inercyjnego) obciążenia działającego na silnik w trakcie jazdy [2]. Stanowiska te miały pomóc konstruktorom w optymalizacji nowych konstrukcji. Obecnie hamownie dynamiczne są powszechnie stosowanymi narzędziami, które pozwoliły zredukować ilość czasochłonnych i kosztownych prób drogowych. Dzięki pełnej automatyzacji stanowiska, możliwe stało się badanie silnika w stanach przejściowych w laboratorium w pełni powtarzalny sposób pozwalający na łatwiejsze uzyskanie wiarygodnych pomiarów.

Zadanie sterowania hamulcem aktywnym w celu emulacji dynamiki układu napędowego pojazdu nie jest zadaniem trywialnym. W każdej chwili czasu, dla tych samych sygnałów wejściowych, moment obciążający silnik testowany powinien odpowiadać momentowi obciążenia widzianemu przez silnik znajdujący się w eksploatowanym na drodze pojeździe. W tym celu zbiór odpowiednich równań różniczkowych opisujących model samochodu, musi być rozwiązany w czasie rzeczywistym jako część systemu sterowania hamulca aktywnego. Symulacja dynamiki pojazdu powinna mieć poziom złożoności wystarczający, aby wiernie oddać właściwości pojazdu przy jednoczesnym spełnieniu ograniczeń stawianych przez symulację w czasie rzeczywistym.

Niniejszy artykuł opisuje model dynamiki wzłużnej pojazdu wykonany na potrzeby hamowni dynamicznej oraz wykorzystanie opracowanych metod w implementacji całości systemu sterowania.

### 1. SCHEMAT STEROWANIA OBCIĄŻENIEM SILNIKA SPALINOWEGO NA HAMOWNI DYNAMICZNEJ

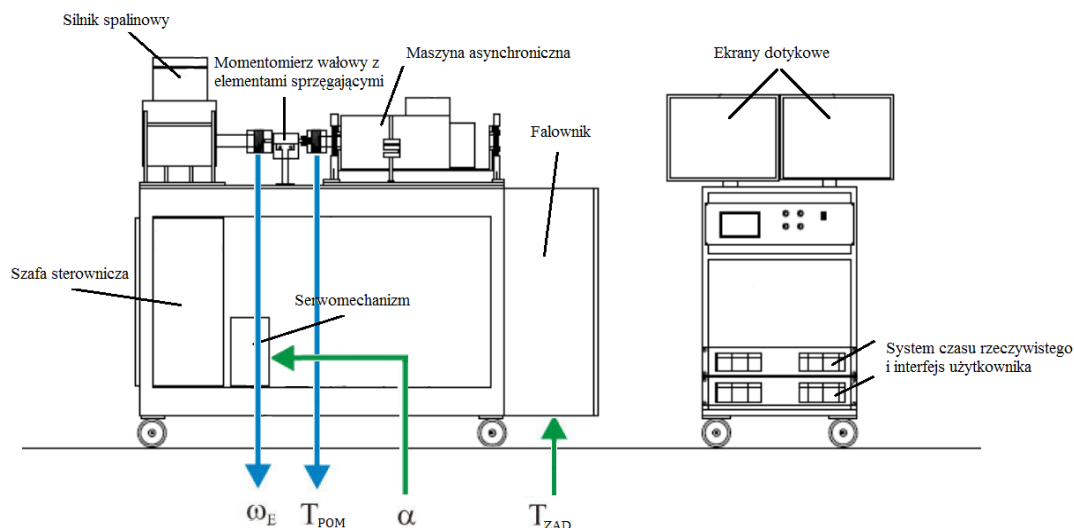
Projektowana hamownia silnikowa składa z dwóch głównych bloków - hamulca aktywnego i silnika spalinowego – połączonych wałem składającym się z kołnierzy łączących, wału, przetwornika momentu i opcjonalnego elastycznego elementu sprzęgającego zabezpieczającego układ przed drganiami. Jak przedstawiono na rysunku 1, połączenie mechaniczne silnika na hamowni różni się od warunków w jakich silnik pracuje w pojeździe. Głównym celem układu symulacji i regulacji momentu jest wykorzystanie maszyny asynchronicznej w taki sposób, aby obciążenie na wale silnika odpowiadało obciążeniu widzianemu przez silnik spalinowy podczas eksploatacji w pojeździe.

Blok symulujący pojazd jest integralną częścią hamowni dynamicznej. Bezpośrednio komunikuje się on z blokiem symulującym kierowcę i sterownikiem hamulca aktywnego. Na rysunku 2 przedstawiony został schemat komunikacji modelu z pozostałymi blokami funkcjonalnymi hamowni dynamicznej. Emulacja pojazdu jest blokiem podrzędnym w stosunku do symulacji kierowcy, który wystawia wartości sterujące na odpowiednie wejścia modelu obejmujące:

<sup>1</sup> ODIUT Automex sp. z o.o.; 80 - 557 Gdańsk; ul. Marynarki Polskiej 55d., Doktorant Wydział Elektroniki, Telekomunikacji i Informatyki Politechniki Gdańskiej; 80-233 Gdańsk; ul. Gabriela Narutowicza 11/12. Tel: +48 58 5220620, [adam.lasota@automex.eu](mailto:adam.lasota@automex.eu)

<sup>2</sup> ODIUT Automex sp. z o.o.; 80 - 557 Gdańsk; ul. Marynarki Polskiej 55d, Tel: + 48 58 5220620, [adam.wrona@automex.eu](mailto:adam.wrona@automex.eu)

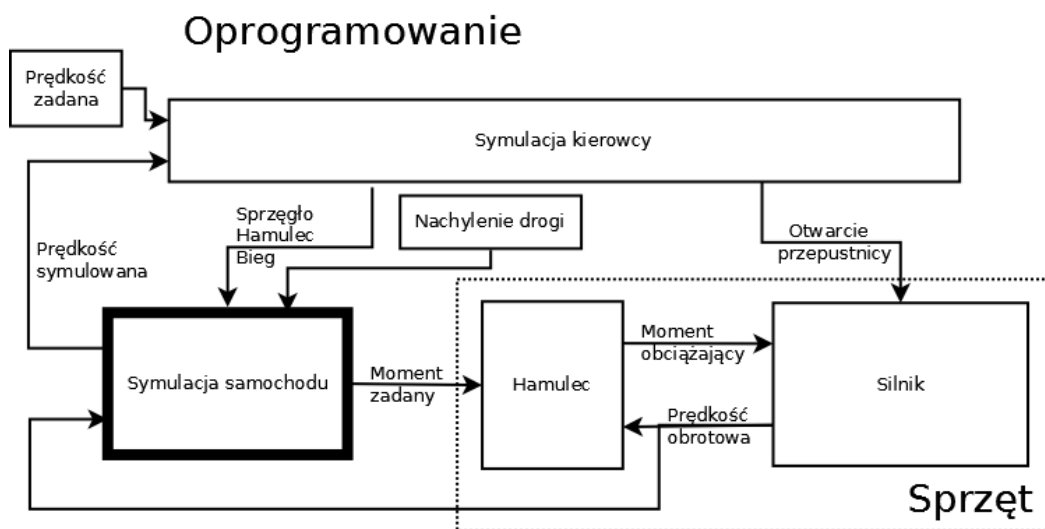
<sup>3</sup> Politechnika Poznańska; Instytut Silników Spalinowych i Transportu; 60-965 Poznań; ul. Piotrowo 3, Tel: +48 61 665 27 91, [jerzy.merkisz@put.poznan.pl](mailto:jerzy.merkisz@put.poznan.pl)



Rys. 1. Schemat stanowiska hamowni dynamicznej

- sprzęgło,
- hamulec,
- pedał przyspieszenia,
- wybór przełożenia,
- gradient nachylenia drogi.

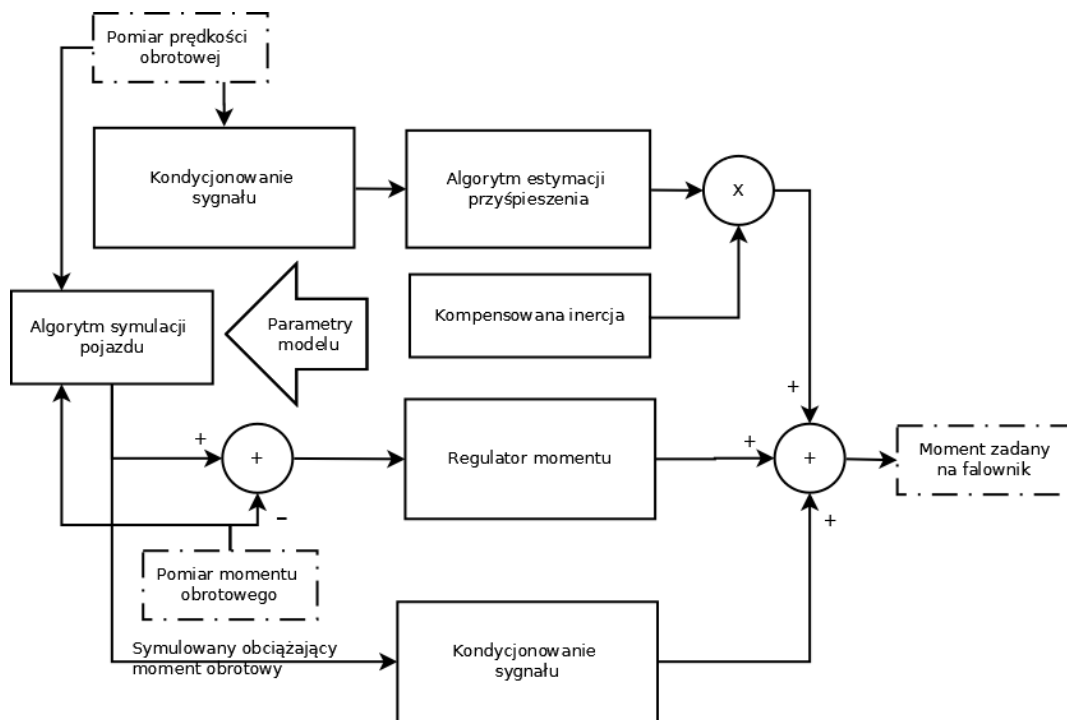
Wielkościami wyjściowymi mogą być dowolne symulowane parametry, do najważniejszych wyjść należą prędkość pojazdu i obciążenie silnika (moment przenoszony przez symulowane sprzęgło). Wielkości te wykorzystane są w algorytmie sterowania odpowiednio jako pomiar prędkości zwracany dla symulacji kierowcy i wartość zadana dla falownika.



Rys.2. Schemat blokowy systemu sterowania hamowni silnikowej

Schemat blokowy przedstawiony na rysunku 3 przedstawia architekturę układu regulacji momentu na stanowisku hamownianym. Układ składa się z trzech głównych sekcji:

- układu regulatora zeromomentowego niwelującego wpływ dodatkowych inercji (m. in. wału i hamulca),
- regulatora momentu obrotowego,
- symulacji pojazdu.



Rys. 3. Schemat blokowy algorytmu regulacji momentu obrotowego

## 2. REGULATOR ZEROMOMENTOWY

Na stanowisku silnikowym, maksymalny dostępny gradient prędkości obrotowej silnika zmniejsza się znacznie nawet jeżeli maszyna asynchroniczna jest wyłączona i nie produkuje momentu hamującego. Efekt ten spowodowany jest wzrostem inercji całego układu i objawia się przy (symulowanym) wysprzęgleniu lub też na biegu jałowym [10]. Konieczna jest kompensacja niepożądanych efektów we wszystkich trybach dynamicznych hamowni w celu zapewnienia odpowiednich gradientów prędkości silnika spalinowego nie zakłóconych przez mechaniczną konstrukcję stanowiska badawczego, w szczególności dla małych lub zerowych obciążeń i biegu jałowego.

Opracowane podejście oparte jest na pomiarach momentu i prędkości obrotowej uzyskanych odpowiednio z wałowego przetwornika momentu obrotowego i enkodera (rysunek 1). Algorytm kompensacji inercji oblicza dodatkowy moment obrotowy konieczny do przyspieszenia silnika elektrycznego tak aby przyspieszenia silnika z dołączoną inercją stanowiska było takie samo jak bez niej. Regulator zeromomentowy działa na zasadzie sprzężenia w przód wg formuły[10]:

$$T_{comp} = K(I_G - I_E) \frac{d\omega_e}{dt}$$

gdzie:

$T_{comp}$  - moment kompensujący dodany moment bezwładności układu,

$I_G$  - sumaryczny moment bezwładności połączenia silnik – hamulec,

$I_E$  - moment bezwładności silnika spalinowego,

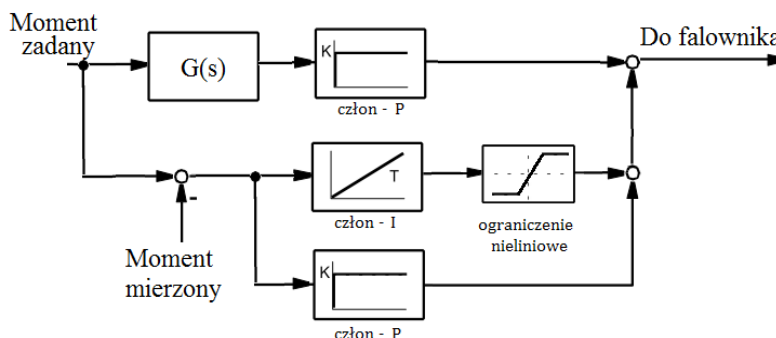
$K$  - ewentualny współczynnik skalujący,

$\omega_e$  - prędkość kątowna silnika.

Głównym problemem podczas implementacji algorytmu okazała się estymacja przyśpieszenia kąowego. Problem ten opisany jest szerzej w pracy [4].

### 3. REGULATOR MOMENTU OBROTOWEGO

Regulator momentu obrotowego jest połączeniem ścieżki sprzężenia w przód z typowym algorytmem zamykającym pętlę sterowania od przetwornika wałowego. Zastosowano regulator o charakterystyce proporcjonalno-całkującej, gdyż dodanie członu różniczkującego nie powinno wpłynąć na osiągi [1]. Sprzężenie zwrotne wykorzystane jest by kompensować różnice pomiędzy wartością zadaną i mierzoną momentu obrotowego wynikającą z niedokładności modelowych.



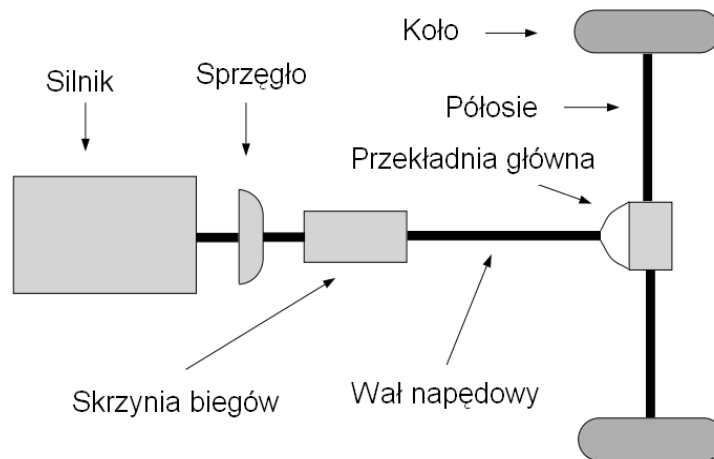
Rys. 4. Schemat regulatora momentu obrotowego.  $G(s)$  - opcjonalne kondycjonowanie sygnału w torze sprzężenia w przód

Użyteczne może okazać się dodanie układu kondycjonującego sygnał zadany w torze sprzężenia w przód. Dodatkowy filtr mógłby wygładzić zadany przebieg momentu i usunąć niepożądane przebiegi wynikające z niedokładności symulacji. Rozwiązanie takie powinno być zastosowane w razie konieczności, gdy nie ma możliwości poprawy jakości samej symulacji.

### 4. MODELOWANIE DYNAMIKI WZDŁUŻNEJ POJAZDU

Symulacja pojazdu jest jedną z najważniejszych części hamowni dynamicznej. Dzięki niej możliwe jest wyliczenie momentu obciążającego silnik jako funkcji warunków drogowych, aktualnej prędkości i akcji kierowcy. Aby możliwa była symulacja w czasie rzeczywistym niezbędne jest zapewnienie odpowiedniej, ze względu na złożoność obliczeniową, prostoty modelu, która jednocześnie poprawnie odda wszystkie kluczowe właściwości pojazdu takie jak:

- inercja pojazdu,
- opory aerodynamiczne,
- opory toczenia,
- nachylenie drogi.



Rys. 5. Główne elementy składowe modelu pojazdu

Model jest rozwiązaniem czysto programowym, które z założenia ma pozwalać na emulację dowolnego pojazdu. Rozwiązanie takie ma pozwolić na badanie stanów nieustalonych silnika i jego emisyjności dla dowolnej konfiguracji środowiska w której osadzony będzie badany obiekt.

Opracowany model pojazdu został skonstruowany w sposób modułowy. Każdy blok modeluje odpowiednią część samochodu i wymienia dane tylko z sąsiednimi blokami. Budowa taka pozwala na łatwe wprowadzanie modyfikacji.

## 5. SPRZĘGŁO

Wszystkie silniki spalinowe posiadają minimalną stabilną prędkość obrotową. Własność ta sprawia, że niemożliwe jest połączenie silnika z kołami wyłącznie przy pomocy przekładni i wałów. Niezbędny jest rozłączalny element sprzęgający, który pozwoli na rozłączanie łańcucha napędowego. Najczęściej występujące urządzenia, które znalazły zastosowanie w pojazdach silnikowych, to sprzęgła cierne (suche lub mokre), przekładnie zautomatyzowane lub dwusprzęgłowe i przekładnie hydrokinetyczne.

Model matematyczny sprzęgła jest kluczowy dla działania całego stanowiska dynamicznej hamowni silnikowej. Zastosowane równania i przyjęte w modelu sygnały wejściowe i wyjściowe determinują schemat sterowania przeniesieniem momentu (i mocy) w modelowanym układzie energetycznym pojazdu, oraz zapewniają adekwatne wielkości sterujące elementami wykonawczymi.

Odpowiedni model tarcia stanowi zasadniczą funkcjonalność modelu sprzęgła. Na przestrzeni lat zaproponowanych zostało wiele równań opisujących tarcie jednak nie wszystkie z nich mogą być zastosowane do symulacji realizowanej w czasie rzeczywistym. Przetestowane zostały następujące modele sprzęgieł ciernych:

- model sprzęgła oparty o model tarcia Coulomba
- model wykorzystujący tangens hiperboliczny
- model Karnopp'a
- model klasyczny (przełączany)

Do zastosowania na stanowisku wybrane zostały dwa modele charakteryzujące się dobrym uwarunkowaniem numerycznym i łatwością implementacji w czasie rzeczywistym.

### Model wykorzystujący tangens hiperboliczny

Model tanh jest prostym modelem tarcia, wykorzystującym funkcję tangensa hiperbolicznego do zapewnienia gładkiego przejścia przez zero i ograniczenia siły tarcia (momentu obrotowego). Model ten zachowuje się jak połączenie modelu kulombowskiego i modelu tarcia lepkiego, ale jest bardziej stabilny numerycznie dzięki zastosowaniu całkowicie ciągłej funkcji [3]. Generowany moment opisany jest następującym równaniem:



$$M_c = c \cdot M_{td}^{\max} \tanh\left(2 \frac{\omega_r}{\omega_0}\right)$$

$M_c$  - moment przekazywany przez sprzęgło,

$c$  - znormalizowana akcja kierowcy (wciśnięcie sprzęgła).

$M_{td}^{\max}$  - maksymalny moment dynamiczny możliwy do przeniesienia przez sprzęgło,

$\omega_0$  - szerokość strefy przejściowej między stanem -1 i 1,

$\omega_r$  - różnica prędkości między sprzęganymi układami.

### Model Karnopp'a

Model Karnopp został opracowany w celu rozwiązania problemu detekcji zerowej różnicy prędkości i uniknięcia przełączania między różnymi równaniami stanu dla poślizgu i zasprzężenia [5]. Model ten określa przedział zerowej różnicy prędkości. W przedziale tym zakładane jest pełne zasprzężenie i moment przenoszony wyliczany jest jako funkcja zewnętrzna zależna od reszty modelu. W przypadku opuszczenia strefy zasprzężenia moment przenoszony wyliczany jest na podstawie wartości maksymalnych. Dzięki takiemu podejściu uzyskano jednolitą strukturę bez potrzeby przełączania się między różnymi równaniami stanu. Największą wadą podejścia Karnopp jest konieczność skomplikowanego zintegrowania z resztą systemu, które dodatkowo musi być dostosowane do każdej konfiguracji.

Opisywane modele dają zadowalające wyniki i możliwa jest ich implementacja w czasie rzeczywistym. Główne problemy powstałe w trakcie przenoszenia układu z pakietów numerycznych do systemu związane były z szumami pomiarowymi obecnymi w odczytach mierzonej prędkości obrotowej.

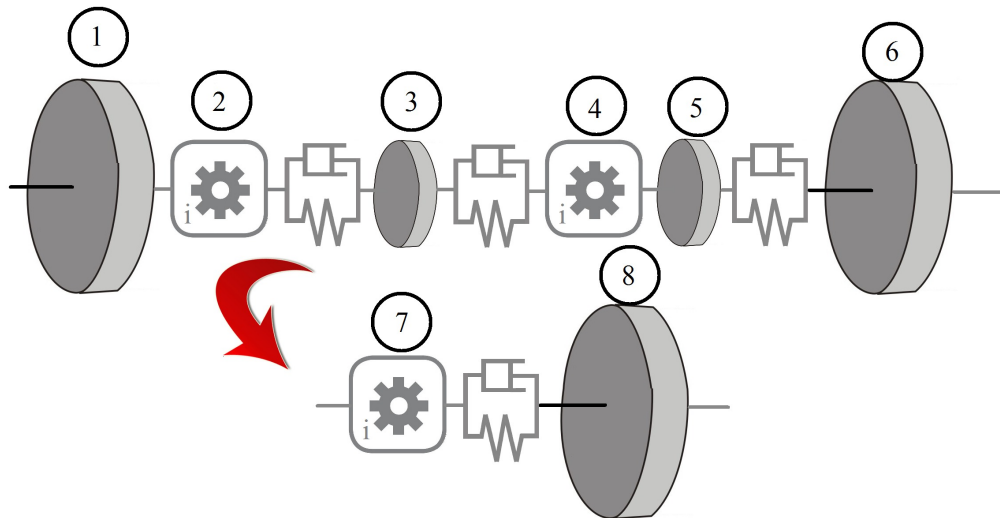
## 6. ELEMENTY UKŁADU PRZENIESIENIA NAPĘDU

Układ przeniesienia napędu to układ podzespołów, służący do napędzania pojazdu, przez przenoszenie energii mechanicznej z silnika do kół jezdnych. W skład układu przeniesienia napędu zamodelowanego na hamowni dynamicznej wchodzi:

- skrzynia przekładniowa,
- wał napędowy,
- przekładnia główna i mechanizm różnicowy,
- półosie napędowe,
- koła.

Skrzynia biegów i mechanizm różnicowy zostały zamodelowane jako zbiór przełożeń. Nie posiadają one stanów dynamicznych. W późniejszych wersjach planowane jest dodanie bardziej skomplikowanych modeli pozwalających oddać m. in. oscylacje momentu obrotowego podczas zmiany biegu.





Rys. 6. Redukcja modelu. Inercja skrzyni biegów (1), przełożenie skrzyni biegów (2), inercja wału napędowego(3), przełożenie przekładni głównej (4), inercja półosi (5), inercja kół (6), całkowite przełożenie (7), inercja zastępcza (8)

Łańcuch elementów łączących silnik z kołami można zastąpić (dla danego przełożenia) mniej licznym zbiorem parametrów uzyskanym dla zagregowanych elementów składowych. Redukcja prowadzi do równoważnego z punktu widzenia symulacji modelu, który jest łatwiejszy w implementacji numerycznej bez strat jakości symulacji.

Opis zjawiska na styku opona-droga realizuje się przez implementację formuły Pacejki [11] będącej nieliniową funkcją matematyczną przyjmującą za argumenty poślizg i siłę nacisku jaką koło wywiera na podłoże. Formuła ta dobrze odwzorowuje zachowanie opony samochodu podczas jazdy, jednocześnie łącząc dane eksperymentalne i podejście teoretyczne.

## 7. OPORY RUCHU I BEZWŁADNOŚĆ POJAZDU

Inercja ruchomych części układu przeniesienia napędu jest relatywnie mała w porównaniu do bezwładności całego pojazdu. Wynika z tego, że masa pojazdu w połączeniu z oporami ruchu jest głównym czynnikiem generującym obciążenie na wale korbowym silnika. Opory drogi zostały dobrze zbadane i wykazane zostało, że można je aproksymować następującymi równaniami [8]:

$$F_t = m \cdot g \cdot (f_0 + f_1 v + f_2 v^n) \quad (1)$$

$$F_p = \frac{\rho \cdot c_x \cdot A \cdot v^2}{2} \quad (2)$$

$$F_b = \delta \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3)$$

gdzie:

$F_t$  - opór toczenia [N],

$F_p$  - opór aerodynamiczny(powietrza) [N],





$F_b$  - opór bezwładności [ $N$ ],

$v$  - prędkość samochodu [ $\frac{m}{s}$ ],

$c_x$  - współczynnik oporu aerodynamicznego [1],

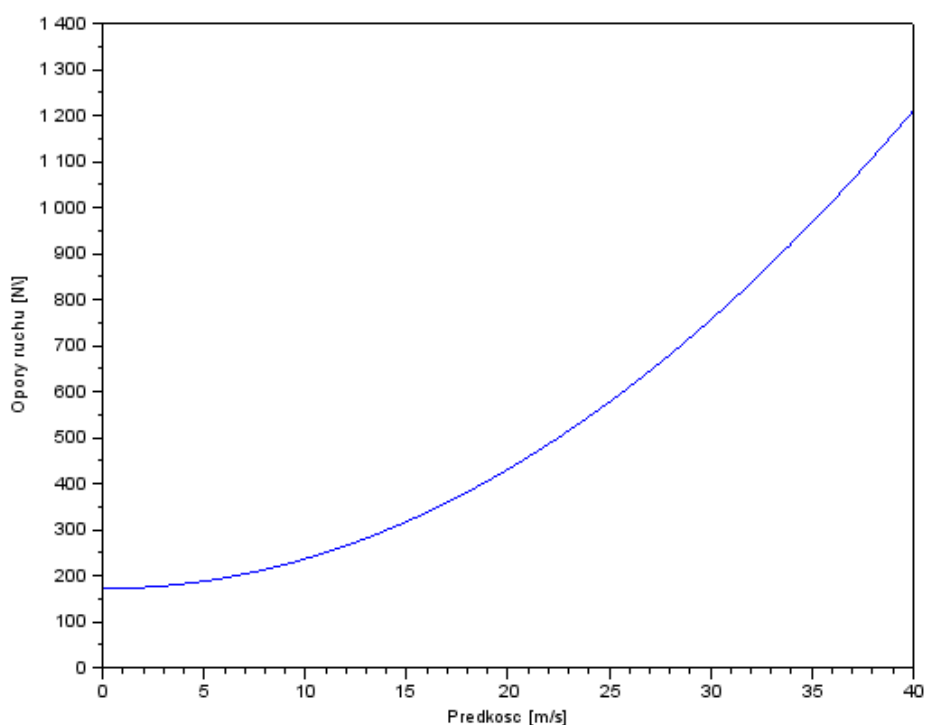
$A$  - powierzchnia czołowa samochodu [ $m^2$ ],

$\rho$  - gęstość powietrza [ $\frac{kg}{m^3}$ ],

$\delta$  - współczynnik mas wirujących [1],

$m$  - masa samochodu [ $kg$ ],

$f_i$  - współczynniki oporów toczenia [ $1, \frac{s}{m}, \frac{s^n}{m^n}$ ].



Rys. 7. Przykładowa krzywa siły oporów ruchu w funkcji prędkości jazdy

Wypadkowa siła oporu działająca na poruszający się pojazd jest sumą sił opisanych formułami (1), (2) i (3). Wynikowe równanie nie nastęrcza problemów symulacyjnych i można je z powodzeniem zastosować do symulacji w czasie rzeczywistym.





## 8. SYMULACJA W CZASIE RZECZYWISTYM

Aby zapewnić zaprojektowanemu modelowi obiektu i algorytmowi sterowania możliwość pracy w czasie rzeczywistym, konieczne jest zapewnienie stałego kroku obliczeń. Wymaganie to utrudnia symulację, gdyż niemożliwe staje się zastosowanie adaptacyjnych metod numerycznego rozwiązywania równań różniczkowych, które potrafią zagęszczać obliczenia w otoczeniu miejsc wrażliwych na zbyt duże kroki całkowania.

Zaprojektowany model jest zbiorem równań różniczkowych z elementami nieliniowymi. Istnieje wiele sprawdzonych metod rozwiązywania tego typu problemów. W trakcie implementacji sprawdzono następujące algorytmy:

- prosta metoda Eulera,
- metoda Heuna,
- metoda Rungego-Kutty 4-tego rzędu,
- metoda Dormanda-Prince'a ze stałym krokiem całkowania i oszacowaniem błędu.

Problem jest numerycznie wymagający ze względu na nieliniowość niektórych elementów i sztywność wynikowych równań. Okazało się, że proste metody zawodzą dla okresu próbkowania wynoszącego 2ms. W symulowanym obciążeniu obecne były oscylacje, które udało się wyeliminować dopiero metodą Rungego-Kutty. Ponieważ wydajność system umożliwiła wykonanie większej liczby obliczeń zaimplementowany został algorytm Dormanda-Prince'a ze stałym krokiem całkowania i oszacowaniem błędu.

## PODSUMOWANIE

Stanowiska do badań dynamicznych pozwalają dostroić i zoptymalizować nowe konstrukcje silników jeszcze na etapie prac laboratoryjnych. Dzięki zastąpieniu rzeczywistego pojazdu modelem programowym możliwe jest znacznie przyśpieszenie rozwoju nowych rozwiązań. W powyższym artykule zostały przedstawione główne elementy schematu sterowania obciążeniem na hamowni dynamicznej. Omówiony został model pojazdu i metoda symulacji w czasie rzeczywistym, a także rola i zastosowanie modelowania dynamiki w całości systemu hamowni silnikowej.

Powyższa praca została zrealizowana w ramach projektu pt. „Pierwsze polskie stanowisko do badań silników spalinowych w stanach nieustalonych wyposażone w hamulec dynamiczny” (INNOTECH-K2/IN2/61/182935/NCBR12), dofinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i rozwoju.



**Streszczenie**

Silnikowa hamownia dynamiczna jest nowoczesnym narzędziem służącym do testowania osiągnięć silników spalinowych. Łączy ona w sobie elastyczność symulacji programowej z wiarygodnością pomiarów, dzięki czemu pozwala na znaczne usprawnienie procesów projektowania. Silnik elektryczny z układem napędowym używany jest do symulacji warunków obciążenia wynikających z konstrukcji samochodu i wpływu czynników zewnętrznych takich jak opór aerodynamiczny i nachylenie drogi.

Dokładność i osiągi stanowiska silnie zależą od jakości sterowania obciążeniem generowanym przez hamulec aktywny. Aby precyzyjnie oddać dynamikę zmian obciążenia zachodzącą na wale silnika podczas jazdy samochodem stworzony został model pojazdu z uwzględnieniem układu przeniesienia napędu, kół, karoserii i oporów drogi. Poniższy artykuł opisuje schemat sterowania i symulacji obciążenia na hamowni dynamicznej.

## Modeling of vehicle dynamics for engine test stand research purposes

**Abstract**

Dynamical engine test stands are powerful tools for testing of internal combustion engines (ICE) performance. They combine flexibility of software simulations with reliability of measurements by which they enhance the quality of the newest designs. Electric motor drive system is used to simulate the load conditions resulting from the construction of the car and the impact of external factors such as aerodynamic drag and road slope.

Test stand performance and accuracy strongly depend on the quality of the test stands torque simulation and control. To simulate the load changes dynamics occurring in the engine shaft of a driving vehicle, a mathematical model of the vehicle including power train, wheels, chassis and road resistance has been developed and implemented in the test stand. This paper presents load control and load simulation in the dynamical engine test stand.

**BIBLIOGRAFIA**

1. Voigt, K. U., "A control scheme for a dynamical combustion engine test stand," *Control 1991. Control '91., International Conference on*, vol., no., pp.938,943 vol.2, 25-28 Mar 1991
2. von Thun, H., "A New Dynamic Combustion Engine Test Stand with Real-Time Simulation of the Vehicle Drive Line," *SAE Technical Paper 870085, 1987, doi:10.4271/870085*
3. Băţăuş, M., Maciac, A., Oprean, M., & Vasiliu, N. „Automotive Clutch Models for Real Time Simulation,” *Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science.*
4. Schmidt, M.; Kessel, J.-A., "CASMA-crank angle synchronous moving average filtering," *American Control Conference, 1999. Proceedings of the 1999*, vol.2, no., pp.1339,1340 vol.2, 2-4 Jun 1999
5. Karnopp, D. "Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems." *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 107.1 (1985): 100-103.
6. Shafai, E.; Geering, H.P., "Emulation of Vehicle Dynamics on an Engine Test Bench," *American Control Conference, 1989*, vol., no., pp.1969,1976, 21-23 June 1989
7. Grzeszczyk, R., Hojka, A., Merkisz, J., Bajerlein, M., Fuc, P., Lijewski, P., Bogus, P., "Estimation of In-Use Powertrain Parameters of Fully Electric Vehicle Using Advanced ARM Microcontrollers," Springer Berlin Heidelberg. p. 157-164, 2012
8. Arczyński S., "Mechanika ruchu samochodu," Podręczniki Akademickie: Mechanika. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1993.
9. Grzeszczyk, R., Merkisz, J., Drop, T., Kamiński, T., Niezgoda, M., Rychter, M., & Boguś, P., „Model-based Digital Filtering Utilised in the Engine Dynamometer Bench,” *Silniki Spalinowe* 50, 2011.



10. Schmidt, M.; Kessel, J.-A., "Model-based torque controller for dynamical engine test stands," *American Control Conference, 1999. Proceedings of the 1999* , vol.5, no., pp.3245,3249 vol.5, 1999
11. Pacejka, H. B. , "Tyre and Vehicle Dynamics *Automotive engineering SAE international*," *Butterworth-Heinemann, 2007*
12. Grzeszczyk, R., Merkisz, J., Drop, T., Kamiński, T., Niezgoda, M., & Bogdanovicius, Z., „The Use of the Open Source Engine Control Modules in the Laboratory Research of Internal Combustion Engines,” *Silniki Spalinowe 50*, 2011.
13. Sehab, R.; Feld, G., "Vehicle drivetrain: Emulation and simulation using electric machines," *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2011 IEEE* , vol., no., pp.1,6, 6-9 Sept. 2011

