

Rafał STROJNY, Robert PIOTROWSKI

POLITECHNIKA GDAŃSKA, WYDZIAŁ ELEKTROTECHNIKI I AUTOMATYKI
80-233 Gdańsk, ul. Narutowicza 11/12

Optymalizujące sterowanie układem napędowym samochodu z silnikiem spalinowym

Mgr inż. Rafał STROJNY

Urodzony 23.01.1988 r. w Gdyni. Ukończył studia magisterskie w 2012 r. na Wydziale Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej (kierunek: Automatyka i Robotyka). Zainteresowania: badanie losowych szeregów czasowych, technologie internetowe, programowanie.



e-mail: rafal@strojny.biz

Dr inż. Robert PIOTROWSKI

Absolwent Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej (kierunek: Automatyka i Robotyka) (2001r.). W roku 2005 uzyskał stopień doktora (Automatyka i Robotyka). Obecnie adiunkt w Katedrze Inżynierii Systemów Sterowania. Zainteresowania naukowe dotyczą modelowania i zaawansowanych metod sterowania procesami przemysłowymi.



e-mail: r.piotrowski@eia.pg.gda.pl

Streszczenie

Sterowanie układami napędowymi nowoczesnych samochodów to prężnie rozwijająca się dziedzina inżynierii. Wzrost wymagań względem ekologii, ekonomii i bezpieczeństwa osób wymusza poszukiwanie nowych rozwiązań, zarówno technologicznych jak i związanych z automatyzacją procesów. W artykule przedstawiono dynamiczny model układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym. Zbudowano układ regulacji prędkości obrotowej oparty na nieliniowym sterowaniu predykcijnym. W badaniach symulacyjnych przedstawiono wyniki sterowania modelem pojazdu marki Golf III.

Słowa kluczowe: modelowanie matematyczne, systemy dynamiczne, systemy nieliniowe, sterowanie predykcyjne, układ napędowy samochodu.

The optimized control of a propulsion system of an internal combustion engine car

Abstract

Control of propulsion systems of modern cars is a rapidly growing field of engineering. New policies in the terms of ecology, economy and safety of persons forced to search for new solutions, both technological and automation of processes. Both car companies and research centers around the world deal with the designing of appropriate models that can be used to simulate the behavior of vehicles. This paper presents a dynamic model of the propulsion system of a car with an internal combustion engine with spark ignition. It was built for a speed control system based on nonlinear predictive control. The controller is applied to the model of Golf III. The paper is divided into 5 sections. Section 1 contains a short introduction to the issues of this paper. The structure and synthesis of the dynamical nonlinear model of the propulsion system of a Golf III car are dealt with in Section 2. A nonlinear model predictive controller is derived in Section 3. Simulation tests and discussion of the results are presented in Section 4. Section 5 concludes the paper.

Keywords: mathematical modeling, dynamic systems, nonlinear systems, predictive control, car propulsion system.

1. Wprowadzenie

Samochód osobowy jest w dzisiejszych czasach powszechnie wykorzystywany. Dynamiczny rozwój przemysłu motoryzacyjnego, wymuszony popytem na rynku, przyczynia się do ciągłego poszerzania asortymentu proponowanych rozwiązań. Determinuje to konieczność prowadzenia prac badawczo-rozwojowych i testowych z użyciem nowoczesnych narzędzi komputerowych. W związku z tym opracowywane są modele komputerowe pojazdów, które służą do badań i testów nowych rozwiązań. W szczególności dotyczy to zagadnień sterowania uwzględniających, obok komfortu i bezpieczeństwa, optymalizację parametrów pojazdu. Jednym z podstawowych, systemów w samochodzie jest układ napędowy. Służy on do napędzania pojazdu dzięki przeniesieniu energii mechanicznej z silnika do kół.

W literaturze można znaleźć liczne prace dotyczące modelowania pojazdów samochodowych, np. [1, 2, 3, 4]. W [2] przedstawiono narzędzie komputerowe do budowy kompleksowego modelu silnika na podstawie podstawowych danych udostępnianych przez producentów oraz parametrów fizycznych poszczególnych elementów. Pełne modele układów napędowych samochodu mogą służyć np. do badania zachowania się mechanizmów różnicowych w różnych warunkach [3].

Analogiczna sytuacja dotyczy sterowania pojazdami samochodowymi, np. [5], w tym sterowania układami napędowymi [6, 7, 8]. Przykładem jest sterowanie momentem obrotowym silnika spalinowego przy użyciu krępego regulatora rozmytego [6]. Wykorzystano w nim wnioskowanie Takagi-Sugeno, co pozwoliło uzyskać dobrą jakość sterowania, płynne przełączanie biegów oraz kompensację mocy dodatkowych urządzeń wyposażenia samochodu. W pracy [7] również zbudowano układ sterowania momentem obrotowym. Dokonano tego poprzez regulację strumienia powietrza i skoordynowaną regulację dawki paliwa, która decyduje o właściwościach mieszanki paliwowej docierającej do komory silnika. W publikacji [8] przedstawiono koncepcję i budowę programowalnego systemu regulacji układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym.

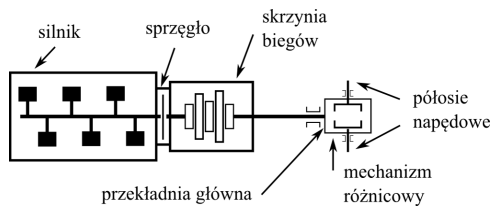
W artykule zaproponowano nowy system sterowania układem napędowym samochodu z wykorzystaniem regulatora predykcijnego z modelem (ang. Model Predictive Control). Celem sterowania jest regulacja prędkości obrotowej silnika dla zadanej trajektorii. Model matematyczny obiektu i układ regulacji zaimplementowano i przetestowano w środowisku Matlab/Simulink. Nie rozważano prędkości liniowej pojazdu, ruch pojazdu możliwy jest w jednym kierunku ze zwrotem: przód i tył. Założono, że po włączeniu systemu rola kierowcy ogranicza się do zmiany biegów.

2. Układ napędowy pojazdu i jego model matematyczny

2.1. Opis obiektu sterowania

Obiektem sterowania jest układ napędowy samochodu osobowego marki Golf III z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym. Posiada on silnik o pojemności 1598 cm³ i mocy maksymalnej 75 KM (55 kW) przy prędkości obrotowej 4800 obr/min. Maksymalna prędkość pojazdu wynosi 168 km/godz. Pojazd ma pięciostopniową skrzynię biegów o przełożeniach: 1 bieg – 3,455; 2 bieg – 1,750; 3 bieg – 1,386; 4 bieg – 0,939; 5 bieg – 0,745. Przełożenie przekładni głównej układu napędowego wynosi 3,941. Wymiary geometryczne pojazdu to: długość – 4,02 m, szerokość – 1,695 m i wysokość – 1,43 m. Współczynnik oporu powietrza wynosi 0,35, a masa własna pojazdu to 1090 kg. Opony mają standardowy rozmiar 175/70 i są montowane na stalowych felgach 5.5Jx13". Promień koła w bezruchu wynosi 0,2876 m.

Układ napędowy (rys. 1) składa się z mechanizmów zapewniających przeniesienie energii z wału silnika na osie samochodu.



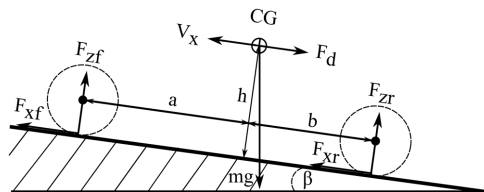
Rys. 1. Schemat ideowy układu napędowego samochodu
Fig. 1. Schematic diagram of the car propulsion system

Jednostka napędowa za pomocą przemian termodynamicznych, podczas spalania mieszanki paliwowej, wytwarza energię, która jest przetwarzana na energię mechaniczną za pomocą tłoków silnika. Sprzęgło rozłącza wał silnika z napędowym podczas zmiany przełożenia w skrzyni biegów. Przekładnia główna realizuje przełożenie oraz zmienia kierunek obrotów z podłużnego na poprzeczny. Mechanizm różnicowy umożliwia kołom uzyskiwanie różnych prędkości obrotowych względem siebie (np. podczas pokonywania zakrętu).

2.2. Budowa modelu matematycznego obiektu sterowania

W pracy [9] zaproponowano model układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym. Został on zaimplementowany w środowisku Matlab/Simulink z dedykowaną biblioteką Sim Driveline [10], zweryfikowany w oparciu o pomiary obiektowe i zbadany symulacyjne. Następnie w pracy [11] uszczegółowiono model o dodatkowe cechy jednostki napędowej, skrzyni biegów i przepustnicy. Pozwoliło to poprawić jego dokładność. W dalszej części artykułu przedstawiono ostateczną postać opracowanego modelu matematycznego układu napędowego.

Punktem wyjścia do budowy modelu obiektu jest rozkład sił działających wzdłuż i w pionie względem osi kierunku ruchu (rys. 2).



Rys. 2. Siły działające na pojazd
Fig. 2. The forces acting on the vehicle

gdzie: CG – środek ciężkości położony na wysokości h [m] nad nawierzchnią i w odległości a [m] od osi przedniej i b [m] od tylnej, β – kąt nachylenia nawierzchni [rad], mg – siła ciężkości pojazdu o masie m [kg·m/s²], 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].

Znając moment obrotowy τ_{drive} [N·m] pojawiający się na osi koła można wyznaczyć zależność związaną z siłą napędową F_x [N] i prędkością kątową Ω [rad/s]:

$$I_{\omega} \cdot \frac{d\Omega}{dt} = \tau_{drive} - r_e \cdot F_x \quad (1)$$

gdzie: I_{ω} – bezwładność koła [kg·m²], r_e – skuteczny promień toczenia koła [m].

Bezwładność kół I_{ω} ma znaczenie podczas przyspieszania pojazdu, jej wartość jest identyczna dla osi przedniej i tylnej.

Bilans sił działających na koło podczas ruchu całego pojazdu opisuje zależność:

$$m \cdot \frac{dV_x}{dt} = F_x - m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (2)$$

gdzie: m – masa pojazdu [kg], V_x – prędkość pojazdu [m/s], β – kąt nachylenia nawierzchni [rad].

Ruch pojazdu określono opierając się na bilansie sił wzdłużnych:

$$F_b = F_d + F_w + F_x \quad (3)$$

gdzie: F_b – siła bezwładności [N], F_d – siła oporu powietrza [N], F_w – siła oporu wzniesienia [N], F_x – siła napędowa [N].

Siła oporu powietrza F_d jest funkcją kwadratu prędkości pojazdu V_x :

$$F_d = -\frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot V_x^2 \cdot \text{sgn}(V_x) \quad (4)$$

Siła F_d powstaje podczas ruchu samochodu o pewnej powierzchni czołowej A [m²], zależy od gęstości powietrza ρ [kg/m³] i współczynnika czołowego oporu powietrza C_d , który dla każdego pojazdu jest inny i wynika z kształtu nadwozia.

Bilans sił zawiera również siłę oporu wzniesienia F_d wyznaczoną zgodnie z równaniem:

$$F_w = -m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (5)$$

W czasie ruchu niejednostajnego pojawia się siła bezwładności F_b postaci:

$$F_b = m \cdot V'_x \quad (6)$$

gdzie: V'_x – przyspieszenie samochodu [m/s²].

Dodatkową siłą działającą na pojazd, oprócz sił wzdłużnych, jest pionowa siła F_z [N]. Jest ona konieczna do opisu zachowania się opony podczas ruchu, zależy od kąta nachylenia powierzchni i wynika z przesuwania się środka ciężkości (rys. 2):

$$F_z = F_{zf} + F_{zr} = m \cdot g \cdot \cos \beta \quad (7)$$

W przedstawionych równaniach brakuje oddzielnego opisu oporu toczenia, które niejawnie uwzględniono w sile $F_{x,z}$. Znajomość maksymalnej siły obwodowej U_{max} oraz procentowego poślizgu dla danej siły pozwala wyznaczyć współczynnik przyczepności poślizgu f_0 . Umożliwia on oszacowanie zachowania się koła podczas toczenia po danej powierzchni.

Ponadto model zawiera [11]:

- Statyczną nieliniową charakterystykę momentu obrotowego na wale silnika w funkcji prędkości obrotowej silnika, przy założeniu niezmienności pozostałych parametrów.
- Nieliniową funkcję współczynnika przepływu powietrza od stopnia otwarcia przepustnicy.
- Bezwładność skrzyni biegów w układzie napędowym – nieliniowa funkcja wpływu bezwładności na elementy wirujące układu napędowego.
- Zmianę biegu samochodu, która prowadzi do przerwy w przenoszeniu przez silnik siły napędowej na układ napędowy pojazdu. W chwilach przerwy zamodelowano odcięcie działania silnika.

Opracowano dynamiczny, nieliniowy i hybrydowy (występowanie zmiennych ciągłych i dyskretnych) model matematyczny. Został on zaimplementowany w środowisku Matlab/Simulink z dodatkową biblioteką SimDriveline [10], do budowy schematów fizycznych połączeń między poszczególnymi elementami pojazdu. Parametry modelu określono na podstawie danych obiektowych, technicznych i eksperymentalnie w oparciu o badania symulacyjne. Ich wartości przedstawiono w [9]. Opierając się na danych obiektowych przeprowadzono weryfikację modelu. Szczegółowe badania można znaleźć w [11]. Uzyskano 1% błąd prędkości

maksymalnej samochodu. Czasy rozpędzania pojazdu rzeczywistego i symulacyjnego do prędkości 100 km/godz różniły się o 0,7 s (5%). Weryfikowano także wartość prędkości obrotowej dla różnych prędkości liniowych samochodu. Badania wykonano dla wszystkich biegów, a uzyskana wartość błędu względnego zawierała się w przedziale 0,2-8,7%. Średni błąd wyniósł 3,15%. Wyniki świadczą o tym, że uzyskano dokładny, zweryfikowany model komputerowy układu napędowego. Zostanie on wykorzystany do projektowania algorytmu sterowania.

3. Projektowanie układu sterowania

Algorytmy predykcyjne należą do grupy zaawansowanych metod sterowania. Pierwsze wersje liniowe przedstawiono na przełomie siedemdziesiątych i osiemdziesiątych lat zeszłego stulecia. Działanie algorytmu MPC opiera się na wykorzystaniu wiedzy o przyszłym zachowaniu się wielkości regulowanej, w celu wyznaczenia wartości wielkości sterujących. Przewidując przyszłe wartości wielkości regulowanych korzysta się z modelu matematycznego sterowanego obiektu, wcześniejszych wartości sygnału sterującego oraz wartości sygnałów zakłócających. Do głównych cech algorytmów MPC należą: możliwość stosowania dla procesów liniowych i nieliniowych, typu SISO (Single Input Single Output) i MIMO (Multiple Input Multiple Output); uwzględnienie ograniczeń na wartości: zmiennych sterujących, przyrosty zmiennych sterujących, zmiennych wyjściowych; uwzględnienie wewnętrznych interakcji w procesie dzięki wykorzystaniu modelu; optymalizacja wskaźników związanych ze sterowaniem. Wiele metod MPC zostało z sukcesem wdrożonych w rozwiązaniach przemysłowych, opracowano również liczne komercyjne pakiety optymalizacyjne z tymi algorytmami [12].

Wybór sposobu regulacji prędkością obrotową silnika spalinyowego był podyktowany strukturą modelu matematycznego całego układu napędowego. Cechuje się on nieliniowością dynamiki oraz nieliniowym urządzeniem wykonawczym (przepustnica). Istnieje także potrzeba ograniczenia sygnału sterującego przepustnicą oraz maksymalnej prędkości obrotowej. Ponadto zbudowany model jest hybrydowy tzn. występują zmienne dyskretne odpowiadające skokowym zmianom punktów pracy (przy zmianie biegów). Dodatkowo w algorytmie sterowania uwzględniono wpływ zakłóceń. Zaprojektowano nieliniowy algorytm MPC. Jego zasada działania polega na iteracyjnym wyznaczaniu wartości sterowań u wprowadzanych na sterowany obiekt, przy czym predykcja wykonywana jest dla całego horyzontu sterowania N_u , a na obiekt podawana jest pierwsza wartość tego wektora. W każdym kroku k minimalizacji podlega uchyb sterowania oraz przyrost wartości sygnału sterującego, zgodnie z kryterium jakości (8) na pewnym horyzoncie czasowym nazywanym horyzontem predykcji N . Do predykcji przyszłych wartości od chwili k wykorzystuje się dynamiczny nieliniowy model matematyczny obiektu oraz model zakłóceń. Spośród wyznaczonych wartości sterowań na obiekt podawana jest pierwsza wartość. W następnym kroku $(k+1)$ następuje ponowny pomiar stanów obiektu sterowania, które są wykorzystywane do powtórzenia procedury obliczeń i w efekcie wypracowane kolejnej, chwilowej wartości sygnału sterującego u .

Funkcję celu zdefiniowano w postaci:

$$J(k) = \sum_{p=N_1}^N |N_{zad}(k+p|k) - n(k+p|k)| + w_u \sum_{p=0}^{N_u-1} |\Delta u(k+p|k)| \quad (8)$$

gdzie: $n_{zad}(k+p|k)$ - wartość zadana prędkości obrotowej w chwili k na chwilę $k+p$; $n(k+p|k)$ - wartość prędkości obrotowej w chwili k , predykowana na chwilę $k+p$; $\Delta u(k+p|k)$ - wartość zmiany sygnału sterującego w chwili k , obliczana na chwilę $k+p$; w_u - wartość współczynnika wagowego przyrostu sygnału sterującego.

Funkcja celu (8) jest optymalizowana na bieżąco w każdym kroku algorytmu, z okresem próbkowania równym T_{opt} .

Ograniczenie na wartość sygnału urządzenia wykonawczego ma postać:

$$0 \leq u \leq 1 \quad (9)$$

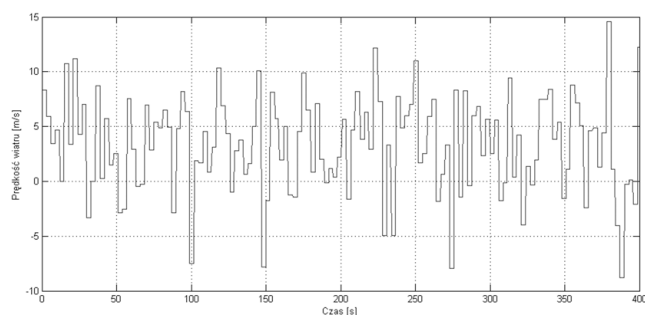
Kolejne ograniczenie dotyczące maksymalnej prędkości obrotowej silnika zostało uwzględnione bezpośrednio w modelu matematycznym (patrz sekcja 2.2). Pozostałe ograniczenia są również związane z modelem matematycznym. Ostatecznie parametry regulatora predykcyjnego zostały dobrane eksperymentalnie i wynoszą: $N=12$, $N_u=10$, $w_u=1$, $T_{opt}=0,5$ s. Są one ściśle związane z dynamiką obiektu sterowania.

4. Analiza symulacyjna

Nieliniowy układ regulacji został zaimplementowany i zbadany w środowisku Matlab/Simulink, z wykorzystaniem biblioteki Optimization Toolbox i metody SQP (ang. Sequential Quadratic Programming). Do obliczania wartości funkcji celu wykorzystano model matematyczny również zaimplementowany w środowisku Matlab/Simulink.

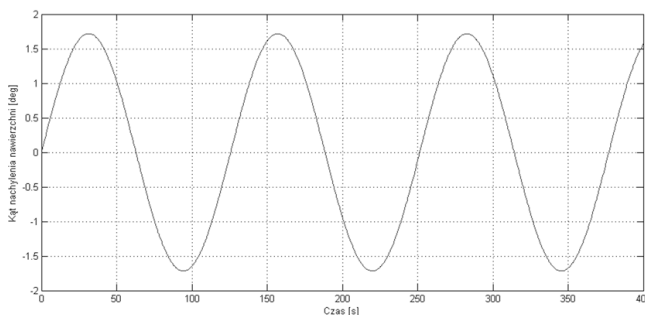
W celu weryfikacji poprawności działania zaprojektowanego układu regulacji, wykonano testy symulacyjne. Sprawdzone, czy układ regulacji nadąża za różnymi trajektoriami zadanymi prędkości obrotowej. Ponadto zbadano wpływ zmiennych zakłóceń: podmuchów wiatru działających w kierunku ruchu i niwelety jezdni.

Pierwsze zakłócenie, opory podmuchów wiatru, zamodelowano jako losowy przebieg prędkości wiatru. Użyto rozkładu normalnego ze średnią równą 2/3 średniej rocznej prędkości wiatru w Linderberg w Niemczech (4,7 m/s). Wariancję oszacowano doświadczalnie na wartości 20 (rys. 3).



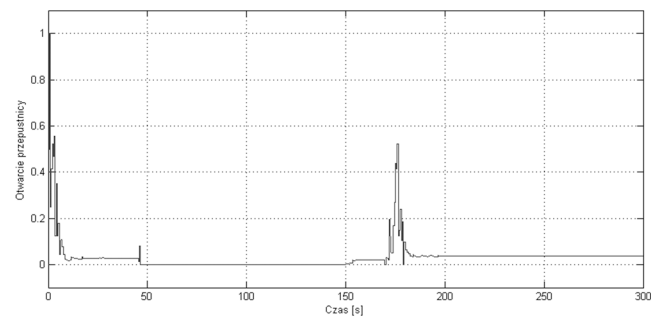
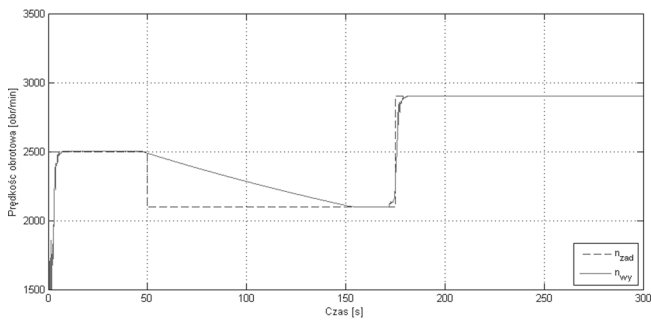
Rys. 3. Zakłócenie 1 – zmiana prędkości wiatru
Fig. 3. Disturbance 1 – change of the wind speed

Uwzględniając, że niweleta jezdni powinna być możliwie płynna, zamodelowano ją jako sygnał sinusoidalny. Nachylenie jezdni wyrażono jako stosunek zmiany wysokości bezwzględnej do długości danego odcinka trasy w poziomie. Częstotliwość sygnału dobrano eksperymentalnie tak, aby przetestować układ dla ujemnego i dodatniego nachylenia (zjazd i podjazd) (rys. 4).

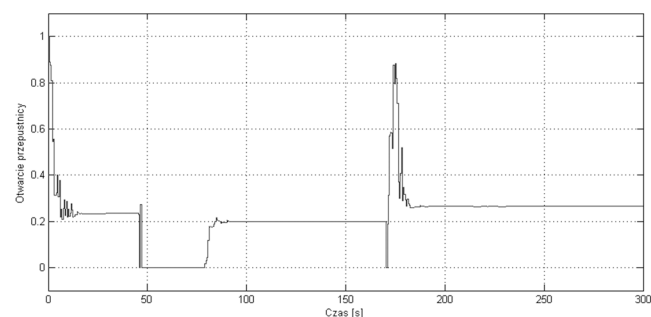
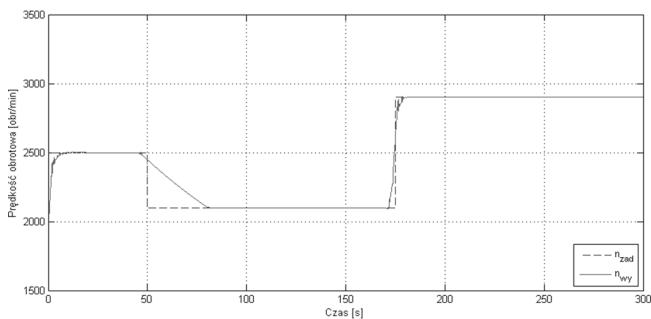


Rys. 4. Zakłócenie 2 – zmiana kąta nachylenia nawierzchni
Fig. 4. Disturbance 2 – change of the road slope angle

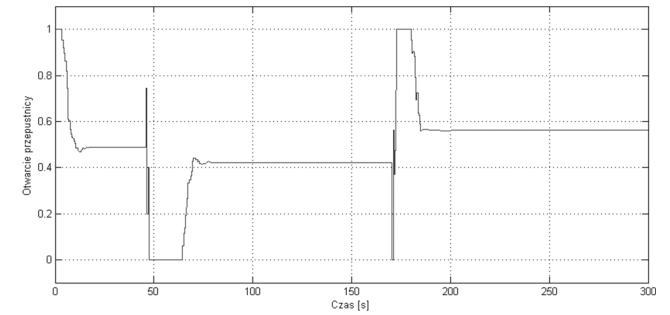
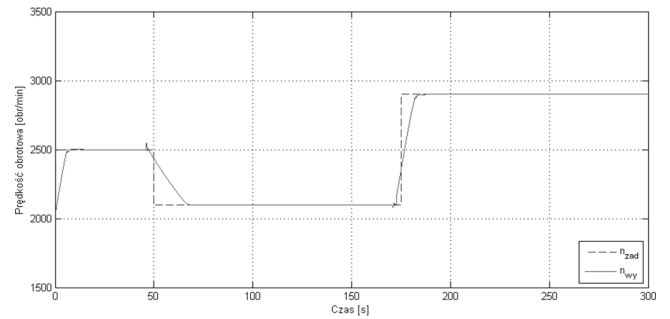
Jakość regulacji oceniano dla wszystkich biegów samochodu, aby znaleźć różnice oraz przyczyny ich powstawania. W artykule przedstawiono skrócone wyniki dla trzech biegów (1, 3 i 5). W celu krytycznej oceny zaproponowanego rozwiązania, na wejście układu podawana jest przedziałami zmienna trajektoria zadana prędkości obrotowej. Testy wykonano dla dwóch sytuacji: braku zakłóceń i występowania obu zakłóceń jednocześnie (patrz rys. 3 i 4). Na rys. 5-10 przedstawiono otrzymane wyniki badań symulacyjnych. Porównano zmienną sterowaną (prędkość obrotowa) z zadaną oraz zilustrowano przebieg zmiennej sterującej (otwarcie przepustnicy). Wartości związane z otwarciem przepustnicy znormalizowano w zakresie 0 – 1 (zamknięta – otwarta).



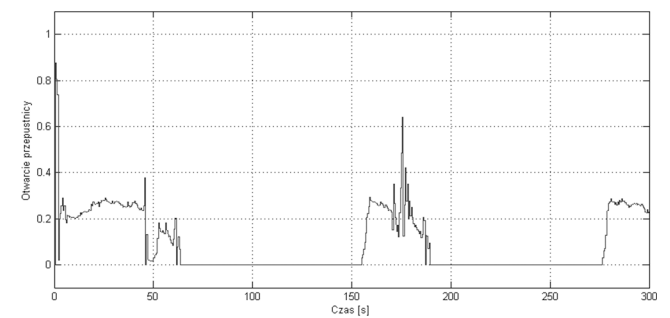
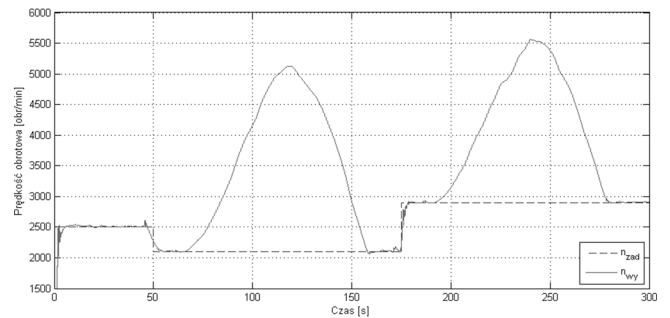
Rys. 5. Układ regulacji MPC – bieg 1, brak zakłóceń
Fig. 5. MPC control system – gear 1, without disturbances



Rys. 6. Układ regulacji MPC – bieg 3, brak zakłóceń
Fig. 6. MPC control system – gear 3, without disturbances



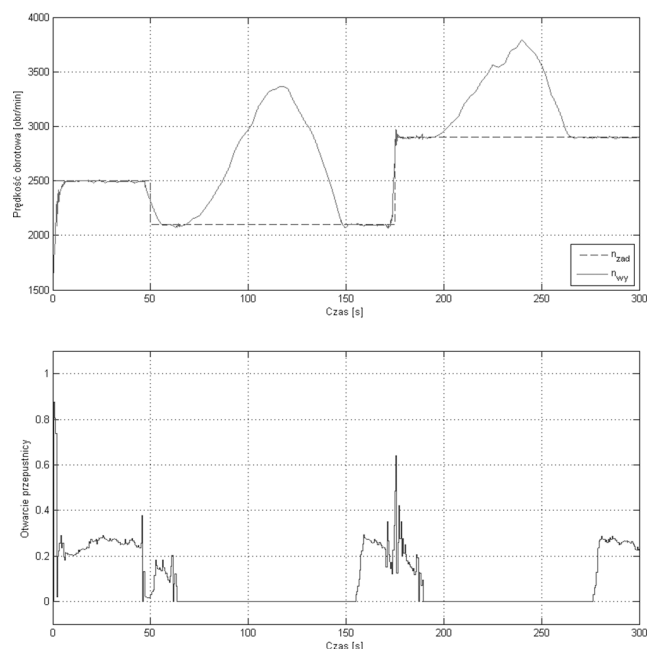
Rys. 7. Układ regulacji MPC – bieg 5, brak zakłóceń
Fig. 7. MPC control system – gear 5, without disturbances



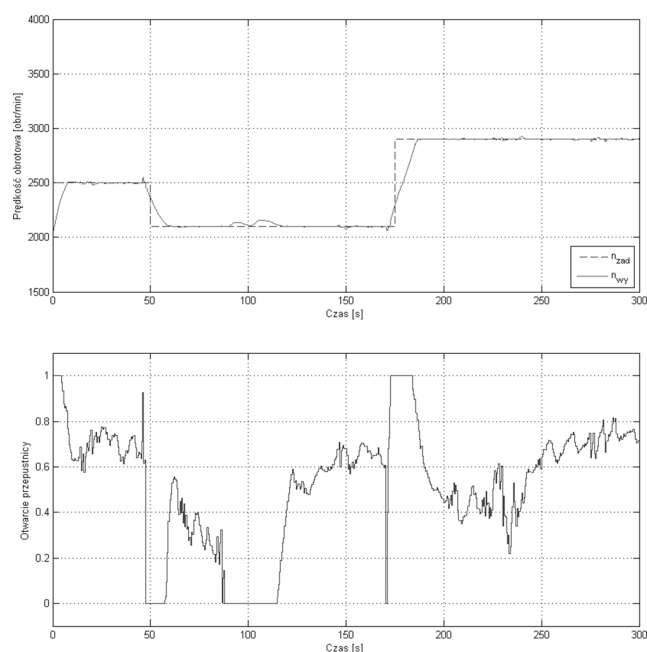
Rys. 8. Układ regulacji MPC – bieg 1, z zakłóceniami
Fig. 8. MPC control system – gear 1, with disturbances

Analiza wyników w przypadku braku zakłóceń (rys. 5-7) świadczy o tym, że układ regulacji bardzo dobrze nadąża za trajektorią zadaną dla każdego punktu pracy. Uchyb ustalony jest sprowadzony do zera w krótkim czasie (od 4 do 9 s). Na rys. 5 można zauważyć efekt spowodowany brakiem dodatkowej siły hamującej (oprócz oporów ruchu). W środkowym przedziale wartości prędkości zadanej obrotów (skok ujemny) następuje bardzo powolny spadek wartości regulowanej. Cecha ta nie jest wadą układu, a wręcz powoduje wzrost ekonomii jazdy bez zbędnych strat energii. Jakość sterowania jest najlepsza na najwyższych biegach. Spowodowane jest cechą obiektu, która powoduje, że ograniczona jest możliwość dostarczenia odpowiedniej mocy do pokonania oporów ruchu na niższych biegach nawet dla całkowicie otwartej przepustnicy.

Analiza przebiegów otwarcia przepustnicy wskazuje, że stosowany algorytm jest dyskretny w czasie jeśli chodzi o wartość sygnału sterującego. Charakter przebiegu sygnału sterującego prawidłowo odwzorowuje zachowanie się przeciętnego kierowcy samochodu. Gdy zwiększa się wartość zadana, przepustnica zostaje całkowicie otwarta, aż do momentu, gdy możliwe jest sterowanie mniejszymi dawkami mieszanki w stanie ustalonym. Sygnał sterujący nigdy nie przekracza swych naturalnych wartości (0 – 1) co oznacza, że ograniczenie na urządzenie wykonawcze jest aktywne. Wraz ze zmianą biegu zwiększa się pole pod krzywą przebiegu otwarcia przepustnicy. Spowodowane jest to większym zapotrzebowaniem na moc jednostki napędowej na danym biegu.



Rys. 9. Układ regulacji MPC – bieg 3, z zakłóceniami
Fig. 9. MPC control system – gear 3, with disturbances



Rys. 10. Układ regulacji MPC – bieg 5, z zakłóceniami
Fig. 10. MPC control system – gear 5, with disturbances

Kolejnym etapem badań było sprawdzenie jak układ sterowania zachowuje się w przypadku obecności zakłóceń (rys. 8-10). W trakcie testów sprawdzano przystosowanie układu do kompensacji zakłóceń. Układ regulacji pracuje efektywnie w obecności zakłóceń. Na niższych biegach widać wpływ małych oporów ruchu. Przebiegi wykazują się rosnącą prędkością obrotową podczas zjazdów z wzniesienia. Przy skokach wartości zadanej pojawiają się chwilowe przeregulowania nie przekraczające 3%. Czas regulacji wydłuża się nieznacznie (bieg 5 do 12 s). Analiza przebiegów otwarcia przepustnicy wskazuje na cechę algorytmu predykcyjnego, którą jest wyprzedzanie nadchodzącej zmiany trajektorii za pomocą zmiany sterowania. Możliwe jest to dzięki nieliniowemu modelowi wykorzystanemu w sterowaniu. Układ właściwie reaguje na zmianę obciążenia (np. wjazd na wzniesienie, gdy trajektoria zadana się nie zmienia).

5. Podsumowanie

W artykule rozpatrywano predykcyjne sterowanie prędkością obrotową silnika spalinowego w układzie napędowym samochodu. W oparciu o dokumentację techniczną i dane obiektowe przedstawiono model matematyczny układu napędowego samochodu Golf III, który zaimplementowano w środowisku Matlab/Simulink. Następnie zaprojektowano nieliniowy predykcyjny układ regulacji tym obiektem. Przeprowadzone badania w różnych warunkach potwierdziły użyteczność opracowanego algorytmu sterowania w zakresie dokładności nadążania dla różnych punktów pracy. Do tej oceny użyto dwóch zmiennych zakłóceń zewnętrznych występujących podczas jazdy (opór powietrza i niweleta jezdni). Było to podyktowane ich znaczącym wpływem na zapotrzebowanie energetyczne układu. Stwierdzono też, że układ pracuje z dobrą jakością sterowania niezależnie od wybranego biegu w modelu samochodu oraz pożądanej prędkości obrotowej.

6. Literatura

- [1] Cook J.A., Powell B.K.: Modeling of an internal combustion engine for control analysis. IEEE Control Systems Magazine, Vol. 16, No. 1, pp. 20-26, 1988.
- [2] 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>
- [3] Pingping L., Peng J., Jianghui J., Chenguang H.: Application of Powertrain Model for Vehicle Dynamic Simulation. Proc. of the 2nd International Conference on Computer Engineering and Technology, April, 16-18, 2010.
- [4] Rajesh R.: Vehicle Dynamics and Control. Springer, London, 2011.
- [5] Kiencke U., Nielsen L.: Automotive Control Systems. Springer, Berlin, 2005.
- [6] Khair D., Lauber J.: Robust Takagi-Sugeno fuzzy control of a spark ignition engine, Control Engineering Practice, Vol. 15, Issue 12, 2007, pp. 1446-1456.
- [7] Grondin O., Chauvin J., Corde G.: Torque-oriented Control of an Homogeneous Charge Compression Ignition Vehicle, Proc. of the 47th IEEE Conference on Decision and Control, December 9-11, 2008, pp. 5608-5614.
- [8] Kościelny D.: A programmable Controller for Combustion Engines Used in Race Cars. Proc. of the IEEE International Symposium, June 30-July 2, 2008, pp. 1108-1113.
- [9] Steckiewicz D., Piotrowski R.: Model matematyczny układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym i jego badania symulacyjne. Pomiary Automatyka Robotyka 2/2012, 489-494 (płyta CD).
- [10] SimDriveline User's Guide. <http://www.mathworks.com/help/toolbox/physmod/drive/>, dostęp 27.04.2012.
- [11] Strojny R., Piotrowski R.: Analiza symulacyjna zmodyfikowanego modelu układu napędowego samochodu z silnikiem spalinowym, Modelowanie Inżynierskie, Tom 13, Zeszyt 44, 2012, 253-264.
- [12] Tatjewski P.: Advanced control of industrial processes: structures and algorithms. Springer-Verlag, London Limited 2007.