

ZBIGNIEW PAWELSKI, TOMASZ PAŁCZYŃSKI*

PROCEDURA BUDOWY MAP STEROWANIA UKŁADEM NAPĘDOWYM Z PRZEKŁADNIĄ BEZSTOPNIOWĄ CVT

PROCEDURE OF POWERTRAIN WITH CVT TRANSMISSION STEERING MAPS BUILDING

Streszczenie

W artykule przedstawiono propozycję procedury budowy map sterowania układem napędowym z przekładnią CVT uwzględniającą wskaźniki ekonomiczne i ekologiczne zweryfikowane w ramach wybranych cykli jezdnych FTP72 i NEDC. Zaproponowane mapy znacznie skracają czas obliczeń symulacyjnych, stanowiąc jednocześnie bazę do opracowania sterowania mikroprocesorowego.

Słowa kluczowe: sterowanie optymalne, przekładnia bezstopniowa, mapy sterowania

Abstract

At this paper there were described procedure of powetrain with CVT transmission steering maps building taking into consideration economic and ecologic coefficients which were verified at some driving cycles like FTP72 and NEDC. Proposed maps conspicuous decrease simulation time and simultaneously makes a microprocessor steering basis.

Keywords: optima steering, continuous variable transmission, steering maps

* Dr hab. inż. Zbigniew Pawelski, prof. PŁ, mgr inż. Tomasz Pałczyński, Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Łódzka.

1. Wstęp

W artykule zaprezentowano procedurę budowy map sterowania układem napędowym pojazdu z silnikiem ZS i przekładnią bezstopniową CVT. Określenie mapy sterowania przekładnią CVT w układzie napędowym z silnikiem ZS pozwala na:

- skrócenie czasu obliczeń w badaniach symulacyjnych,
- przybliżenie warunków koniecznych do spełnienia dla sterowania mikroprocesorowego modelowanego układu w warunkach rzeczywistych.

W rozpatrywanym układzie położenie pedału przyspieszenia jest informacją o woli kierowcy, o zadanej prędkości pojazdu i sposobie jej osiągnięcia (jazda dynamiczna, ekonomiczna), czyli o wyborze strategii jazdy. Obecne uwarunkowania ekologiczne, tj. normy EURO 3, 4, 5, wymagają, by odpowiadające im strategię jazdy były realizowane jako ekologiczne. Decyzja o wyborze przełożenia i stopniu obciążenia silnika proporcjonalnym do wielkości dawki paliwa (100% dla dawki maksymalnej) jest podejmowana w sterowniku nadrzędnym, poza kierowcą, pozwalając ostatecznie na ekonomiczną, ekologiczną lub dynamiczną pracę całego układu napędowego. Przekładnia bezstopniowa CVT, wprowadzając do układu napędowego dodatkowy stopień swobody ułatwia realizację ww. strategii sterowania. Umożliwia pełne wykorzystanie mocy silnika dla realizacji hiperboli stałej mocy na wykresie trakcyjnym pojazdu, w przeciwieństwie do układów ze stopniową zmianą przełożenia. W związku z tym możliwe jest przyspieszanie pojazdu dzięki ciągłej zmianie przełożenia, przy stałej prędkości kątowej silnika. Stopień obciążenia silnika zapewnia wtedy wymaganą dynamikę pojazdu dzięki nadwyżce momentu obrotowego silnika w porównaniu z momentami oporów zredukowanych na wałek przekładni CVT.

Można przyjąć różne wartości stałej prędkości kątowej silnika dla różnych strategii rozpędzania pojazdu [7]:

- jazda dynamiczna – silnik powinien jak najszybciej osiągnąć prędkość kątową momentu maksymalnego i możliwie długo utrzymać tę prędkość w procesie rozpędzania,
- jazda ekonomiczna – praca silnika w obszarach niskiego jednostkowego zużycia paliwa,
- jazda ekologiczna – praca silnika w obszarach niskiej toksyczności spalin [7].

2. Model układu napędowego z przekładnią bezstopniową

W pracach [5, 6] przedstawiono model układu napędowego z przekładnią bezstopniową CVT. Do modelu silnika wykorzystano charakterystyki silnika VW1.9TDI typ AJM, wyznaczone na podstawie badań na hamowni silnikowej firmy Schenck w Instytucie Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Łódzkiej. Punkty tych charakterystyk określono dla stanów ustalonych, tj. bez uwzględnienia dynamiki przejścia od jednego punktu pomiarowego do kolejnego. Jako stopień obciążenia silnika przyjęto (w procentach) wielkość dawki paliwa w odniesieniu do jej wartości dla mocy maksymalnej. Przedstawienie charakterystyki uniwersalnej obciążenia silnika w układzie trójwymiarowym (moment obrotowy silnika jako funkcja jego prędkości kątowej i stopnia obciążenia) jest naszą propozycją do realizacji badań symulacyjnych silnika w danym układzie napędowym.

Model przekładni bezstopniowej zbudowano dla warunków stacjonarnych z uwzględnieniem tarcia kulombowskiego, natomiast jej dynamikę oparto na modelu Ide [8], w któ-

rym współczynnik tarcia i sprawność wprowadzono do modelu w postaci trójwymiarowych map, zbudowanych na podstawie wyników badań eksperymentalnych z pracy [8].

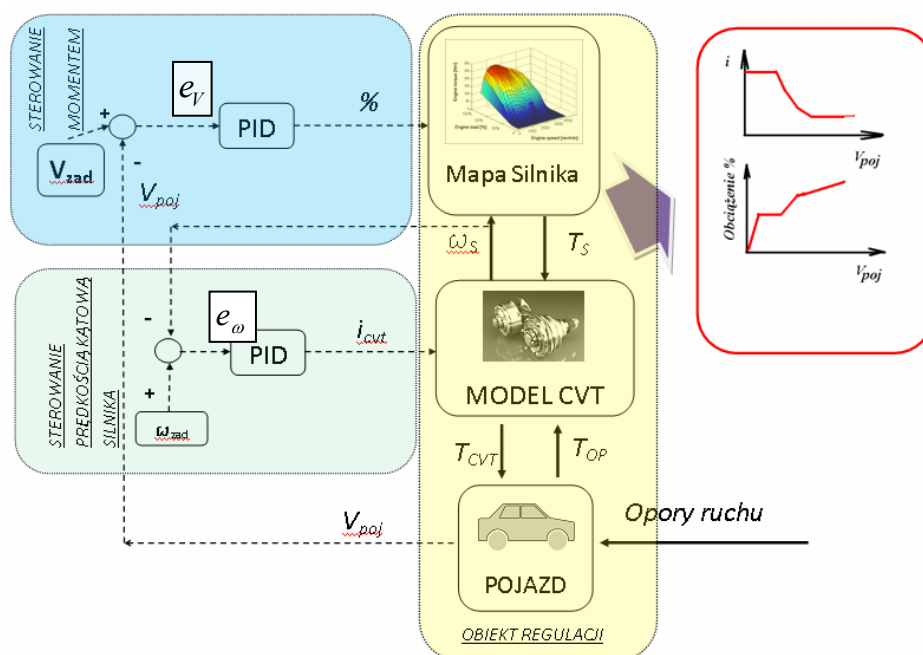
Prezentowany układ regulacji ma następujące zmienne sterowane:

- stopień obciążenia silnika [%],
- przełożenie przekładni CVT [-].

Wartość przełożenia przekładni CVT wpływa na zmianę prędkości kątowej silnika, a także na jego obciążenie, natomiast stopień obciążenia silnika wpływa na jego moment obrotowy. Zmienne sterowania są nazywane stopniami swobody układu [8, 9].

3. Budowa modelu układu napędowego

Koncepcję układu sterowania zrealizowano za pośrednictwem modelu symulacyjnego w programie Matlab R2008b Simulink, którego schemat przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat sterowania układem napędowym do budowy modelu w programie Matlab R2008a/Simulink [17]

Fig. 1. Powertrain steering schema used at modeling with Matlab R2008a/Simulink [17]

W układzie regulacji ze sprzężeniem zwrotnym wykorzystano dwa (zgodnie z liczbą stopni swobody układu) regulatory PID tworzące dwa obwody sterowania:

1. Sterowanie momentem obrotowym silnika przez zmianę stopnia obciążenia silnika. Na podstawie zadanego przyspieszenia pojazdu określono wymaganą wartość prędkości

pojazdu, która stanowi wartość zadaną dla rozpatrywanego obwodu sterowania. Porównując wartość tej prędkości V_{ZAD} z jej aktualną wartością V_{POJ} , wyznaczono uchyb regulacji e_V , na podstawie którego w regulatorze PID obliczany jest sygnał będący stopniem obciążenia silnika [%].

2. Sterowanie prędkością kątową silnika przez zmianę przełożenia przekładni bezstopniowej CVT. Porównując wartość prędkości kątowej silnika ω_S z zadaną ω_{ZAD} , wyznaczono uchyb regulacji e_ω , na podstawie którego w regulatorze PID obliczany jest sygnał odpowiadający przełożeniu przekładni bezstopniowej CVT. Przełożenie przekładni bezstopniowej zmienia się w ten sposób, że zapewnia możliwie długą (w ramach rozpiętości przełożeń przekładni CVT) pracę silnika ze stałą zadaną prędkością kątową.

4. Wyniki badań symulacyjnych

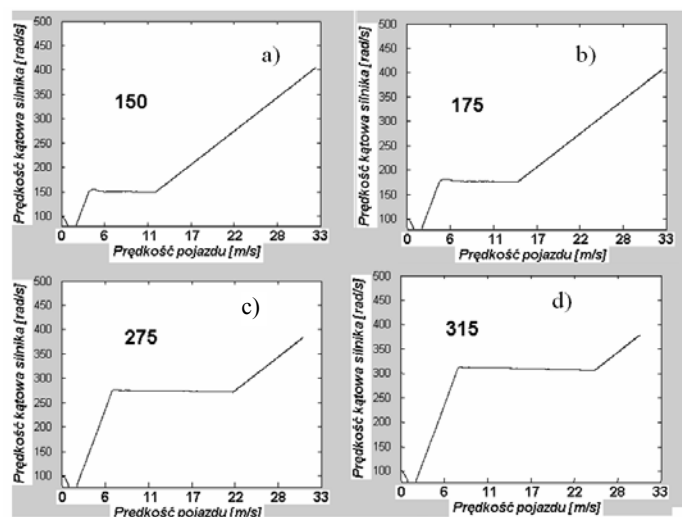
Poniżej na rysunku 2 przedstawiono przebiegi prędkości kątowej silnika w funkcji prędkości pojazdu podczas rozpędzania pojazdu dla ww. przyjętego układu sterowania w czterech wariantach, zdefiniowanych zgodnie z pracą [17]:

- a) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 150 rad/s – wariant I,
- b) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 175 rad/s – wariant II,
- c) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 275 rad/s – wariant III,
- d) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 315 rad/s – wariant IV.

Przyjęto jako wartość zadaną czas 20 s rozpędzania pojazdu od prędkości 0 m/s do 30 m/s.

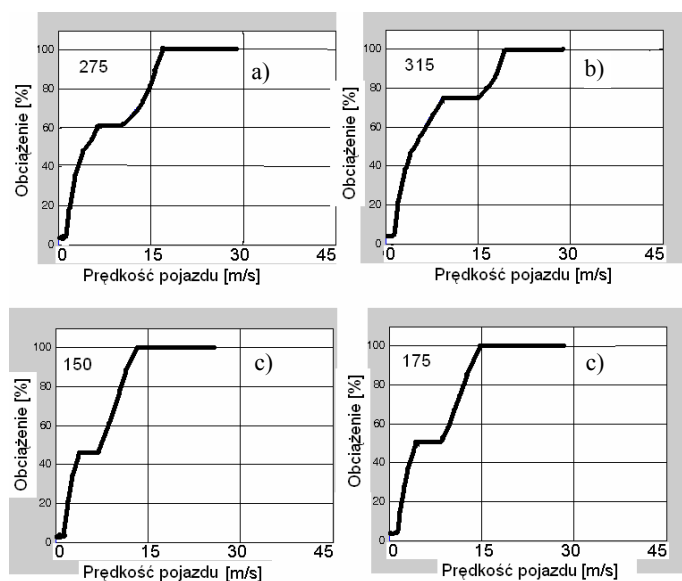
Na rysunkach 2–5, przedstawiono przebiegi prędkości kątowej silnika, stopnia obciążenia silnika i przełożenia całkowitego. Można wyróżnić następujące fazy pracy układu sterowania:

- a) FAZA I – rozpędzanie pojazdu przy stałym przełożeniu CVT. W tej fazie silnik osiąga założoną stałą prędkość kątową. Zwiększając wartość tej prędkości, zwiększa się udział procentowy FAZY I kosztem FAZY III w całym cyklu rozpędzania, przesuwając jednocześnie punkt rozpoczęcia FAZY II (ustalenie prędkości kątowej silnika – rys. 2, i jego obciążenia – rys. 3, zmiana przełożenia przekładni CVT – rys. 4 i 5).
- b) FAZA II – rozpędzanie pojazdu przy stałej prędkości kątowej silnika. W tej fazie następuje ciągła zmiana przełożenia przy stałej (założonej) prędkości kątowej silnika. Zmiana punktu stałej prędkości kątowej silnika wpływa na udział procentowy tej fazy w całym cyklu.
- c) FAZA III – rozpędzanie pojazdu przy wzroście prędkości kątowej silnika i stałej wartości przełożenia. Zwiększając wartość punktu stałej prędkości kątowej silnika, zmniejszamy udział procentowy tej fazy w całym cyklu na rzecz FAZY I.



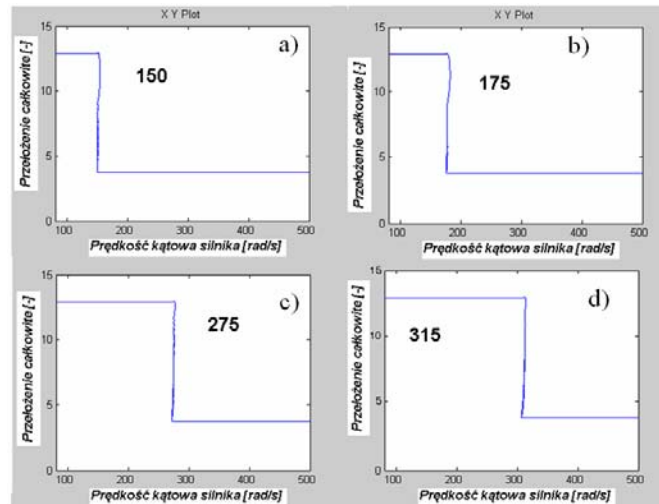
Rys. 2. Przebieg zmienności prędkości kątowej silnika z utrzymaniem jej stałej wartości na poziomie: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s w funkcji prędkości pojazdu [16]

Fig. 2. Engine angular velocity course as the vehicle velocity function with constant holding this value at level: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s [16]



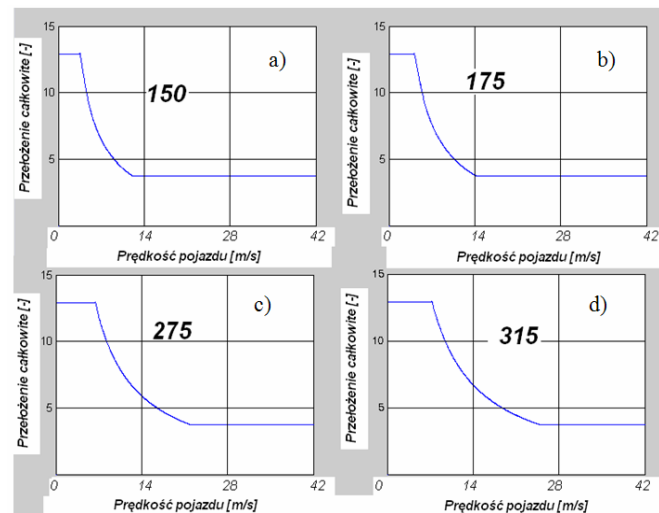
Rys. 3. Przebieg zmienności stopnia obciążenia silnika z utrzymaniem jego stałej prędkości kątowej na poziomie: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s w funkcji prędkości pojazdu [17]

Fig. 3. Engine load course as the vehicle velocity function with constant holding this value at level: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s [17]



Rys. 4. Przebieg zmienności przełożenia całkowitego przekładni CVT z utrzymaniem stałej prędkości kątowej silnika na poziomie: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s w funkcji prędkości pojazdu [16]

Fig. 4. CVT shift ratio course as the engine angular velocity function with constant holding this value at level: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s [16]



Rys. 5. Przebieg zmienności przełożenia przekładni CVT z utrzymaniem jego stałej prędkości kątowej na poziomie: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s w funkcji prędkości pojazdu [17]

Fig. 5. CVT shift ratio course as the vehicle velocity function with constant holding this value at level: a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s [17]

5. Procedura budowania mapy sterowania przekładnią CVT

Pojęcie mapy sterowania przekładnią CVT wprowadzono przez analogię do istniejącego już w technice motoryzacyjnej pojęcia mapy sterowania silnikiem. Wprowadzenie mapy sterowania przekładnią CVT do modelu symulacyjnego może pozwolić na zastąpienie dwóch regulatorów typu PID w dwóch obwodach sterowania regulacją proporcjonalną o nieliniowych parametrach. Wczytanie map będących wynikiem wcześniejszych obliczeń numerycznych skraca czas badań symulacyjnych.

Analogicznie przeprowadzono badania symulacyjne dla całego zakresu dostępnych przyspieszeń pojazdu, tj. od zerowego do maksymalnego przyspieszenia, ze względu na przebieg zmienności przełożenia przekładni CVT (rys. 4 i 5). W ten sposób otrzymano bazę danych zawierającą przebiegi zmienności przełożenia przekładni CVT w zależności od zmieniającej się zadanej dynamiki ruchu pojazdu. Dla uproszczenia przyjęto, że maksymalnemu położeniu pedału przyspieszenia odpowiada prędkość maksymalna pojazdu, położenia pośrednie określono jako proporcjonalne (50% położenia maksymalnego pedału przyspieszenia odpowiada 50% prędkości maksymalnej).

Przykład: Zmiana położenia pedału przyspieszenia od 0% do 100% oznacza, że chcemy osiągnąć prędkość maksymalną z maksymalnym przyspieszeniem, czyli w czasie 13,4 s osiągniemy prędkość 28 m/s (czas rozpędzania zgodny z danymi producenta dla modelowanego pojazdu).

Dla jazdy ustalonej przyporządkowano położenia pedału przyspieszenia wynikające z oporów ruchu pojazdu bez uwzględnienia sił bezwładności.

Przyjmując zależność

$$i_c = i_{CVT} * i_{pg} \quad (1)$$

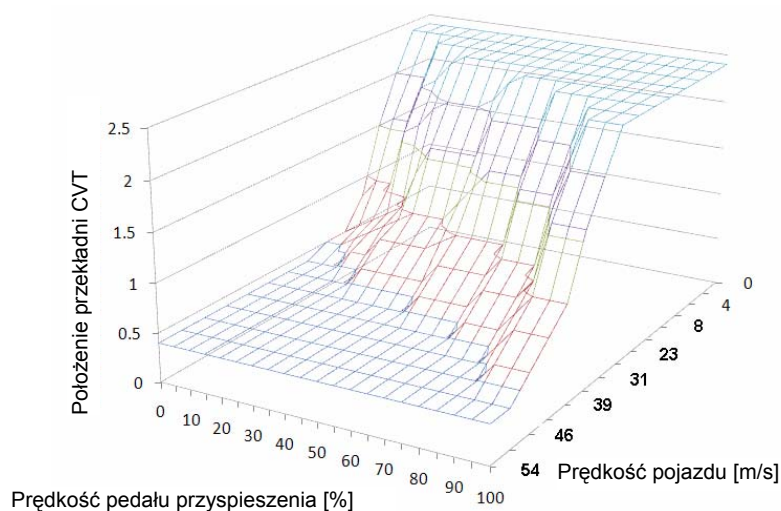
gdzie:

- i_c – przełożenie całkowite,
- i_{CVT} – przełożenie przekładni CVT,
- i_{pg} – przełożenie przekładni głównej, stałe,

można stwierdzić, że dla przebiegów zmiany przełożenia całkowitego i przekładni CVT przełożenie przekładni głównej jest współczynnikiem skali tych charakterystyk.

Dla powyższej interpretacji położenia pedału przyspieszenia przeprowadzono badania symulacyjne. Otrzymano przebieg zmiany przełożenia całkowitego w funkcji prędkości pojazdu dla kolejnych położenia pedału przyspieszenia. Powyższe wyniki zestawiono w postaci trójwymiarowej mapy, tj. przebiegu zmiany przełożenia całkowitego przekładni CVT w funkcji prędkości pojazdu i położenia pedału przyspieszenia, czyli tzw. mapy sterowania przekładnią CVT (rys. 6). Na poniższej mapie można zauważyć:

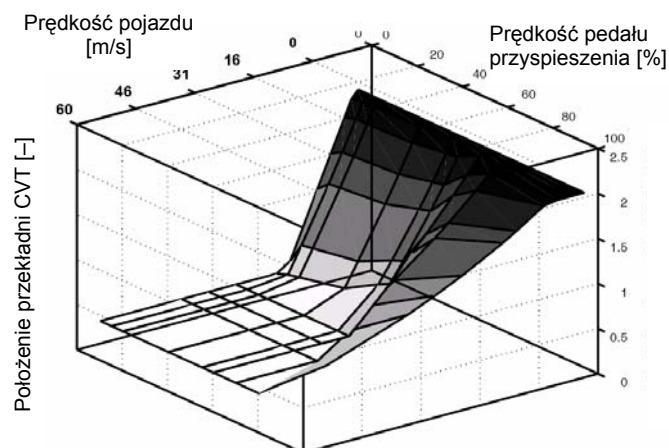
- obecność FAZ I, II, III dla kolejnych położenia pedału przyspieszenia,
- spadek przełożenia całkowitego wraz ze wzrostem prędkości pojazdu,
- wzrost przełożenia całkowitego wraz ze wzrostem stopnia wychylenia pedału przyspieszenia dla danej prędkości kątowej silnika,
- wzrost długości FAZY I wraz ze wzrostem wychylenia pedału przyspieszenia, czyli wraz ze wzrostem wymaganego przyspieszenia,
- wzrost długości FAZY II wraz ze wzrostem wartości zadanej stałej wartości prędkości kątowej silnika (Warianty I–IV z rozdz. 4).



Rys. 6. Mapa sterowania przekładnią CVT w układzie napędowym z silnikiem ZS

Fig. 6. CVT transmission steering map at powertrain with Diesel engine

Dla porównania, na rys. 7 przedstawiono mapę sterowania przekładnią CVT pracującej w układzie napędowym z silnikiem ZI [8], która potwierdza prawidłowości otrzymanej z badań mapy sterowania zamieszczonej na rys. 6. Widoczne są na niej charakterystyczne trzy FAZY pracy układu sterowania, a także udział poszczególnych FAZ, podobnie jak dla proponowanej mapy z rys. 6.

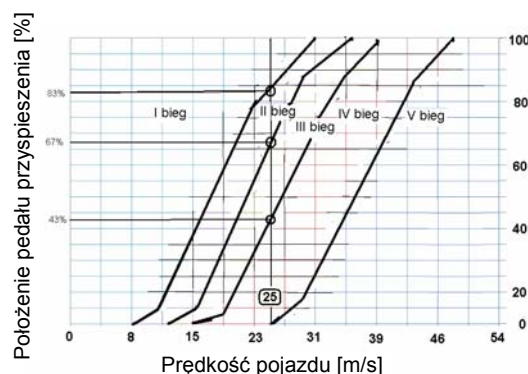


Rys. 7. Mapa sterowania przekładnią CVT z pracy [9]

Fig. 7. CVT transmission steering map from article [9]

5.1. Praca przekładni CVT w trybie sekwencyjnym

Sprowadzając wyniki z rysunku 6 do układu płaskiego (rys. 9), zaproponowano pięć przedziałów dla przełożenia przekładni CVT w funkcji położenia pedału przyspieszenia. Przyporządkowując każdemu z ww. przedziałów wybraną wartość przełożenia przekładni (z danego zakresu), otrzymujemy charakterystykę przełączania biegów dla sekwencyjnego trybu pracy przekładni CVT. Wraz ze wzrostem wychylenia pedału przyspieszenia wzrasta prędkość kątowa silnika, dla której wystąpi zmiana biegu.



Rys. 8. Przebieg zmiany położenia pedału przyspieszenia dla kolejnych przedziałów przełożeń przekładni CVT w funkcji prędkości kątowej silnika

Fig. 8. Acceleration pedal position coarse for following shift of CVT transmission intervals as the engine angular velocity function

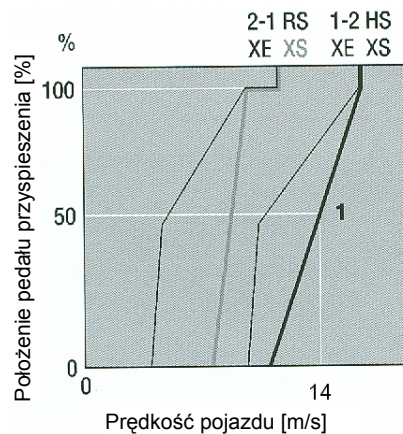
Przykładowo, dla prędkości pojazdu $V_{POJ} = 25$ m/s przedstawionej na rys. 8 w postaci linii pionowej, otrzymujemy zakresy położenia pedału przyspieszenia dla kolejnych biegów:

- 0–43% położenia pedału przyspieszenia dla biegu IV,
- 43–67% położenia pedału przyspieszenia dla biegu III,
- 68–83% położenia pedału przyspieszenia dla biegu II,
- 84–100% położenia pedału przyspieszenia dla biegu I.

W ramach powyżej zdefiniowanych krzywych zmiany przełożenia przekładni CVT w trybie sekwencyjnym konieczne jest rozszerzenie proponowanej mapy o krzywe zmiany biegów z niższego na wyższy i odwrotnie, analogicznie do przedstawionej na rys. 9 charakterystyki przełączania biegów przekładni stopniowej automatycznej [15].

Rozróżnienie chwili zmiany przełożenia z biegu niższego na wyższy i odwrotnie związane jest przede wszystkim z zapewnieniem stabilności układu. Jazda w pobliżu jednej linii zmiany biegu wiązałaby się z bardzo częstą zmianą z biegu niższego na wyższy i odwrotnie. Wprowadzając dwie krzywe przełączania jak na rys. 9, programowo zapewniamy stabilność układu, tworząc tzw. histerezę. Dodatkowo krzywe zmiany biegu z wyższego na niższy związane są ze zmniejszaniem prędkości pojazdu, czyli tzw. hamowaniem silnikiem i dlatego odpowiadają im inne prędkości pojazdu niż dla przełączania biegu z niższego na wyższy. W omawianym modelu zagadnienie hamowania silnikiem pominięto z powodu braku informacji o zachowaniu się silnika na charakterystyce uniwersalnej dla tych ob-

szarów pracy. W związku z tym nie wyznaczono charakterystyk przełączania odpowiadających procesowi hamowania silnikiem.



Rys. 9. Przykładowa charakterystyka przełączania na bieg wyższy i redukcji dla strategii jazdy ekonomicznej XE i dynamicznej XS [15]

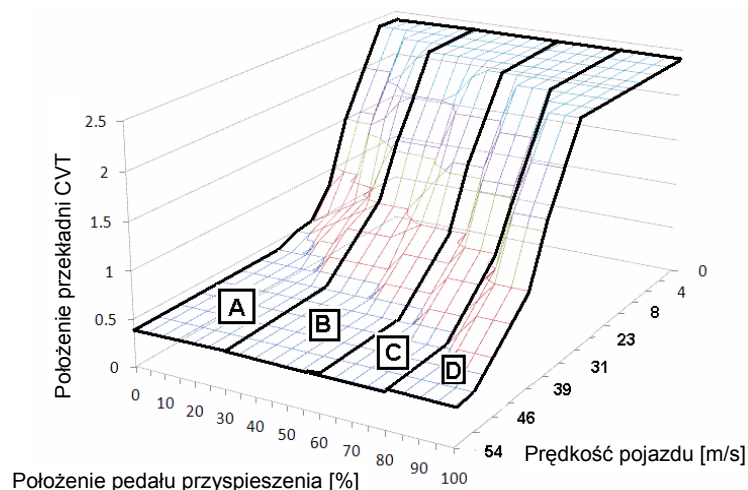
Fig. 9. Example Up and Down shift characteristic for economic (XE) and dynamic (XS) strategy [15]

Z porównania rysunków 8 i 9 wynika, że otrzymane krzywe przełączania biegów dla przekładni CVT pracującej w trybie sekwencyjnym w rozpatrywanym układzie napędowym wydają się być prawdopodobne.

5.2. Strategie jazdy dla układu napędowego z przekładnią CVT

Analizując wpływ punktu stałej prędkości kątowej silnika na emisję poszczególnych toksycznych składników spalin i przebiegowe zużycie paliwa, opierając się na pracy [17], można przyjąć następujące strategie jazdy:

- Strategia jazdy ekologicznej i ekonomicznej, która powinna realizować pracę układu zgodnie z wariantem I (rozdz. 4). Dla tej strategii przyjęto największy współczynnik wagi dla emisji NO_x , (patrz [12]). W ramach tej strategii silnik powinien pracować w obszarach niskiej emisji toksycznych składników spalin, szczególnie dla NO_x , a także w obszarach niskich wartości jednostkowego zużycia paliwa.
- Strategia jazdy dynamicznej powinna realizować pracę układu zgodnie z wariantem II (rozdz. 4). Dla tej strategii przyjęto kryterium największego momentu obrotowego. Wariant II jest najbliższy prędkości kątowej maksymalnego momentu obrotowego silnika w rozpatrywanym układzie napędowym z przekładnią CVT.
- Strategia jazdy ze średnimi prędkościami, która powinna realizować pracę układu zgodnie z wariantem III (rozdz. 4), aby silnik pracował z prędkościami kątowymi z zakresu od 200 rad/s do 300 rad/s.
- Strategia jazdy z dużymi prędkościami, która powinna realizować pracę układu zgodnie z wariantem IV (rozdz. 4), aby silnik pracował z prędkością kątową powyżej 300 rad/s.



Rys. 10. Mapa sterowania przekładnią CVT w układzie napędowym z silnikiem ZS z zakresami proponowanych strategii sterowania

Fig. 10. CVT transmission steering map at powertrain with Diesel engine with proposed steering strategies areas

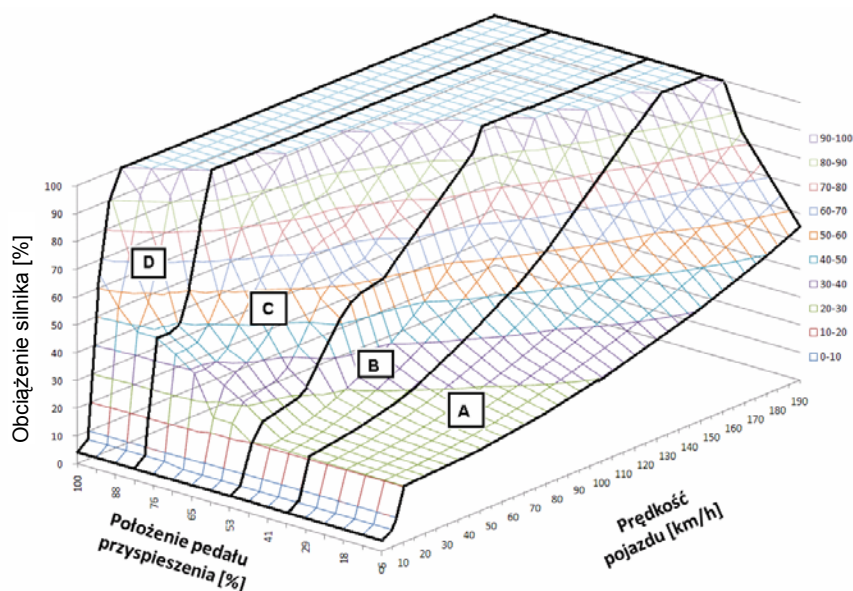
Porównując zakresy położenia pedału przyspieszenia dla kolejnych biegów z powyższą definicją poszczególnych strategii jazdy, można zaproponować następujące przyporządkowanie zakresów położenia pedału przyspieszenia do strategii sterowania (rys. 10):

- a) 0–35% położenia pedału przyspieszenia dla strategii jazdy ekonomicznej–ekologicznej,
- b) 36–55% położenia pedału przyspieszenia dla strategii jazdy dynamicznej,
- c) 56–80% położenia pedału przyspieszenia dla strategii jazdy ze średnimi prędkościami,
- d) 81–100% położenia pedału przyspieszenia dla strategii jazdy z dużymi prędkościami.

6. Procedura budowania mapy sterowania silnikiem w układzie napędowym z przekładnią CVT

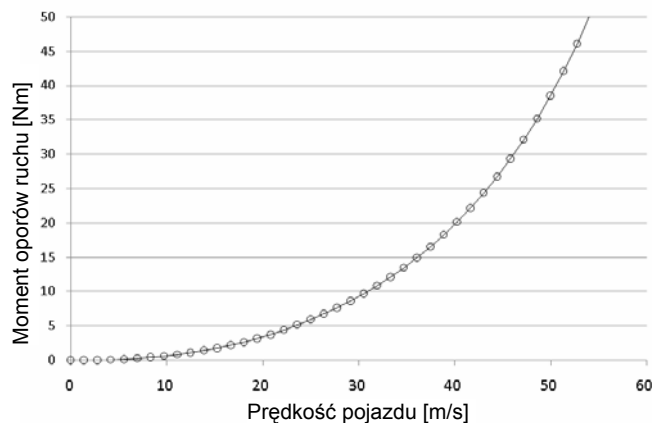
Rozpatrując przebieg stopnia obciążenia silnika dla przeprowadzonych badań symulacyjnych, otrzymano bazę danych zawierającą przebiegi zmienności stopnia obciążenia silnika w zależności od zmieniającej się dynamiki ruchu pojazdu.

Dla interpretacji położenia pedału przyspieszenia opisanej w punkcie 5 przyporządkowano wyniki badań symulacyjnych dla prób od warunków jazdy ustalonej do jazdy z maksymalnymi przyspieszeniami. Przygotowane w ten sposób wyniki badań wykorzystano do zbudowania trójwymiarowej mapy sterowania silnikiem w układzie napędowym z przekładnią CVT (rys. 11). Dla mapy tej wprowadzono także cztery przedziały położenia pedału przyspieszenia odpowiadające zaproponowanym strategiom sterowania (rys. 11).



Rys. 11. Mapa sterowania silnikiem o ZS w układzie napędowym z przekładnią CVT

Fig. 11. Diesel engine steering map at powertrain with CVT transmission



Rys. 12. Moment oporów ruchu zredukowany na wałek wejściowy przekładni CVT w funkcji prędkości pojazdu dla rozpatrywanego układu napędowego

Fig. 12. Air resistance moment reduced at input shaft of CVT transmission as vehicle speed function for desired powertrain

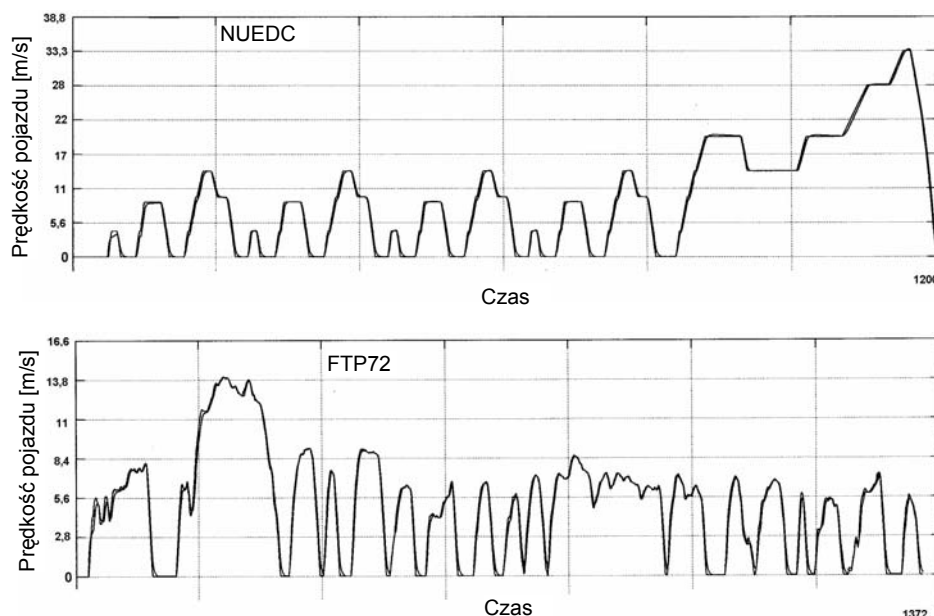
Na mapie sterowania silnikiem można zauważyć:

- obecność FAZ I, II, III dla kolejnych położeń pedału przyspieszenia,
- wzrost stopnia obciążenia silnika wraz ze wzrostem prędkości pojazdu,

- dla stałego położenia pedału przyspieszenia wzrost stopnia obciążenia silnika wraz ze wzrostem prędkości pojazdu ze względu na zwiększające się opory ruchu,
- dla położenia pedału przyspieszenia do ok. 50% decydujący wpływ na krzywe sterowania silnikiem mają nieinercyjne opory ruchu, przedstawione na rys. 12,
- dla położenia pedału przyspieszenia powyżej 50% widoczny jest wpływ sił bezwładności na wartość oporów ruchu.

Zaproponowane mapy sterowania w rozdz. 5 i 6 wczytano do modelu symulacyjnego. Przeprowadzono badania symulacyjne z zaproponowanymi mapami sterowania dla dwóch cykli przyjętych z testów toksyczności spalin, tj. NUEDC i FTP 72 (rys. 13).

W wyniku powyższych prób stwierdzono, że czas obliczeń zmniejszył się czterokrotnie przy nieznacznym kilkuprocentowym zwiększeniu błędu odwzorowania prędkości pojazdu. Próby te potwierdziły prawidłowość zaproponowanej procedury budowy map sterowania układem napędowym z silnikiem ZS i przekładnią CVT.



Rys. 13. Zadana i zrealizowana prędkość pojazdu w funkcji czasu w cyklu NUEDC i FTP72

Fig. 13. Demanded and realized vehicle speed as the time function at NUEDC and FTP72 cycle

7. Wnioski

1. Istnieje możliwość zastąpienia regulatorów PID przy sterowaniu układem napędowym z silnikiem ZS i przekładnią CVT trójwymiarowymi mapami sterowania przekładnią CVT i silnikiem (rys. 10 i 11).

2. Ze względu na możliwość skrócenia czasu obliczeń symulacyjnych, celowe jest opracowanie map sterowania wg proponowanej procedury w celu skrócenia czasu obliczeń w badaniach symulacyjnych.
3. Proponowane mapy sterowania mogą stanowić bazę do opracowania sterowania mikroprocesorowego układu napędowego z przekładnią CVT.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007/2008 jako projekt badawczy rozwojowy o nr N 509 051 32/3749 (grant promotorski).

Literatura

- [1] Bernhardt M., Michałowski J., Radzimirski S., *Motoryzacyjne skażenie powietrza*, WKiŁ, Warszawa 1976.
- [2] Brace C.J., Deacon M., Vaughan N.D., Burrows C.R., *Operating point optimizer for integrated diesel CVT powertrain*, Application of Powertrain and Fuel Technologies to Meet Emissions Standards for the 21st Century, Seminar code C517, June 1996.
- [3] Dębicki M., *Teria samochodu, teoria napędu*, WNT, Warszawa 1971.
- [4] Jantos J., *Zintegrowane sterowanie samochodowym, spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły*, monografia PO, 2003.
- [5] Pawelski Z., Pałczyński T., *Wpływ krzywej sterowania przekładnią CVT na zużycie paliwa i emisję spalin układu napędowego z silnikiem o ZS w cyklu ECE*, KONES 2007.
- [6] Pawelski Z., Pałczyński T., *Model przekładni bezstopniowej z uwzględnieniem tarcia kulombowskiego*, Badanie symulacyjne w technice motoryzacyjnej, Susec 2008.
- [7] Pawelski Z., Pałczyński T., *Linie optymalne sterowania silnikiem*, Archiwum Motoryzacji 1/2007.
- [8] Bas G.V., *Component Control for the Zero Inertia Powetrain*, CIP-DATA Library Technische Universiteit Eindhoven.
- [9] Carbone G., Mangialardi L., Veenhuizen P.A., *Dynamics of CVT: comparison between theory and experiments*, 12th IFToMM World Congress, Besancon (France), June 18–21, 2007.
- [10] Tenberge P., *Power Transmission in Continuously Variable Chain-Gears A new mathematical model for very fast calculation of chain forces, clamping ratio, slip, and efficiency*, http://www.tu-chemnitz.de/mb/MaschElem/pdf/PowerTransmission_in_Chain_CVTs.pdf.
- [11] Nikiel G., *Optymalizacja wielokryterialna w projektowaniu procesów wytwarzania – wybrane zagadnienia (Raport z badań własnych)*, ATH Bielsko-Biała 2004, www.ath.bielsko.pl/~gnikiel/publik/optym.pdf.
- [12] Pawelski Z., Pałczyński T., *Linie optymalne sterowania silnikiem*, Archiwum Motoryzacji 1/2007.
- [13] Pałczyński T., *Badania symulacyjne układu napędowego z przekładnią CVT*, praca dyplomowa, Instytut Pojazdów PŁ, czerwiec 2002.

- [14] Pawełski Z., Pałczyński T., *Procedura analizy stanów dynamicznych pracy silnika spalinowego w układzie napędowym z przekładnią CVT z wykorzystaniem programu Matlab-Simulink*, Dynamical Systems Theory and Applications DSTA, 2007 December 17–20 Łódź, Poland.
- [15] Elektroniczne sterowanie skrzynką biegów EGS, Informator techniczny BOSCH 2005.
- [16] Pawełski Z., Pałczyński T., *Własności sterowania układem napędowym z przekładnią CVT i silnikiem o ZS*, KONES 2008.
- [17] Mruk A., Pawełski Z., Pałczyński T., *Koncepcja sterowania układem sterowania z silnikiem o ZS i przekładnią CVT*, Archiwum Motoryzacji 1/2008.