

THE PROPERTIES OF POWERTRAIN WITH DIESEL ENGINE AND CVT TRANSMISSION STEERING

Zbigniew Pawleski, Tomasz Palczyński

Vehicle Institute, Construction and Operating of Machines

Żeromskiego Street 116, 90-924 Łódź, Poland

tel.: +48 42 6312392, fax: +48 22 6312398

e-mail: pawelski@p.lodz.pl

tomaszpalczynski@wp.pl

Abstract

At this paper there were described properties of powertrain with diesel engine and CVT transmission. At this system, engine load is not directly proportional to acceleration pedal position. Position of this pedal is only interpreted as the driver will, about demanded vehicle speed, and the way of achievement of it (dynamic, economic drive) in other word strategy choose. Nowadays ecologic conditionings, it means EURO 3, 4, 5 standards, requires from drive strategies to be ecologic. Decision of shift value and engine load (proportional to fuel dose, 100% for maximal dose) is elaborated at primary controller, in spite of driver, enabling economic and ecologic powertrain work. CVT transmission introducing additional degree of freedom to powertrain facilitate above steering strategies realization. Presented system has possibility, within the framework of possessed degrees of freedom, the realization of the modes of economic drive or dynamic drive. Assuming given acceleration in vehicle impetus gaining cycle, system is in possession of only one degree of freedom (the point of the constant angular engine speed) limiting the performance of system in optimum areas (proportional participation of PHASE II in all vehicle impetus gaining cycle). Advantages resultant from the above mentioned control method are particularly visible in the vehicle impetus gaining cycle, to the speed of 15 m/s, characteristic for the municipal conditions. For proposed control variant with „test 150” one is observing the lowering of the fuel expenditure and also lowering of toxic elements exhaust emmissions. In the case of the emissions, decrease was at the level of 28% in comparison with the worst variant (regarding to this criteria) „test 315”; for cruise expenditure of fuel we obtain decrease about 17% for analogous tests.

Keywords: engine steering, continuous variable transmission, fuel consumption, exhaust emission, modelling and simulation of vehicle powetrain

WŁASNOŚCI STEROWANIA UKŁADU NAPĘDOWEGO Z SILNIKIEM O ZS I PRZEKŁADNIĄ CVT

Streszczenie

W pracy zaprezentowano własności sterowania układu napędowego pojazdu z silnikiem o ZS i przekładnią bezstopniową CVT. W tym układzie, obciążenie silnika nie jest wprost proporcjonalne do położenia pedału przyspieszenia. Położenie pedału przyspieszenia jest interpretowane jako informacja o woli kierowcy, o zadanej prędkości pojazdu i sposobie jej osiągnięcia (jazda dynamiczna, ekonomiczna), czyli wyborze strategii jazdy. Obecne uwarunkowania ekologiczne tj. normy EURO 3, 4, 5, wymagają by odpowiadające im strategii jazdy były realizowane ekologiczne. Decyzja o wyborze przełożenia i stopniu obciążenia silnika (proporcjonalnym do wielkości dawki oleju napędowego, 100% dla dawki maksymalnej) jest podejmowana w sterowniku nadrzędnym, poza kierowcą, pozwalając ostatecznie na ekonomiczną i ekologiczną pracę całego układu napędowego. Przekładnia CVT wprowadzając do układu napędowego dodatkowy stopień swobody ułatwia realizację w/w strategii sterowania. Prezentowany układ ma możliwość, w ramach posiadanych stopni swobody, realizacji trybów jazdy ekonomicznej czy dynamicznej (Tab. 2 próba 150 i 315). Przyjmując zadane przyspieszenie w cyklu rozpędzania pojazdu, układ posiada tylko jeden stopień swobody (punkt stałej prędkości kątowej silnika) ograniczający pracę układu w obszarach optymalnych. (udział procentowy FAZY II w całym cyklu rozpędzania). Korzyści wynikające z powyższego sposobu sterowania są szczególnie widoczne w fazie rozpędzania pojazdu, do prędkości 15 m/s, charakterystycznej dla warunków miejskich. Dla proponowanego wariantu sterowania z „próbą 150” obserwuje się obniżenie zużycia

paliwa a także toksycznych składników spalin. W przypadku emisji spadek ten wyniósł 28% w porównaniu do najgorszej pod względem tego kryterium wariantu tj. „próby 315”; dla przebiegowego zużycia paliwa uzyskujemy zmniejszenie o 17% dla analogicznych prób.

Słowa kluczowe: sterowanie silnikiem, przekładnia bezstopniowa, zużycie paliwa, emisja toksycznych składników spalin, modelowanie i symulacja układów napędowych pojazdów

1. Wstęp

Przekładnia bezstopniowa, ze względu na możliwość ciągłej zmiany przełożenia, wprowadza do układu napędowego dodatkowy stopień swobody. Umożliwia pełne wykorzystanie mocy silnika wg 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 do momentów 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, patrz [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 którym współczynnik tarcia i sprawność wprowadzono do modelu w postaci trójwymiarowych map, zbudowanych w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych z pracy [8].

Prezentowany układ regulacji posiada następujące zmienne sterowane:

- a) stopień obciążenia silnika [%],
- b) 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].

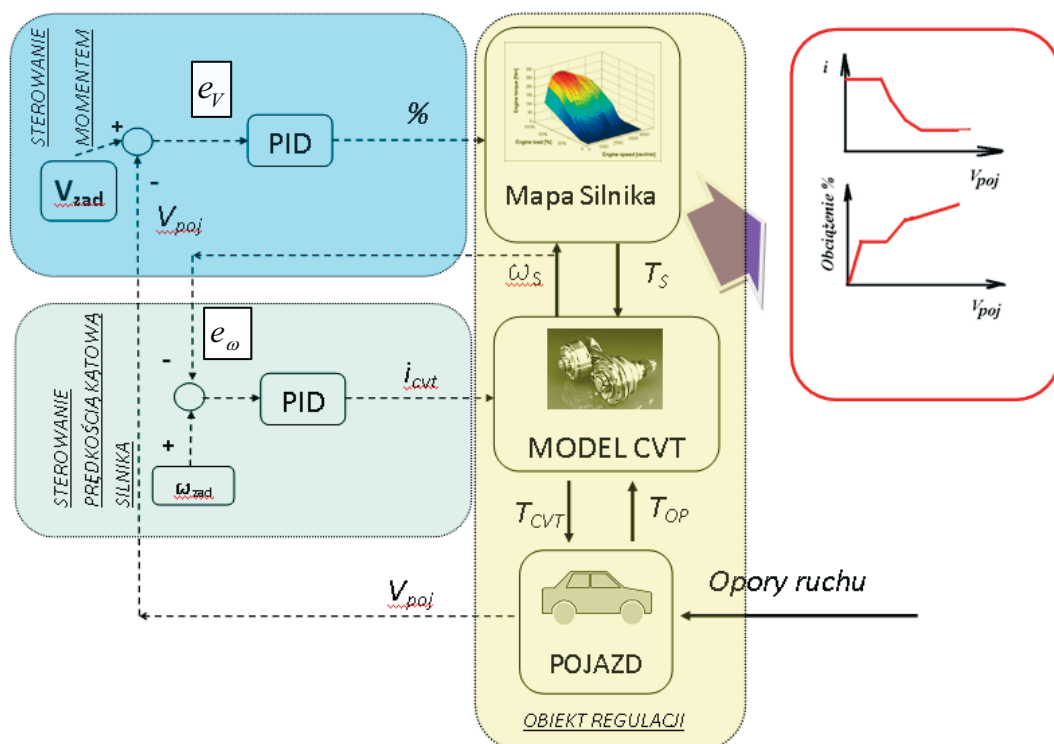
3. Budowa modelu układu napędowego

Powyżej zaproponowana koncepcja układu sterowania została zrealizowana przy użyciu modelu symulacyjnego w programie Matlab R2008b Simulink, którego schemat przedstawia Rys. 2.

W układzie regulacji, Rys. 2, ze sprzężeniem zwrotnym wykorzystano dwa (zgodnie z liczbą stopni swobody układu) regulatory PID.

W omawianym układzie mamy 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 obliczane jest wzmocnienie będące stopniem obciążenia silnika %. Moment obrotowy silnika zmienia się tak by zapewnić wymaganą prędkość pojazdu.
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 obliczane jest wzmocnienie odpowiadające 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.



Rys. 1. Schemat sterowania układem napędowym do budowy modelu w programie MatlabR2008a/Simulink

Fig. 1. Powertrain steering schema used at modeling with MatlabR2008a/Simulink

4. Wyniki badań symulacyjnych

Badania symulacyjne przeprowadzono dla wielu wariantów przebiegu prędkości zadanej V_{ZAD} i różnych wartości zadanej prędkości kątowej silnika ω_s . W poniższej pracy zaprezentowano wybrane cztery warianty pracy modelu, które obrazują podstawowe własności opisywanego układu sterowania, potwierdzając jego prawidłowość. Na Rys. 3 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych procesu rozpędzania pojazdu dla omawianego układu sterowania w czterech wariantach:

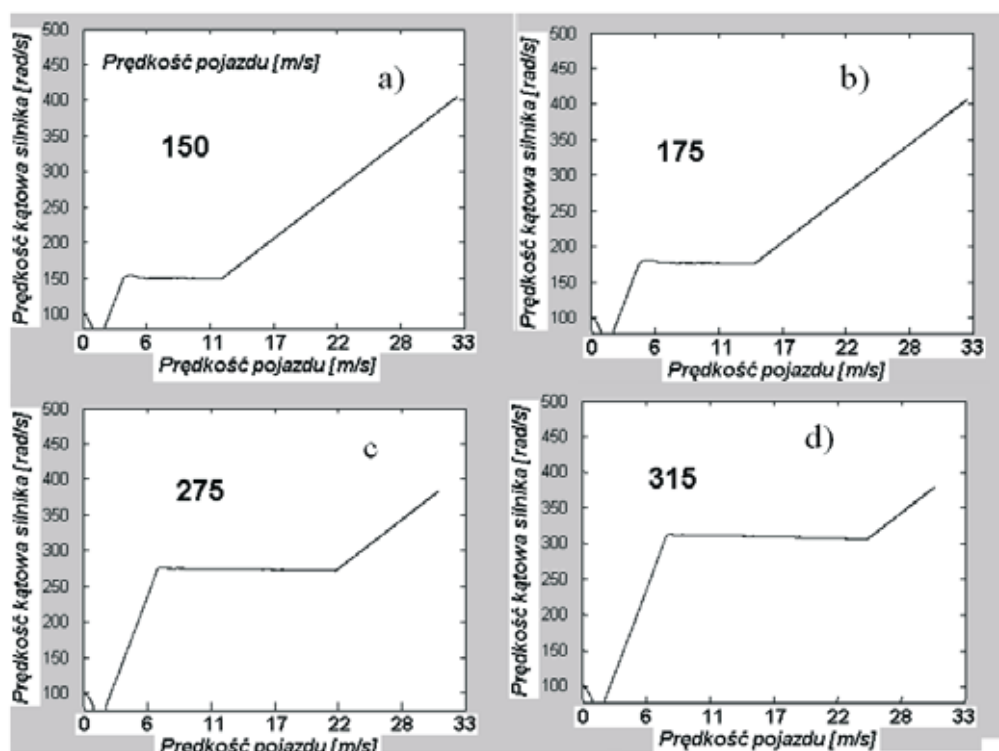
- a) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 150 [rad/s] - strategia minimalnej emisji NO_x ,
- b) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 175 [rad/s] - strategia jazdy dynamicznej,

- c) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 275 [rad/s] - strategia jazdy ze średnimi prędkościami,
- d) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 315 [rad/s] - strategia z dużymi prędkościami.

4.1. Fazy pracy układu

Na Rys. 2-3 przedstawiono przebiegi zmiennych sterujących (obciążenie i przełożenie) układem i jednej zmiennej sterowanej (prędkość kątowa silnika). Możemy 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, przesuując jednocześnie punkt rozpoczęcia Fazy II (ustalenie prędkości kątowej silnika, Rys. 2, i jego obciążenia, zmiana przełożenia przekładni CVT, Rys. 3),
- 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 - rozpędzania 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 w funkcji prędkości pojazdu z utrzymaniem jej stałej wartości na poziomie a) 150 rad/s, b) 175 rad/s, c) 275 rad/s, d) 315 rad/s

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]

Jak już wspomniano, układ sterowania zbudowano w ten sposób, że obydwa obwody sterowania są ze sobą sprzężone jedynie przez część mechaniczną modelu. Na poziomie sterowania, układy te są od siebie niezależne. Procentowy udział Fazy II w całym cyklu rozpędzania stanowi kinetyczne ograniczenie omawianego układu sterowania, jak poniżej:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{pocz,FAZA_II} = \omega_S * i_{calc,min} * r_d \\ V_{kon,FAZA_II} = \omega_S * i_{calc,maks} * r_d \end{array} \right\} \Rightarrow V_{pocz,FAZA_II} - V_{kon,FAZA_II} = \omega_S * r_d * (i_{calc,min} - i_{calc,maks}), \quad (1)$$

gdzie:

$V_{pocz,FAZA_II}$ - prędkość początkowa Fazy II [m/s],

ω_S - prędkość kątowa silnika [rad/s],

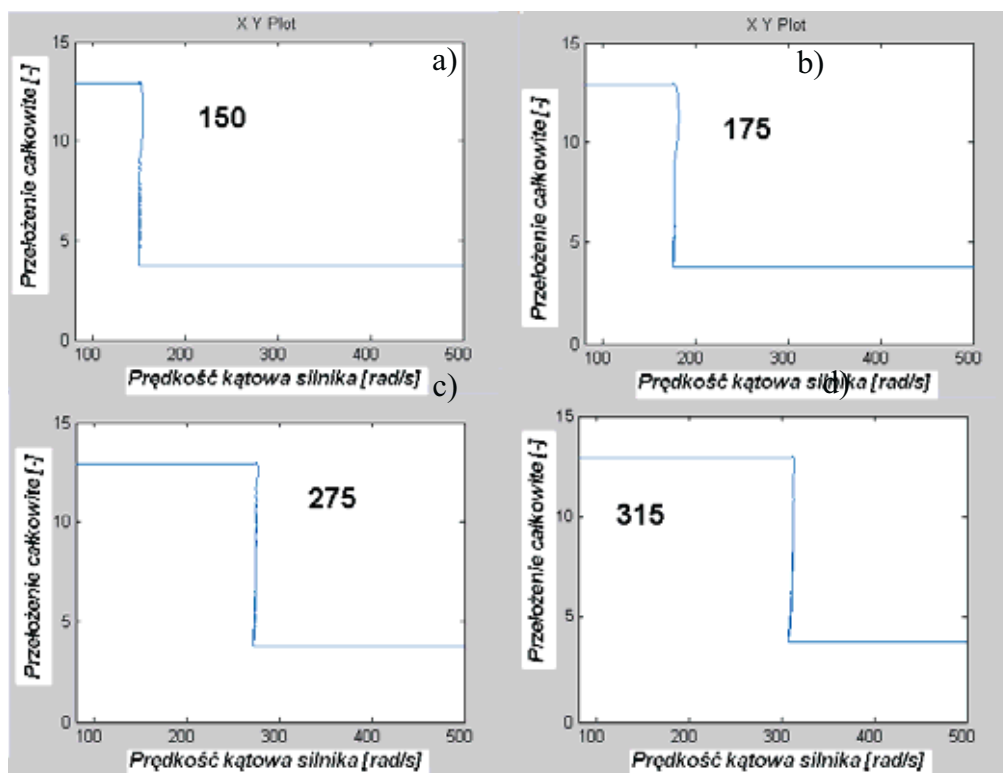
$V_{kon,FAZA_II}$ - prędkość końcowa Fazy II [m/s],

$i_{calc,maks;min}$ - przełożenie całkowite minimalne i maksymalne [-].

Jak wynika z powyższej zależności, wraz ze wzrostem prędkości kątowej silnika występuje wzrost wartości różnicy $V_{pocz,FAZA_II} - V_{kon,FAZA_II}$, czyli udziału procentowego Fazy II w całym cyklu rozpędzania pojazdu, Rys. 2.

4.2. Własności układu

Opisywany układ sterowania, zapewnia przebieg zmiany przełożenia w funkcji prędkości pojazdu jak na Rys. 3, dając możliwość wykorzystania pełnego zakresu przełożeń przekładni CVT do utrzymania stałej prędkości kątowej silnika.



Rys. 3. Przebieg zmienności przełożenia całkowitego w funkcji prędkości kątowej silnika z utrzymaniem jej stałej wartości na poziomie a) 350 rad/s, b) 350 rad/s, c) 150 rad/s, d) 175 rad/s

Fig. 3. Total shift 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]

W ramach FAZY II konieczna jest zmiana stopnia obciążenia silnika ze względu na rosnącą z kwadratem prędkości pojazdu siłę oporu powietrza. Przy zadanym stałym przyspieszeniu pojazdu siła bezwładności jest stała w funkcji prędkości pojazdu.

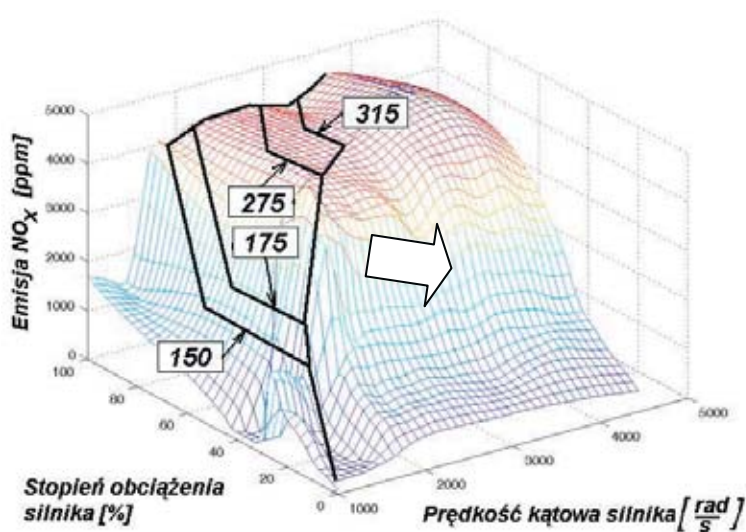
Przez zmianę punktu stałej prędkości kątowej silnika, możliwy jest wybór obszarów pracy silnika, dzięki czemu można powiązać ten punkt z wybraną strategią jazdy (ekonomiczna, dynamiczna, ekologiczna). Przykładowo, utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika w pobliżu maksymalnego momentu obrotowego zapewni dużą dynamikę pojazdu.

Dla tak przyjętej strategii sterowania, kolejne ograniczenie to stopień obciążenia silnika, który jest wielkością wynikową zadanych wielkości: punktu stałej prędkości kątowej silnika i wymaganego przyspieszenia. Wielkości te wpływają na stopień obciążenia silnika. W związku z tym, w celu zmiany punktu pracy silnika, przy zadanym punkcie stałej jego prędkości kątowej, mamy możliwość jedynie zmiany stopnia jego obciążenia, wpływając na wartość przyspieszenia pojazdu. Przy stałej prędkości kątowej silnika uzyskanej dzięki ciągłej zmianie przełożenia przekładni CVT, zwiększając stopień jego obciążenia, zwiększamy jego moment obrotowy a tym samym przyspieszenie pojazdu. Mechanizm ten może być wykorzystany podczas jazdy przy założonej stałej prędkości kątowej silnika i zadanym profilu prędkości pojazdu ze zmiennym przyspieszeniem.

Na podstawie powyższych rozważań, można sformułować wniosek, że proponowane sterowanie układem napędowym z przekładnią CVT, dla zadanej wartości przyspieszenia pojazdu, zapewnia tylko jeden stopień swobody w postaci punktu stałej prędkości kątowej silnika do wyboru optymalnego (np. strategia dynamiczna, ekonomiczna, ekologiczna) obszaru sterowania całym układem. Stopień obciążenia silnika jest wielkością wynikową, i zależy od zadanego przyspieszenia pojazdu.

Przy zadanym profilu prędkości pojazdu wynikającym z wybranego testu toksyczności spalin, obszary optymalne (wyznaczone dla charakterystyk uniwersalnych momentu obrotowego, jednostkowego zużycia paliwa, emisji poszczególnych toksycznych składników spalin) mogą być określone tylko w funkcji prędkości kątowej silnika. Chcąc rozszerzyć ich określenie w funkcji stopnia obciążenia silnika należałoby zdefiniować je dla kolejnych wartości zadanego przyspieszenia pojazdu.

Uwzględniając powyższe rozważania, przeanalizowano charakterystykę emisji NO_x . Na Rys. 4 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dla czterech powyżej wytypowanych prób na trójwymiarowej mapie emisji NO_x . Widoczny jest wpływ zmiany punktu stałej prędkości kątowej silnika na emisję NO_x . Punkty stałej prędkości kątowej silnika przypadają na różne poziomy wartości emisji analizowanego składnika spalin.



Rys. 4. Przebieg zmienności emisji NO_x w funkcji obciążenia silnika i jego prędkości kątowej silnika dla punktów stałej prędkości kątowej silnika o wartościach: 350 $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$, 350 $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$, 150 $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$, 175 $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Fig. 4. NO_x emission course as the engine load function with constant holding this value at level: a) 150 [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$], b) 175 [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$], c) 275 [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$], d) 315 [$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$]



Rys. 5. Obszary niskiej i wysokiej emisji NO_x
 Fig. 5. Low and height NO_x emission areas

Charakterystykę uniwersalną emisji NO_x silnika opisywanego układu napędowego można podzielić na dwa obszary, Rys. 5:

- niskiej emisji dla $\omega_s < 100; 180 >$ [rad/s] i stopień obciążenia silnika należący do przedziału 0-100% a także dla obciążeń poniżej 30% dla całego zakresu prędkości kątowych silnika,
- wysokiej emisji $\omega_s > 180$ [rad/s] i obciążeń powyżej 30%.

Ze względu na decydujący wpływ emisji NO_x na ogólną ocenę toksyczności spalin układów napędowych z silnikami o ZS [7], pominięto w tej pracy analizę trójwymiarowych map emisji CO i CH. Należy pamiętać że obszary optymalne dla CO, CH i NO_x nie pokrywają się.

Porównując ze sobą Rys. 4 i 5 zauważamy że praca układu napędowego dla próby 150, 175 powinna zapewnić niższą emisję NO_x . W związku z tym, w procesie rozpędzania pojazdu szczególnie dla prędkości pojazdu do 15 m/s (ze względu na emisję NO_x) celowe jest kontrolowanie prędkości kątowej silnika na możliwie niskim poziomie.

4.3. Wyniki badań symulacyjnych i ich analiza

W Tab. 1-2 i na Rys. 4, przedstawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych charakteryzujące wpływ zmiany punktu stałej prędkości kątowej silnika na przebiegowe zużycie paliwa, emisję toksycznych składników spalin.

Przebieg zadanej prędkości pojazdu przyjęto na podstawie założonego stałego przyspieszenia ($a = 1,4$ [m/s²], rozpędzanie pojazdu od prędkości 0 [m/s] do prędkości 14 [m/s] w czasie 10 s) dla wszystkich prób.

Poniżej w Tab. 1 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych procesu rozpędzania pojazdu do prędkości 14 [m/s] dla czterech wariantów stałej prędkości kątowej silnika, tj. 150 [rad/s], 175 [rad/s], 275 [rad/s], 315 [rad/s]. W tabeli zestawiono wielkości: średnie jednostkowe zużycie paliwa g_e [g/kWh], przebiegowe zużycie paliwa G_{100} wyrażone w [dm³/100 km], i emisję poszczególnych toksycznych składników spalin wyrażoną w [ppm]. Dla każdej kolumny porównano wartości dla kolejnych wariantów w ten sposób, że określono zmianę tego wskaźnika w stosunku do wartości maksymalnej. Wyniki tego porównania umieszczono w nawiasach i wyrażono w procentach.

Tab. 1. Warianty rozpędzania do prędkości 14 [m/s]
 Tab. 1. Acceleration to 14 m/s speed variants

Wariant	$g_e \left[\frac{g}{kWh} \right]$	$G_{100} \left[\frac{dm^3}{100km} \right]$	NO_x [ppm]	CO [ppm]	CH [ppm]
315	245 (0%)	19.8 (0%)	9220 (0%)	8602 (0%)	336 (0%)
275	240 (2%)	18.5 (7%)	8500 (8%)	7500 (13%)	300 (11%)
175	236 (4%)	17 (14%)	7500 (19%)	5500 (36%)	200 (40%)
150	232 (5%)	16.5 (17%)	6681 (28%)	4174 (51%)	165 (51%)

Przedstawione wyniki potwierdzają wpływ punktu stałej prędkości kątowej silnika na emisję NO_x , zmniejszenie emisji omawianego składnika spalin o 28%. Celowa jest zmiana punktu stałej prędkości kątowej silnika w zależności od wybranego sposobu jazdy. Zmniejszając wartość stałej prędkości kątowej silnika pogarszając jednocześnie własności dynamiczne, zbliżamy się do strategii jazdy ekonomicznej i ekologicznej. Na szczególną uwagę zasługuje próba rozpędzania z utrzymaniem stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 150 [rad/s] (wariant przydatny w warunkach ruchu miejskiego). W wariacie tym otrzymujemy najmniejszą wartość emisji poszczególnych toksycznych składników spalin, a także najmniejsze przebiegowe zużycie paliwa G_{100} i jednostkowe zużycie paliwa g_e . Obszary minimalnej emisji poszczególnych toksycznych składników spalin pokrywają się dla silnika o ZS w zakresie jego pracy przy prędkości 150 [rad/s] dla stopnia obciążenia w zakresie od 30% do 70%.

W przypadku przebiegowego zużycia paliwa, ze względu na płaską charakterystykę jednostkowego zużycia paliwa, decydujący wpływ miała mała wartość prędkości kątowej czyli małej mocy silnika.

Celowym jest wykorzystanie powyższego trybu sterowania w warunkach miejskich.

5. Wnioski:

1. Prezentowany układ ma możliwość, w ramach posiadanych stopni swobody, realizacji trybów jazdy ekonomicznej czy dynamicznej (Tab. 2 próba 150 i 315).
2. Przyjmując zadane przyspieszenie w cyklu rozpędzania pojazdu, układ posiada tylko jeden stopień swobody (punkt stałej prędkości kątowej silnika) ograniczający pracę układu w obszarach optymalnych. (udział procentowy FAZY II w całym cyklu rozpędzania). Korzyści wynikające z powyższego sposobu sterowania są szczególnie widoczne w fazie rozpędzania pojazdu, do prędkości 15 m/s, charakterystycznej dla warunków miejskich.
3. Dla proponowanego wariantu sterowania z „próbą 150” obserwuje się obniżenie zużycia paliwa a także toksycznych składników spalin. W przypadku emisji spadek ten wyniósł 28% w porównaniu do najgorszej pod względem tego kryterium wariantu tj. „próby 315”; dla przebiegowego zużycia paliwa uzyskujemy zmniejszenie o 17% dla analogicznych prób.

Planowane dalsze prace:

1. Propozycja procedury wykorzystania prezentowanego układu i jego własności do tworzenia map sterowania. Przewiduje się możliwość zbudowania mapy sterowania silnikiem (stopień obciążenia silnika w funkcji prędkości pojazdu i położenia pedału przyspieszenia) i przekładnią bezstopniową (przełożenia przekładni CVT w funkcji prędkości pojazdu i położenia pedału przyspieszenia).

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, St., *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., *Teoria 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] Pawleski, 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, Susiec 2008.
- [7] Pawelski, Z., Pałczyński, T., *Linie optymalne sterowania silnikiem*, Archiwum Motoryzacji 1/2007.
- [8] Bas, G., Vroemen, *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 cery fast calculation of chain fotces, clamping ratio, slip, and efficiency.*
http://www.tu-chemnitz.de/mb/MaschElem/pdf/PowerTransmission_in_ChainCVTs.pdf
- [11] Pałczyński, T., *Badania symulacyjne układu napędowego z przekładnią CVT*, Praca Dyplomowa, Instytut Pojazdów PŁ, czerwiec 2002.
- [12] Pawelski, 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 Aplications DSTA, December 17-20 Łódź, Poland, 2007.
- [13] *Elektroniczne sterowanie skrzynką biegów EGS*, Informator techniczny BOSCH, 2005.

