

Koncepcja sterowania układem napędowym z przekładnią CVT

ANDRZEJ MRUK*, ZBIGNIEW PAWELSKI**, TOMASZ PAŁCZYŃSKI**

*Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych

**Politechnika Łódzka, Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

W pracy zaprezentowano koncepcję 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 strategię jazdy były realizowane ekologicznie. 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.

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 sprzęgłowy przekładni CVT.

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

- *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 [1].

2. Model układu napędowego z przekładnią bezstopniową

W pracach [2, 3] 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.

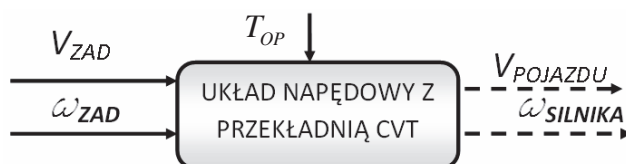
Charakterystyka uniwersalna oraz połączone z nią charakterystyki toksyczności spalin to tzw. „mapy robocze” modelu symulacyjnego. Znajomość w danej chwili prędkości kątowej silnika i jego stopnia obciążenia umożliwia odczyt momentu obrotowego, a także wartość emisji wybranego składnika toksycznego spalin z ww. map roboczych.

Model przekładni bezstopniowej zbudowano dla warunków stacjonarnych z uwzględnieniem tarcia kulombowskiego, natomiast jej dynamikę oparto na modelu Ide [4], w którym współczynnik tarcia i sprawność wprowadzono do modelu w postaci trójwymiarowych map, zbudowanych w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych z pracy [4].

3. Koncepcja układu sterowania zintegrowanym układem napędowym z przekładnią bezstopniową

Dla proponowanego układu sterowania wielkości wejściowe i wyjściowe, (rys. 1), można scharakteryzować następująco:

- a) V_{ZAD} – prędkość pojazdu zadana, wynika z założonego cyklu jazdy, może to być wybrany test toksyczności spali (np. ECE, FTP) lub jego część (np. rozpędzanie z zadaniem przyspieszeniem do prędkości $28 \frac{m}{s}$ ($100 \frac{km}{h}$)).
- b) ω_{ZAD} – prędkość kątowa silnika zadana, wynika z możliwości utrzymania jej wartości na stałym poziomie dzięki zastosowaniu przekładni CVT, której wartość można uzależnić od kryteriów wynikających ze strategii jazdy (ekonomiczna, ekologiczna, dynamiczna).
- c) T_{OP} – opory ruchu, stanowią obciążenie układu napędowego, wynikające głównie z oporów powietrza, wzniesienia i sił bezwładności.
- d) $V_{POJAZDU}$ – prędkość pojazdu zrealizowana przez model symulacyjny,
- e) $\omega_{SILNIKA}$ – prędkość kątowa silnika zrealizowana przez model symulacyjny.



Rys. 1. Przyjęte wielkości wejściowe (linia ciągła-wielkość sterująca) i wyjściowe (linia przerywana-wielkość sterowana) w rozpatrywanym układzie napędowym.

Fig. 1. Assumed input quantities (continuous line-steering quantity) and output (dashed line-steered quantity) at considered powertrain.

Ww. wielkości, ze względu na sterowanie układem, można podzielić na wejściowe-zadane (a-c, linia ciągła) i wyjściowe-sterowane (d, e; linia przerywana), pomiędzy którymi istnieją zależności nieliniowe. Prezentowany układ regulacji posiada następujące zmienne sterowane:

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

Wartość przełożenia przekładni CVT wpływa na zmianę prędkości kątovej silnika, a także na jego obciążenie, natomiast stopień obciążenia silnika wpływa na jego moment obrotowy. Zmienne sterowania są nazywane stopniami swobody układu [5, 6].

Dla porównania, klasyczny, stopniowy układ napędowy posiada jeden stopień swobody, stopień obciążenia silnika, którego obszar działania rozszerzają kolejne przełożenia. Moment obrotowy silnika jest sterowany stopniem obciążenia silnika w celu osiągnięcia założonego przebiegu prędkości pojazdu, a prędkość kątovej silnika jest wielkością wynikową. Możliwa tu jest skokowa zmiana prędkości kątovej silnika w ramach zmiany dostępnych stopniowych przełożeń.

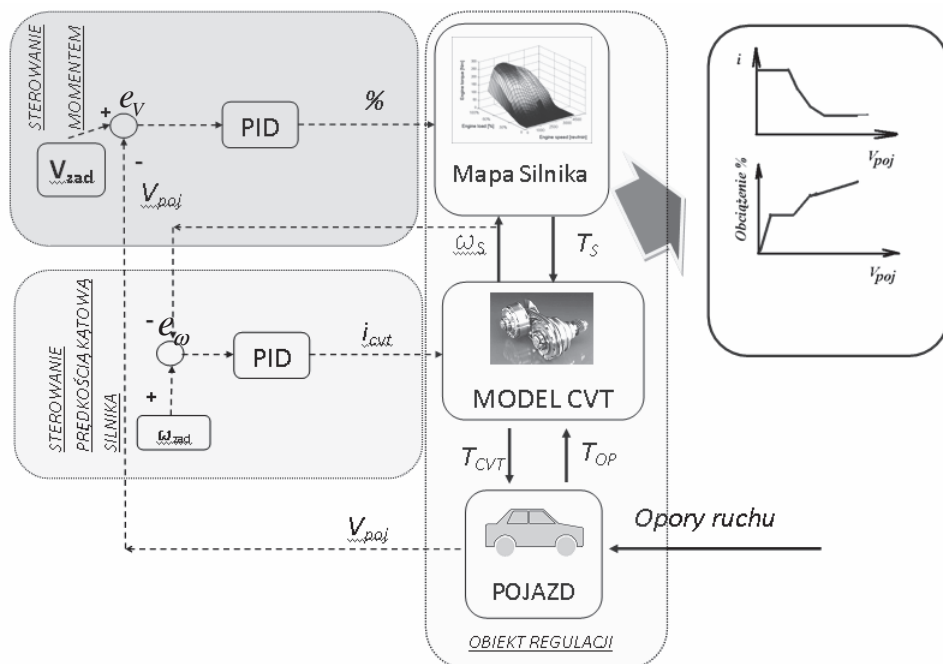
Ciągła zmiana przełożenia przekładni CVT, jako dodatkowa zmienna sterowana (stopień swobody), umożliwia w ramach dostępnego zakresu przełożeń przekładni bezstopniowej, kontrolowanie prędkości kątovej silnika. Prędkość kątovej silnika może być utrzymywana na stałym poziomie, w ramach rozpiętości przełożeń przekładni CVT, wynikającym z przyjętego sposobu jazdy. Moment obrotowy silnika, podobnie jak w układzie klasycznym, sterowany jest stopniem jego obciążenia w celu osiągnięcia założonego przebiegu prędkości.

4. Budowa modelu układu napędowego

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

W układzie regulacji ze sprzężeniem zwrotnym wykorzystano dwa (zgodnie z liczbą stopni swobody układu) regulatory PID (rys. 2). Parametry regulatorów zostały dobrane na drodze eksperymentu numerycznego w taki sposób, by układ sterowania był uniwersalny dla różnych zadanych przebiegów prędkości (wynikających z testów

toksyczności spalin: NEDC, FTP75, FTP72). Parametry regulatorów, które zapewniły przejazd pojazdu, z błędem odwzorowania prędkości nieprzekraczającym 10% w ramach ww. trzech cykli uznano za prawidłowe, zapewniające uniwersalność układu sterowania.



Rys. 2. Schemat sterowania układem napędowym do budowy modelu w programie MatlabR2008a/Simulink.

Fig. 2. Powertrain steering schema used at modeling with MatlabR2008a/Simulink.

W omawianym układzie mamy dwie linie 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 rozpatrywanej linii sterowania. Porównując wartość tej prędkości V_{ZAD} z jej aktualną wartością $V_{POJAZDU}$ wyznaczono uchyb regulacji e_v , na podstawie którego w regulatorze PID obliczane jest wzmacnienie 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 $\omega_{SILNIKA}$ z zadaną ω_{ZAD} wyznaczono uchyb regulacji e_ω , na podstawie którego w regulatorze PID obliczane jest wzmacnienie odpowiadające przełożeniu przekładni bezstopniowej CVT. Przełożenie

przekładni bezstopniowej zmienia się tak, że zapewnia możliwie długą (w ramach rozpiętości przełożeń przekładni CVT) pracę silnika ze stałą zadaną prędkością kątową.

5. Wyniki badań symulacyjnych

Badania symulacyjne przeprowadzono dla wielu wariantów przebiegu prędkości zadanej i różnych wartości zadanej prędkości kątowej silnika. W poniższej pracy zaprezentowano wybrane cztery warianty pracy modelu, które obrazują podstawowe własności opisywanego układu sterowania, potwierdzają jego prawidłowość. Poniżej na rysunku 3 przedstawiono wyniki 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 z minimalną emisją CO ,
- d) utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika na poziomie 315 [rad/s] strategia z minimalną emisją CH .

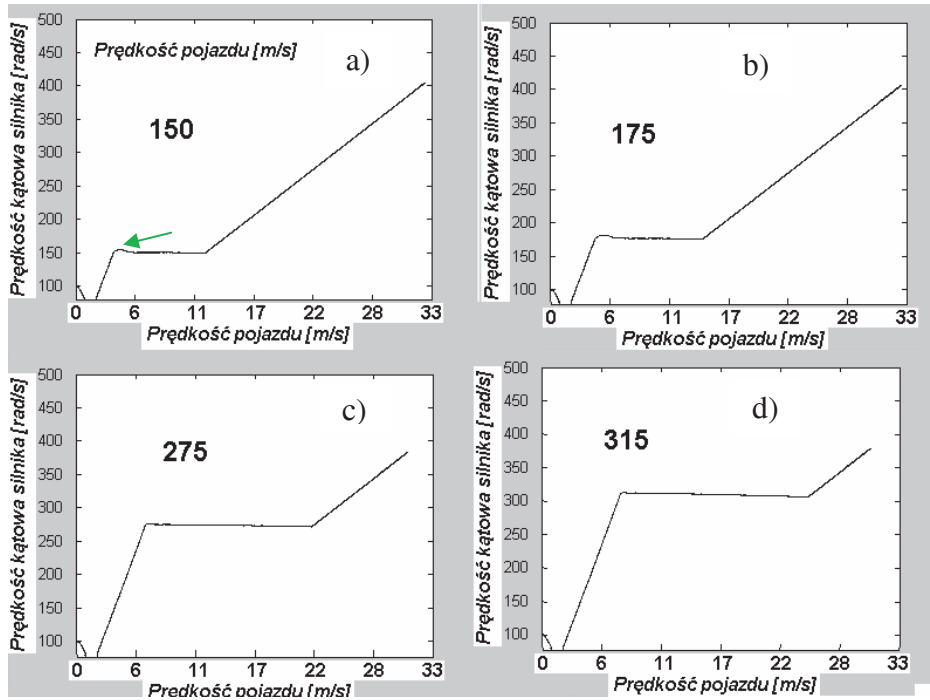
Przyjęto czas rozpędzania pojazdu od prędkości 0 [m/s] do 30 [m/s] ($\approx 100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) równy 24 s.

Jak przedstawiono na rysunku 3, układ sterowania reaguje na zmianę poziomu stałej prędkości kątowej silnika. Niezależnie od wyboru poziomu prędkości kątowej, krzywa narastania tej wielkości jest nachylona do osi prędkości pojazdu pod stałym kątem. Na rysunkach 3a i 3b widoczne jest niewielkie przeregulowanie prędkości kątowej silnika, które można zmniejszyć wprowadzając zmienne parametry regulatora, w funkcji stałej wartości prędkości kątowej silnika. W początkowej fazie ruszania pojazdu widoczny jest spadek prędkości kątowej silnika, wynikający z procesu załączenia sprzęgła ciernego (strzałka na rys. 3a).

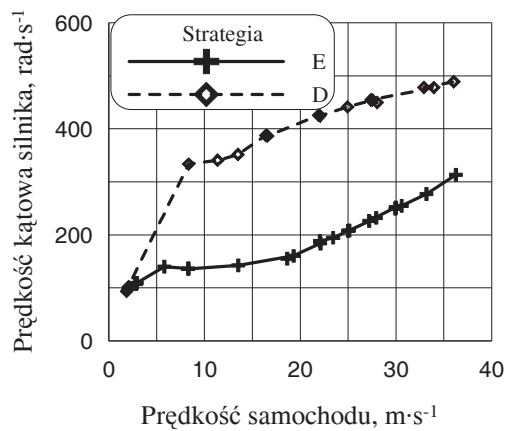
Wartość przyjętej stałej prędkości kątowej silnika wpływa na strategię jazdy (np. ekonomiczna, dynamiczna). Przykładowo: utrzymanie stałej prędkości kątowej silnika w pobliżu maksymalnego momentu obrotowego zapewnia maksymalną dynamikę pojazdu (rys. 3b).

Dla porównania, na rysunku 4 przedstawiono przebieg zmienności prędkości kątowej silnika pojazdu z silnikiem o ZI, wyposażonego w przekładnię CVT z pracy [7]. Jak widać prędkość kątowa silnika zmienia się w podobny sposób jak w opisywanym modelu. Strategia jazdy dynamicznej wydaje się być także podobna z powyżej przedstawioną.

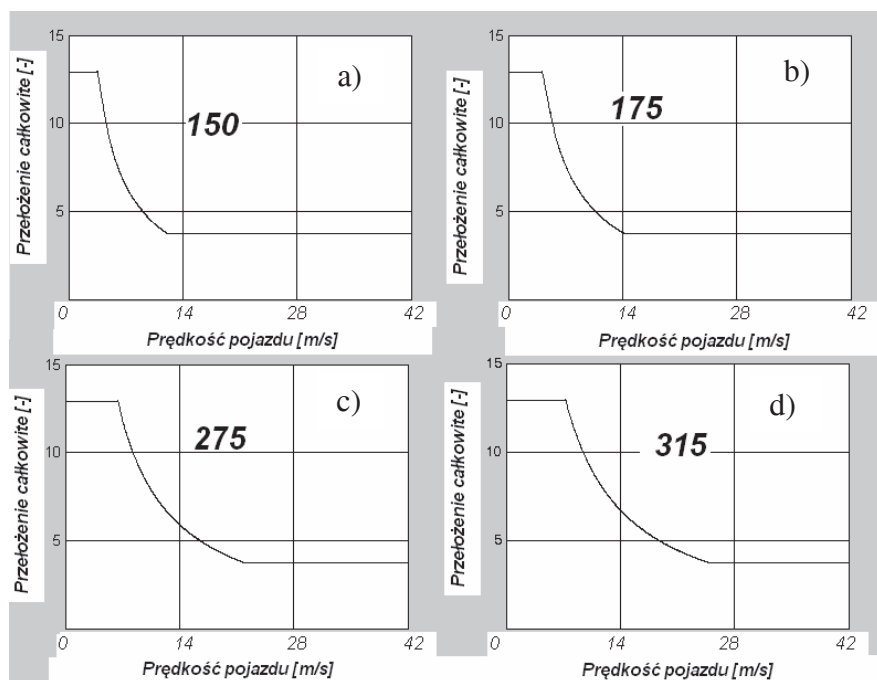
Rysunek 5 przedstawia przykładowe przebiegi zmiany przełożenia całkowitego w funkcji prędkości pojazdu dla opisywanej próby.



Rys. 3. Przebieg prędkości kątowej silnika w funkcji prędkości pojazdu z utrzymaniem jest stałej wartości na poziomie a) 150 [rad/s], b) 175 [rad/s], c) 275 [rad/s], d) 315 [rad/s].
 Fig. 3. 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].



Rys. 4. Przebieg prędkości kątowej silnika w funkcji prędkości pojazdu dla dwóch strategii sterowania D-dynamiczna, E-ekonomiczna z pracy [7].
 Fig. 4. Engine angular velocity courses as the vehicle velocity function for two steering strategies D-dynamic, E-economic from [7].



Rys. 5. Przebieg przełożenia całkowitego w funkcji prędkości pojazdu z utrzymaniem jest stałej wartości na poziomie: a) 150 [rad/s], b) 175 [rad/s], c) 275 [rad/s], d) 315 [rad/s].

Fig. 5. 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].

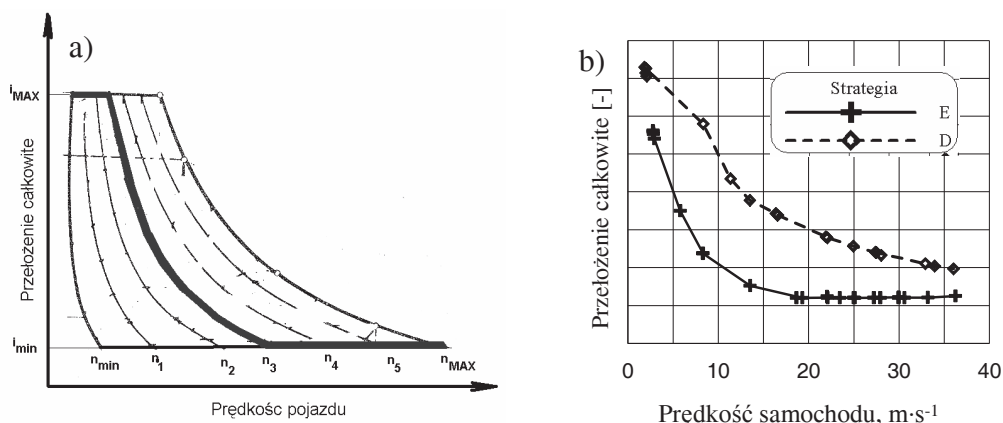
Jak widać krzywa przełożenia zmienia się w zależności od przyjętej wartości stałej prędkości kątowej silnika. Dla porównania na rysunku 6 przedstawiono dwa wykresy zmiany przełożenia w funkcji prędkości pojazdu z prac [5, 6], potwierdzające uzyskane wyniki zaprezentowane na rysunku 5.

W pracy [8] (rys. 6a), przewidziano otrzymany w badaniach symulacyjnych przebieg zmienności przełożenia w funkcji prędkości pojazdu. Także w pracy [7], (rys. 6b), odnajdujemy podobne potwierdzenie.

Porównując rysunki 3, 5 i 6 możemy wyróżnić następujące fazy pracy sterowania układem napędowym z przekładnią CVT:

1. FAZA I – rozpędzanie pojazdu przy stałym przełożeniu, w tej fazie silnik osiąga założoną (zadaną) prędkość kątową silnika.
2. FAZA II – rozpędzanie pojazdu przy stałej prędkości kątowej silnika, w tej fazie następuje ciągła zmiana przełożenia przy stałej (zadanej) prędkości kątowej silnika.
3. FAZA III rozpędzania pojazdu przy stałym przełożeniu (maksymalnym), w tej fazie następuje zmiana prędkości kątowej silnika od wartości zadanej do maksymalnej.

Zwiększając wartość zadanej stałej prędkości kątowej silnika zwiększa się zakres FAZY II. Zależność ta ma charakter kinetyczny, a jej wystąpienie stanowi dodatkowy argument potwierdzający prawidłowość zbudowanego modelu



Rys. 6. Przebieg przełożenia całkowitego w funkcji prędkości pojazdu: a) z utrzymaniem stałej prędkości kątowej silnika [6], b) dla dwóch strategii rozpędzania pojazdu [7] (E jazda ekonomiczna, D jazda dynamiczna).

Fig. 6. Total shift course as the vehicle velocity function: a) With constant engine velocity holding [6], b) for two strategies of vehicle acceleration [7] (E- economy drive type, D-dynamic drive type).

6. Wnioski

1. Ze względu na fakt, że wyniki naszych badań symulacyjnych znalazły swe potwierdzenie w pracach [4÷9], prezentowaną propozycję można uznać za wysoce prawdopodobną.
2. Znamionną cechą prezentowanego układu jest uzyskanie trzech charakterystycznych faz pracy, które są efektem nieliniowych własności modelu.

Planowane dalsze prace:

1. Przewiduje się określenie wpływu wyboru wartości stałej prędkości kątowej silnika na wskaźniki ogólne pracy układu napędowego, takie jak przebiegowe zużycie paliwa, toksyczność spalin, a także ograniczenia, jakie wynikają z tak przyjętego algorytmu sterowania.
2. Zaproponowanie procedury wykorzystania prezentowanego układu do tworzenia map sterowania. Przewiduje się możliwość zbudowania mapy sterowania silnikiem (stopień obciążenia silnika jako funkcja prędkości pojazdu, położenia pedału przyspieszenia) i przekładnią bezstopniową (przełożenie przekładni jako funkcja prędkości pojazdu i położenia pedału przyspieszenia).

Literatura

- [1] PAWELSKI Z., PAŁCZYŃSKI T.: *Linie optymalne sterowania silnikiem*. Archiwum Motoryzacji 1/2007.
- [2] 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.
- [3] PAWELSKI Z., PAŁCZYŃSKI T.: *Model przekładni bezstopniowej z uwzględnieniem tarcia kulombowskiego*. Badanie symulacyjne w technice motoryzacyjnej, Susiec 2008.
- [4] VROEMEN B. G.: *Component Control for the Zero Inertia Powertrain*. CIP-DATA Library Technische Universiteit Eindhoven.
- [5] 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.
- [6] 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_ChainCVTs.pdf.
- [7] JANTOS J.: *Zintegrowane sterowanie samochodowym spalinowym układem napędowym o przetożeniu zmiennym w sposób ciągły*. Monografia Politechniki Opolskiej, 2003.
- [8] DĘBICKI M.: *Teoria samochodu, teoria napędu*. WNT, Warszawa 1971.
- [9] 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.

Conception of a powertrain with CVT steering

S u m m a r y

In this paper there was presented conception of Powertrain with diesel engine and CVT transmission steering. In the described system, engine load is not proportional directly to the acceleration pedal position. Acceleration pedal position is interpreted as driver will according to demanded vehicle speed and the way of achievement of it (dynamic drive, economic drive), it means, drive strategy choose. Nowadays, ecologic conditions, EURO 3, 4, 5 norms, require from appropriate drive strategies to be realized in ecological way. Shift ratio decision and engine load (proportional to the fuel dose, 100% for maximal dose) is taken at master CPU, besides of driver, enabling for economic and ecologic whole powertrain work.

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