

## **Badania symulacyjne procesu napędu w hydrobusie**

**ZBIGNIEW PAWELSKI, SEBASTIAN WITTICH**

Politechnika Łódzka, Instytut Pojazdów

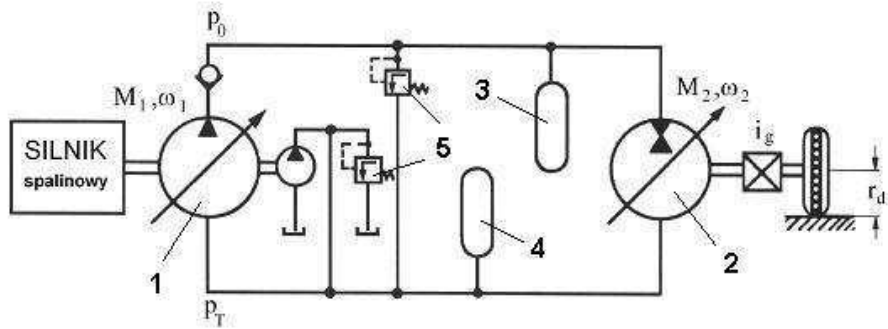
Referat prezentuje badania symulacyjne pracy hydrostatycznego, hybrydowego układu napędowego umieszczonego w autobusie komunikacji miejskiej na przykładzie procesu rozpędzania i jazdy ustalonej. Celem przedstawionych badań był dobór optymalnych parametrów pracy elementów układu napędowego w wymienionych stanach pracy układu napędowego z uwagi na realizowany tryb pracy (dynamiczny, ekonomiczny, ekologiczny). Badania symulacyjne przeprowadzono przy wykorzystaniu zbudowanego wcześniej, na podstawie zaproponowanych modeli matematycznych elementów układu napędowego, programu symulacyjnego w oparciu o Simulink w środowisku Matlab

### **1. Wstęp**

Przeprowadzone badania miały na celu dobór optymalnych parametrów pracy hybrydowego układu napędu hydrobusu w procesie rozpędzania i jazdy ustalonej. Przeprowadzone zostały zarówno badania eksperymentalne, jak i symulacyjne. Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone na prototypowym, hybrydowym układzie napędowym umieszczonym w autobusie komunikacji miejskiej znajdującym się w Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej. Badania symulacyjne pracy układu napędowego przeprowadzono przy użyciu aplikacji symulacyjnej zbudowanej w oparciu o wcześniej opracowany model i program Simulink w środowisku Matlab.

### **2. Obiekt badań**

Przedmiotem prezentowanych badań eksperymentalnych i symulacyjnych jest hybrydowy, hydrostatyczny układ napędowy, którego ogólny schemat został przedstawiony na rysunku 1. Układ zbudowano w oparciu o podzespoły firmy Rexroth. Sterowanie układu realizowano przy pomocy sterownika mikroprocesorowego.



Rys. 1. Schemat hydrostatycznego układu napędowego hydrobusu [1].

Fig. 1. The scheme of hydrobus hydrostatic power transmission system [1].

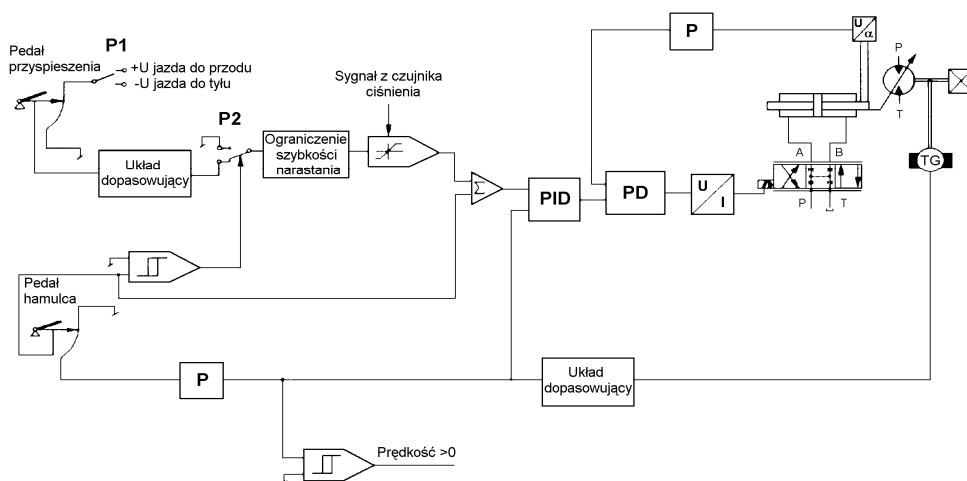
Podstawowe elementy hydrostatycznego układu napędowego (rys. 1) to:

- pompa hydrostatyczna (1),
- odwracalna jednostka hydrostatyczna (2),
- zespół wysokociśnieniowych akumulatorów hydropneumatycznych (3),
- zespół niskociśnieniowych akumulatorów hydropneumatycznych (4),
- zespół zaworów logicznych (5).

Jednostką napędową układu jest silnik spalinowy D2156 MAN o zapłonie samoczynnym.

W przedstawianym rozwiązaniu jako układ przeniesienia napędu zastosowano przekładnię hydrostatyczną, w której całkowite rozdzielenie prędkości kątowych:  $\omega_1$  - pompy i  $\omega_2$  - silnika, pozwala na oddzielną optymalizację pracy zarówno silnika spalinowego, jak i maszyn hydrostatycznych, a tym samym wyższą sprawność.

Istotą napędu z regulacją przez zmianę objętości jednostkowej silnika jest praca w zamkniętym układzie sterowania obrotów, gdzie rzeczywista prędkość zmierzona za pośrednictwem prądnicy tachometrycznej zostaje porównana z wartością zadaną (rys. 2) pochodzącą od kierowcy. Błąd uchybu przetworzony przez regulator jest sygnałem wejściowym dla podstawowego obwodu regulacji kąta wychylenia. W regulatorze tym przewidziano układ logiczny pozwalający opracować sygnał zadany dla układu podstawowego, zależnie od sygnałów zadawanych przez kierowcę pedałami: gazu i hamulca. Układ logiczny, przestrzegając hierarchii ważności, nie pozwala na jednoczesne podanie sygnałów hamulca i gazu. Zadaniem głównym dla nadrzędnych obliczeń procesu jest znalezienie właściwych ustawień podzespołów hydraulicznych oraz silnika spalinowego odnośnie poszczególnych sprawności, przy czym optymalizowany jest także wynik sprawności sumarycznej. Szczególne znaczenie w obliczeniach procesu ma kontrolowanie zachowania się bilansu mocy, gdyż w każdym punkcie pracy należy zapewnić, żeby moc wymagana od jednostki wtórnej nie była większa niż moc dostarczana z silnika i akumulatora, z uwzględnieniem strat występujących w przekładni hydrostatycznej.

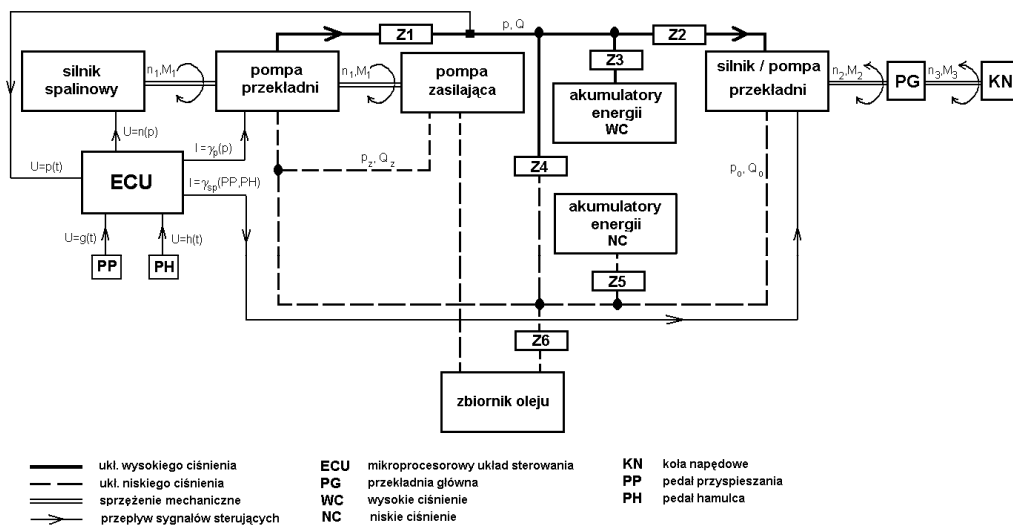


Rys.2. Schemat regulatora prędkości pojazdu [1].  
 Fig. 2. The scheme of vehicle velocity regulator [1].

Dzięki zmianie biegunowości silnika momentowego serwowaworu na silniku hydrostatycznym jazda może być realizowana zarówno do przodu, jak i do tyłu. Jazda może przebiegać na trzy sposoby:

- przy użyciu energii pochodzącej od silnika spalinowego i akumulatorów wysokiego ciśnienia,
- przy użyciu energii pochodzącej tylko od silnika spalinowego,
- przy użyciu energii pochodzącej tylko z akumulatorów wysokiego ciśnienia przy wyłączonym silniku spalinowym.

Szczegółowy schemat blokowy obrazujący przepływ mocy mechanicznej oraz sygnałów sterujących pracą jednostek podczas jazdy przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat blokowy realizacji jazdy.

Fig. 3. The block scheme of drive mode.

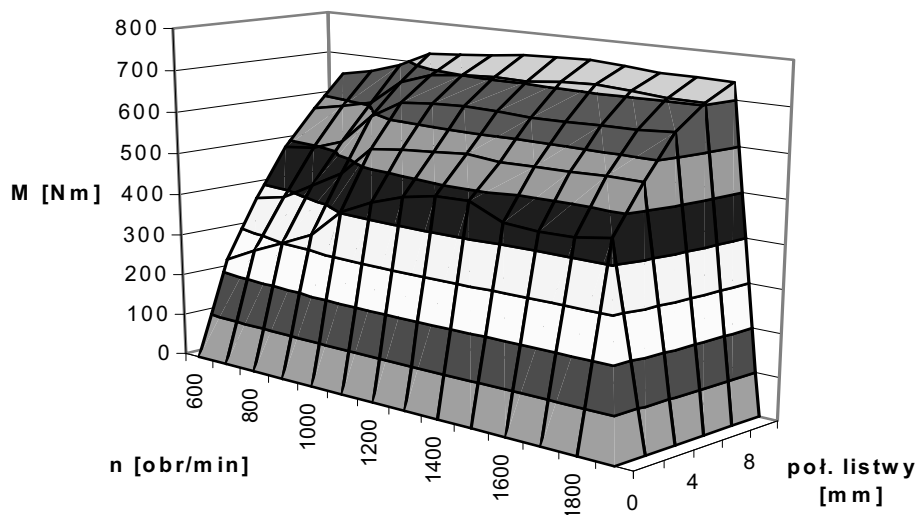
Realizacja jazdy rozpoczyna się w chwili naciśnięcia przez kierowcę pedału przyspieszania. Do jednostki sterującej (ECU) trafia sygnał elektryczny o położeniu pedału przyspieszania, na podstawie którego wysłany zostaje sygnał do serwomechanizmu sterującego pracą silnika hydrostatycznego. Na podstawie wysłanego sygnału zostaje zrealizowane odpowiednie położenie tarczy wychylnej silnika hydrostatycznego, a tym samym odpowiednia jego chłonność, co przekłada się na poruszanie pojazdu z zadaną prędkością.

### 3. Model układu napędowego

W celu przeprowadzenia badań symulacyjnych prezentowanego układu napędowego hydrobusu zbudowano jego model, który składa się z pojedynczych modeli jego poszczególnych podzespołów.

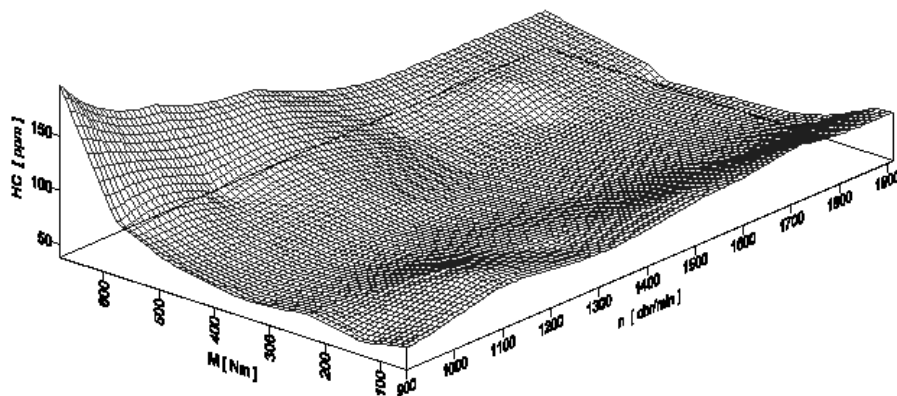
#### 3.1. Model silnika spalinowego

Model silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym (D2156 MAN) opracowano korzystając z wyników badań stanowiskowych przeprowadzonych w Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej na hamowni silnikowej firmy Schenck, które posłużyły do sporządzenia charakterystyk silnika w układzie trójwymiarowym w funkcji momentu obrotowego, prędkości obrotowej silnika i położenia listwy sterującej pompy wtryskowej (rys. 4).



Rys. 4. Charakterystyka zespołu silnik spalinowy - pompa wtryskowa [1].  
Fig. 4. The characteristic of the unit – combustion engine and injection pump [1].

Nowym aspektem w sporządzaniu charakterystyk jest wprowadzenie trzeciego wymiaru w postaci położenia listwy sterującej pompą wtryskową. W układzie trójwymiarowym sporządzono następujące charakterystyki: momentu, jednostkowego zużycia paliwa oraz toksycznych składników spalin (tlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu oraz zadymienia spalin). Jako przykład pokazano (rys. 5) charakterystykę emisji węglowodorów w funkcji momentu i prędkości obrotowej silnika.



Rys. 5. Charakterystyka emisji węglowodorów.  
Fig. 5. The characteristic of HC emission.

### 3.2. Model pompy hydrostatycznej

Model pompy hydrostatycznej zbudowano w oparciu o przedstawione zależności:

$$M_p = M_{tp} + M_{Tp} + M_{hp}, \quad (1)$$

gdzie:

$M_p$  [Nm] – moment rzeczywisty, jakim jednostka obciąża silnik spalinowy,

$$M_{tp} \text{ [Nm]} - \text{moment teoretyczny: } M_{tp} = \Delta p_p * q_{p \max} \frac{\gamma_p}{\gamma_{p \max}}, \quad (2)$$

gdzie:

$\Delta p_p$  [Pa] – różnica ciśnień,

$q_{p \max}$  [m<sup>3</sup>/rad] – maksymalna chłonność/wydajność jednostkowa,

$\gamma_p$  [rad] – kąt wychylenia tarczy wychylnej,

$\gamma_{p \max}$  [rad] – maksymalny kąt wychylenia tarczy wychylnej,

$M_{Tp}$  [Nm] – moment oporów tarcia,

$M_{hp}$  [Nm] – moment oporów przepływu,  $M_h = (1 - \eta_h) * M_{tp}$ ,

oraz:

$$Q_p = \omega_p * q_{p \max} \frac{\gamma_p}{\gamma_{p \max}} * \eta_{vp}, \quad (3)$$

gdzie:

$Q_p$  [m<sup>3</sup>/s] – wydajność jednostki,

$\omega_p$  - prędkość kątowa wału jednostki,

$\eta_{vp}$  – sprawność wolumetryczna jednostki.

### 3.3. Model hydropneumatycznych akumulatorów energii

Dla potrzeb opisu akumulatorów hydropneumatycznych wiodące w tej dziedzinie firmy korzystają ze zmodyfikowanego równania Clapeyrona, które uwzględnia zmianę parametrów gazu wraz z ciśnieniem i temperaturą. Równanie posiada następującą postać:

$$pV = zmR_G T, \quad (4)$$

gdzie:

$p$  [Pa] – ciśnienie w przestrzeni gazowej,

$V$  [m<sup>3</sup>] – objętość przestrzeni gazowej,

$z$  – współczynnik ściśliwości,

$m$  [kg] – masa gazu,

$R_G$  [J/kgK] – stała gazowa (dla azotu  $R=297$  J/kgK),

$T$  [K] – temperatura gazu.

Zależne od ciśnienia i temperatury wartości ciepła właściwego  $c_v$  gazu przy stałej objętości i współczynnika ściśliwości  $z$  opisują równania:

$$c_v = \frac{1}{A(1 - e^{-BT})}, \quad (5)$$

gdzie:

$$A = a_1 + a_2p + a_3p^2,$$

$$B = b_1 + b_2p + b_3p^2,$$

$$z = C + Dp + Ep^2, \quad (6)$$

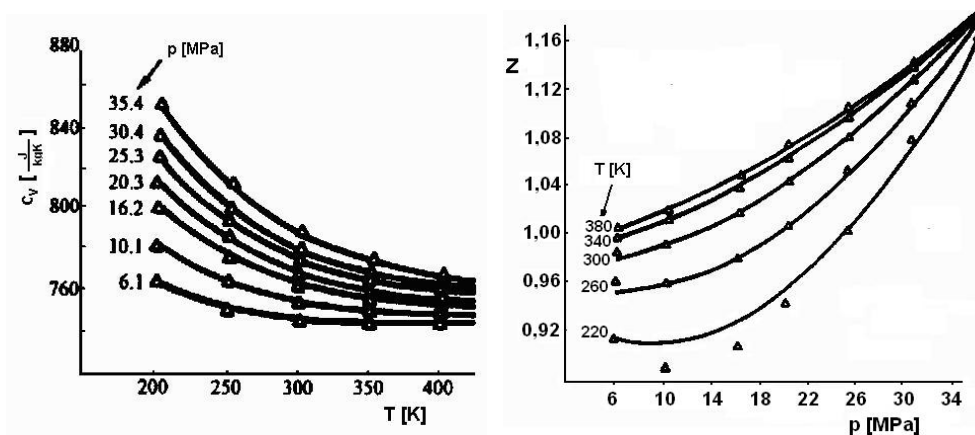
gdzie:

$$C = c_1 + c_2T + c_3T^2,$$

$$D = d_1 + d_2T + d_3T^2,$$

$$E = e_1 + e_2T + e_3T^2,$$

$a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, c_1, c_2, c_3, d_1, d_2, d_3, e_1, e_2, e_3$  są stałymi o wartościach podanych na rysunku 6, pochodzącymi z aproksymacji wyników badań gazu rzeczywistego.



Rys. 6. Wartości rzeczywiste i obliczeniowe  $c_v$  i  $z$  dla azotu [1].

Fig. 6. Real and calculated values  $c_v$  and  $z$  for  $N_2$  [1].

Ostatecznie:

$$A = 1.35 \cdot 10^{-3} - 1.54 \cdot 10^{-7}p + 1.89 \cdot 10^{-10}p^2,$$

$$B = 0.02 - 4.28 \cdot 10^{-5}p + 5.73 \cdot 10^{-8}p^2,$$

$$C = 0.749 + 1.27 \cdot 10^{-3}T - 1.62 \cdot 10^{-6}T^2,$$

$$D = -4.45 \cdot 10^{-3} + 2.45 \cdot 10^{-5}T - 3.15 \cdot 10^{-8}T^2,$$

$$E = 1.38*10^{-5} - 6.49*10^{-8}T + 8.05*10^{-11}T^2.$$

Zaproponowana modyfikacja pozwala dość dokładnie odwzorować gaz rzeczywisty.

### 3.4. Model silnika hydrostatycznego

Model silnika hydrostatycznego zbudowano w oparciu o przedstawione zależności:

$$M_s = M_{ts} - M_{Ts} - M_{hs}, \quad (7)$$

gdzie:

$M_s$  [Nm] – moment rzeczywisty na wale wyjściowym jednostki,

$$M_{ts} \text{ [Nm]} - \text{moment teoretyczny: } M_{ts} = \Delta p_s * q_{s \max} \frac{\gamma_s}{\gamma_{s \max}}, \quad (8)$$

$\Delta p_s$  [Pa] – różnica ciśnień,

$q_{s \max}$  [m<sup>3</sup>/rad] – maksymalna chłonność/wydajność jednostkowa,

$\gamma_s$  [rad] – kąt wychylenia tarczy wychylnej,

$\gamma_{s \max}$  [rad] – maksymalny kąt wychylenia tarczy wychylnej,

$M_{Ts}$  [Nm] – moment oporów tarcia,

$M_{hs}$  [Nm] – moment oporów przepływu,  $M_h = (1 - \eta_h) * M_{tp}$ ,

oraz:

$$Q_s = \omega_s * q_{\max} \frac{\gamma}{\gamma_{\max}} * \eta_{vs}, \quad (9)$$

gdzie:

$Q_s$  [m<sup>3</sup>/s] – chłonność jednostki,

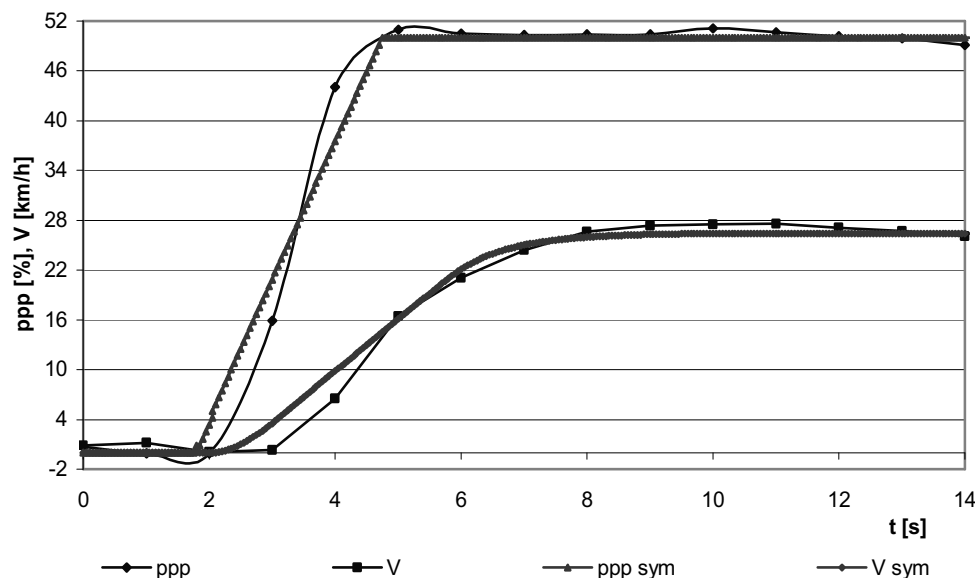
$\omega_s$  – prędkość kątowna wału jednostki,

$\eta_{vs}$  – sprawność wolumetryczna jednostki.

## 4. Badania eksperymentalne i symulacyjne

Przed przystąpieniem do badań symulacyjnych prowadzących do zaproponowania optymalnych parametrów pracy układu zweryfikowano zaproponowany model i działanie aplikacji symulacyjnej. Weryfikację przeprowadzono na zasadzie konfrontacji przebiegów wielkości charakterystycznych dla rozpatrywanego procesu. W tym przypadku porównaniu poddano sygnały wymuszające w postaci trapezowego przebiegu położenia pedału przyspieszania oraz odpowiedzi w postaci prędkości liniowej pojazdu. Przebiegi wspomnianych wielkości obrazuje rysunek 7.





Rys. 7. Porównanie przebiegów położenia pedału przyspieszania i prędkości pojazdu w funkcji czasu dla eksperymentu i symulacji.

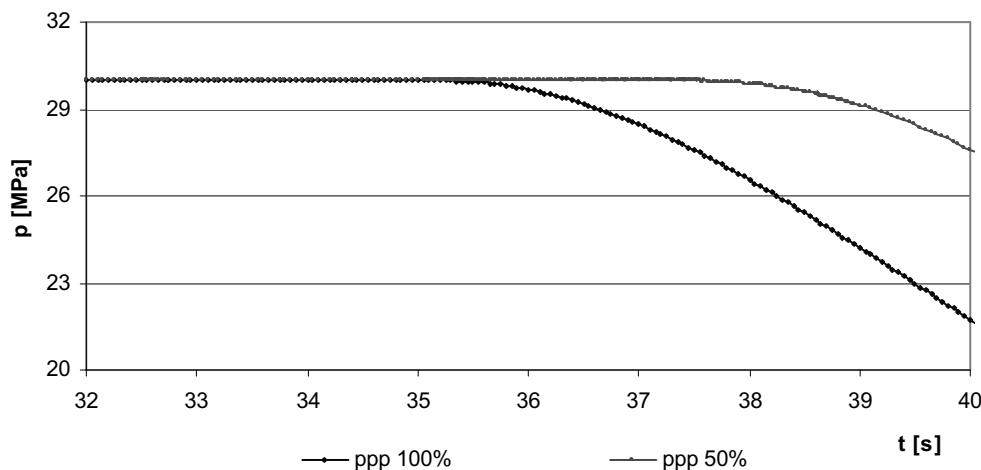
Fig. 7. The comparison of acceleration pedal position and vehicle velocity courses in function of time for experiment and simulation.

Niezgodność przebiegu położenia pedału przyspieszania (ppp) w przypadku próby na obiekcie rzeczywistym w stosunku do symulacji wynika z niedoskonałości odwzorowania przebiegu trapezowego „ppp” przez kierowcę pojazdu, w wyniku czego otrzymujemy również błąd w odpowiedzi krzywej prędkości – głównie w początkowej fazie przyspieszania. Kiedy czynnik ludzki przestaje mieć znaczący wpływ na błąd porównania obserwujemy zgodność prezentowanych krzywych prędkości na poziomie 4%. Taką zgodność uważamy za satysfakcjonującą do przeprowadzenia dalszych prób symulacyjnych i zaufania ich wynikom.

#### 4.1. Jazda dynamiczna

Mówiąc o jeździe dynamicznej w przypadku autobusu komunikacji miejskiej rozumiemy jazdę z maksymalnym możliwym do uzyskania przyspieszeniem. Maksymalne przyspieszenie w odniesieniu do hydrostatycznego układu napędowego oznacza, że układ musi dysponować maksymalnym momentem napędowym na wale wyjściowym napędowej jednostki hydrostatycznej. Maksymalny moment jest natomiast równoważny maksymalnemu wychyleniu tarczy wychylnej (w jak najkrótszym czasie) oraz maksymalnemu dopuszczalnemu ciśnieniu oleju hydraulicznego w układzie wysokiego ciśnienia przekładni hydrostatycznej. Taki stan pracy powoduje szybki spadek

ciśnienia oleju w układzie wysokiego ciśnienia na skutek dużej chłonności silnika hydrostatycznego. Na rysunku 8 przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia wysokiego w końcowej fazie jazdy ustalonej dla dwóch różnych położań pedału przyspieszania.



Rys. 8. Przebiegi ciśnienia wysokiego w końcowej fazie jazdy ustalonej dla „ppp” 50% i 100%.  
Fig. 8. The courses of high pressure in the end stage of constant drive for acceleration pedal position equal to 50% and 100%.

Widoczny jest drastyczny spadek ciśnienia wysokiego w układzie dla położenia pedału przyspieszania równego 100%. Powoduje to spadek obciążenia silnika spalinowego przez pompę hydrostatyczną. W następstwie tego wzrasta zawartość toksycznych składników spalin, głównie CO i HC oraz zużycie paliwa, w przeciwieństwie do  $\text{NO}_x$  i zawartości cząstek stałych w spalinach.

Do realizowania tego sposobu jazdy przyjmujemy ciśnienie maksymalne równe 30 MPa, „ppp” równe 100% i jak najkrótszy czas jego wychylenia około 1s.

#### 4.2. Jazda ekonomiczna i ekologiczna

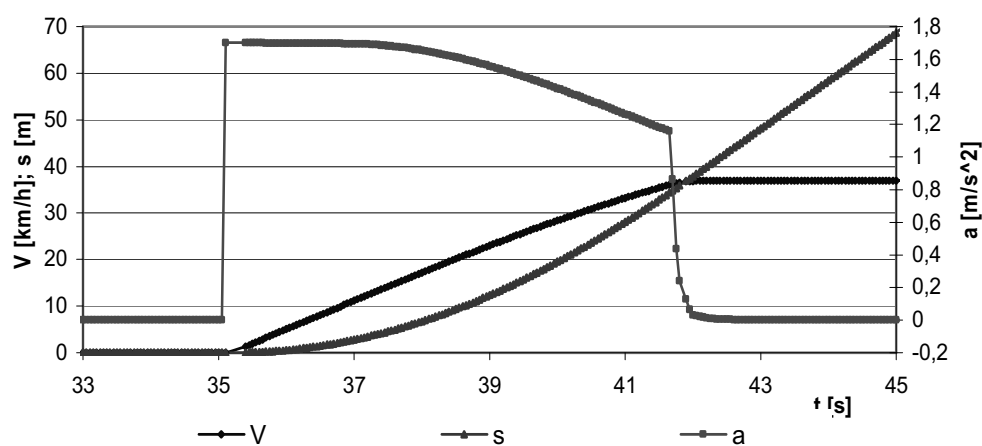
W przypadku jazdy ekonomicznej i ekologicznej możemy stwierdzić, że parametry pracy układu dla realizacji tych dwóch sposobów jazdy są zbliżone, oczywiście, jeżeli przyjmiemy większą wagę dla zawartości CO i HC w spalinach niż  $\text{NO}_x$  i zawartości cząstek stałych.

Realizacja sposobu jazdy ekonomicznego i ekologicznego wymusza łagodne operowanie pedałem przyspieszania (dłuższy czas osiągnięcia żadanego położenia) i mniejsze wartości procentowe jego wychylenia. Wymuszenie takiego rodzaju pracy hydrostatycznego układu napędowego skutkuje mniejszymi spadkami ciśnienia oleju hydraulicznego (rys. 8), a co za tym idzie możliwość uzupełnienia, w pewnym stopniu,

tego spadku przez pompę hydrostatyczną oraz akumulatory energii. Mniejsze spadki ciśnienia wysokiego w układzie oraz odpowiednio częsty odzysk energii hamowania umożliwiają pracę silnika spalinowego w obszarach niskiego zużycia paliwa i niskiej toksyczności spalin.

Realizacja napędu hydrobusu jest ściśle związana z procesem ładowania akumulatorów hydropneumatycznych, czy to na postoju, czy podczas jazdy. W procesie tym jest realizowane faktyczne obciążenie silnika spalinowego przez pompę hydrostatyczną. Zagadnienie to było prezentowane w referatach [2, 3] łącznie z próbą optymalizacji parametrów pracy układu dla uzyskania niskiego zużycia paliwa i niskiej toksyczności spalin, dlatego nie będzie szerzej rozwijane w tym referacie.

W celu realizowania tych stylów jazdy przyjmujemy ciśnienie maksymalne równe 30 MPa, aby umożliwić silnikowi spalinowemu pracę w obszarach ekonomicznych i ekologicznych oraz „ppp” 70% przy czasie uzyskania tego wychylenia 5s. Jako przykładowe zamieszczono, na rysunku 9, przebiegi wielkości charakterystycznych procesu napędu hydrobusu dla omawianego sposobu jazdy.



Rys. 9. Przebiegi przyspieszenia, prędkości i drogi w funkcji czasu dla jazdy ekonomicznej i ekologicznej.

Fig. 9. The courses of acceleration, velocity and distance in the time function for economical and ecological drive mode.

## 5. Podsumowanie

Pojazdy, w których jako układ napędowy przewidziano przekładnię hydrostatyczną i akumulację energii cechują się komfortem jazdy, obsługi i pracą silnika w optimum zużycia paliwa oraz toksyczności spalin. Takie koncepcje napędu mogą znaleźć zastosowanie w pojazdach poruszających się głównie z prędkościami niestacjonarnymi, gdyż korzyści pochodzą przede wszystkim z użytecznej energii hamowania,

a wzrost masy napędu hydrostatycznego z akumulacją energii może zostać utrzymany w wąskich granicach. Należy docenić również dużą rolę, jaką spełnia symulacja na drodze opracowywania i prototypowania, w naszym przypadku, układów sterowania dla układów napędowych, tutaj Simulinka w środowisku Matlab.

### Literatura

- [1] PAWELSKI Z.: *Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu*. Wydawnictwo PŁ, Łódź 2000.
- [2] PAWELSKI Z., WITTICH S.: *Badania eksperymentalne i symulacyjne procesu ładowania akumulatorów hydropneumatycznych w hydrobusie*. Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [3] PAWELSKI Z., WITTICH S.: *Optimisation of operating parameters during the accumulator charging process*. International Journal of Vehicle Design, Vol. 38, Nos. 2/3, Bucks – UK 2005.
- [4] SZYDELSKI Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne*. WKŁ, Warszawa 1993.
- [5] VAUGHAN N.D., DOREY R.E.: *Hydraulic accumulator energy storage in a city bus*. International Conference Integration Engine Transmission Systems, Bath, 8-9 July, 1986, s.105-116.

### Simulation researches of the drive process in hydrobus

#### S u m m a r y

The paper presents simulation researches of hydrostatic, hybrid power transmission system work. The system is placed in the city bus. The researches were conducted on the example of acceleration and constant drive process. The aim of presented researches is to select optimal work parameters of power transmission in the mentioned conditions in case of realized mode of drive (dynamical, economical or ecological). Simulation researches were conducted using simulation application build on the basis of proposed mathematical models of particular units of power transmission unit. The application was built in Simulink in Matlab environment.