

## MODEL OF A DIESEL ENGINE FOR COMPUTER SIMULATIONS OF TRANSITION PROCESSES IN AN AGRICULTURAL TRACTOR DRIVING SYSTEM

Janusz Bidziński

*Institute of Vehicles, Warsaw University of Technology  
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, Poland  
tel., fax: +48 022 8490303  
e-mail: jbidz@simr.pw.edu.pl*

### Abstract

*A mathematical model of a diesel engine equipped with an all-speed governor is presented in the paper. The model is an element of an agricultural tractor driving system model designed for investigations of transition processes taking places during changing gears under load by computer simulation method. It can also be used to simulate a tractor movement starting and stopping. Model affords possibilities for simulations of processes taking places during engine load and all-speed governor setting changes. A main system of equations of engine model is composed from: a motion equation of an engine mechanical system model, a function describing an engine performance as effects of the energy conversion and a function describing a characteristic of an engine fuel feed system. A function describing the main control signal of the fuel feed system as an effect of the all-speed governor action complements those equations and functions. The model is formulated in a dimensionless form. That affords possibility for using the model to movement simulations of vehicles equipped with engines which power is different – directly or after modification of model parameters. A computer program using described model has been written. Numerical simulations results of the processes succeeding sudden changes of the all-speed governor settings, succeeding jumps of engine load and under harmonic load are presented.*

**Key words:** *transport, diesel engines, agricultural tractors, driving systems, transition processes, modelling, computer simulations*

## MODEL SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM DO SYMULACJI PROCESÓW PRZEJŚCIOWYCH W UKŁADZIE NAPĘDOWYM CIĄGNIKA ROLNICZEGO

### Streszczenie

*W pracy jest przedstawiony model matematyczny silnika z zapłonem samoczynnym i wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej. Jest on elementem modelu układu napędowego ciągnika rolniczego, który jest przeznaczony do badania metodą symulacji komputerowej procesów przejściowych podczas zmiany przełożenia pod obciążeniem oraz przy rozpoczęciu i zatrzymaniu jazdy. Model umożliwi symulację pracy silnika podczas zmian obciążenia i zmian nastawy regulatora. Podstawowy układ zależności tworzą: równanie ruchu modelu układu mechanicznego silnika, funkcja opisująca własności silnika jako efekt przemiany energetycznej oraz funkcja opisująca charakterystykę układu zasilania paliwem. Uzupełnieniem tego układu jest zależność opisująca główny sygnał sterujący systemem zasilania jako wynik działania regulatora wielozakresowego. Model został opracowany w formie bezwymiarowej, co pozwala na jego wykorzystanie do symulacji ruchu pojazdów o różnej mocy silnika – bądź bezpośrednio, bądź po wprowadzeniu prostych modyfikacji. Zaprezentowano wybrane wyniki symulacji komputerowych przy zastosowaniu programu opracowanego na podstawie modelu. Przedstawiają one przebiegi wielkości charakteryzujących pracę silnika przy skokowych zmianach nastawy regulatora oraz przy skokowych zmianach i przy harmonicznym przebiegu obciążenia.*

**Słowa kluczowe:** *transport, silniki spalinowe, ciągniki rolnicze, układy napędowe, procesy przejściowe, modelowanie symulacje komputerowe*

## 1. Wstęp

Model silnika z zapłonem samoczynnym (ZS) prezentowany w niniejszej pracy jest elementem modelu układu napędowego ciągnika rolniczego przeznaczonego do badania metodą symulacji komputerowej procesów przejściowych podczas zmiany przełożenia pod obciążeniem oraz przy rozpoczęciu i zatrzymaniu jazdy. Wymaga to modelu, który umożliwi symulację pracy silnika w całym polu obciążeń częściowych – przy różnych położeniach pedału przyspieszenia, jak również stanów odpowiadających hamowaniu silnikiem.

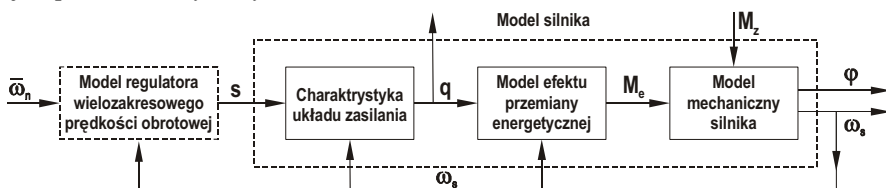
Szereg prac agrotechnicznych wymaga utrzymania w przybliżeniu stałej prędkości jazdy ciągnika, bądź stałej prędkości obrotowej wału odbioru mocy. Silniki ciągników są w tym celu wyposażane w wielozakresowe regulatory prędkości obrotowej, które w zakresie obciążeń częściowych silnika utrzymują jego prędkość obrotową w wybranym wąskim przedziale wartości w sposób automatyczny. W modelu przewidziano współpracę silnika z mechanicznym regulatorem odśrodkowym, ponieważ przy jego opracowaniu została wykorzystana charakterystyka silnika o starszej konstrukcji. Modelowanie działania regulatora potraktowano jako odrębne zagadnienie, które jest przedmiotem niezależnego opracowania [2].

Ciągniki rolnicze – w zależności od ich przeznaczenia – są wyposażane w silniki z zapłonem samoczynnym o mocy od około 25 kW do 150 kW i nawet większej. Przyjęto w związku z tym, że model powinien posiadać cechy umożliwiające jego stosowanie do symulacji pracy ciągników z silnikami o różnej mocy znamionowej – bądź bezpośrednio, jeżeli jest zachowane ich częściowe podobieństwo dynamiczne, bądź po wprowadzeniu prostych modyfikacji. Z tego względu zależności tworzące model matematyczny silnika zostały sprowadzone do formy bezwymiarowej. Forma taka upraszcza również opis sygnałów przekazywanych pomiędzy poszczególnymi elementami modelu i ułatwia ustalenie związków pomiędzy wielkościami charakteryzującymi ich własności i działanie. Wielkości opisujące parametry i stan silnika oraz układów jego zasilania i sterowania zostały w związku z tym wyrażone w postaci stosunków wartości tych wielkości do wartości odniesienia. Wielkości bezwymiarowe zostały oznaczone poziomą kreską nad symbolem.

Model silnika przeznaczony do symulacji ruchu nieustalonego pojazdu i procesów przejściowych w jego układzie napędowym ma charakter funkcjonalny. Stopień jego złożoności zależy od celu i zakresu prowadzonych badań. Powinien z zadawalającą dokładnością odwzorowywać własności i działanie silnika jako elementu większej struktury mechanicznej, a przy tym nie może być zbyt skomplikowany. Wymaga to istotnych uproszczeń. Prezentowany model silnika nie zawiera w związku z tym opisu istoty procesów wymiany ładunku, spalania i zamiany energii cieplnej na mechaniczną, które są przedmiotem wielu szczegółowych opracowań, a jedynie uproszczony opis efektów tych procesów.

## 2. Struktura modelu silnika ZS z regulatorem wielozakresowym

Silnik ZS wyposażony w wielozakresowy regulator prędkości obrotowej jest układem automatycznej regulacji z ujemnym sprzężeniem zwrotnym. Schemat struktury modelu tego układu jest przedstawiony na rys. 1.



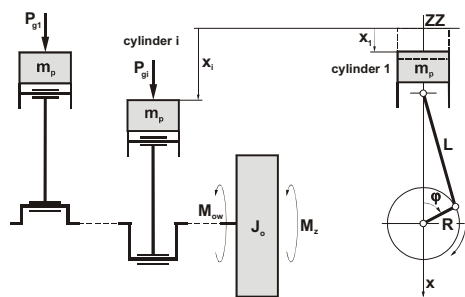
Rys. 1. Struktura modelu silnika ZS z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej  
Fig. 1. Model structure of a diesel engine equipped with an all speed governor

Chwilowy stan silnika określa kąt obrotu  $\varphi$  i prędkość kątowna  $\omega_s$  (ściślej  $\dot{\varphi}$  - patrz pkt 2) wału korbowego oraz masowe zużycie paliwa  $G$  odniesione do jednostki czasu, bądź wyrażone w postaci dawki jednostkowej  $q$  podawanej podczas obrotu wału korbowego o jeden radian (lub na jeden obrót wału). Sygnałem wejściowym jest moment obciążenia zewnętrznego  $M_z$ . Główny sygnał sterujący s układem zasilania paliwem jest formowany w regulatorze wielozakresowym. We współczesnych silnikach sterowanie tym układem uwzględnia również szereg sygnałów pomocniczych, które w modelu zostały pominięte. Wartość jednostkowej dawki paliwa wynika ze sterowania układem zasilania i z własności tego układu, określonych w modelu charakterystyką układu zasilania. Efektem przemiany energetycznej zachodzącej w silniku są przebiegi ciśnienia indykowanego w cylindrach, z których wynika efektywny moment napędowy  $M_e$  działający na wał korbowy.

Sygnałem sterującym układem silnik - regulator wielozakresowy jest nastawa regulatora. Wynika ona zazwyczaj z położenia pedału przyspieszenia i wyznacza przedział wartości prędkości kątownej, w którym silnik ma pracować przy obciążeniach częściowych w ustalonych warunkach ruchu. Przedział ten określa nominalna przy danej nastawie prędkość kątowna silnika  $\omega_n$ , której odpowiada maksymalna wartość jednostkowej dawki paliwa i praca z pełnym obciążeniem, a powyżej której rozpoczyna się zmniejszanie dawki paliwa stosownie do zmniejszonego obciążenia zewnętrznego. Przyjęto, że miarą sygnału sterującego układem silnik - regulator jest stosunek  $\bar{\omega}_n$  prędkości  $\omega_n$  do prędkości  $\omega_N$  przy mocy znamionowej silnika.

### 3. Model mechaniczny silnika

W ciągnikach rolniczych zazwyczaj są stosowane czterosuwowe wielocylindrowe silniki rzędowe o symetrycznym układzie korbowym i stałej wartości kąta  $\theta$  między korbami – kolejnymi według sekwencji pracy cylindrów (wyjątkiem są silniki dwucylindrowe). Schemat mechaniczny modelu silnika o takim układzie konstrukcyjnym jest przedstawiony na rys. 2.



Rys. 2. Struktura modelu mechanicznego silnika  
Fig. 2. Structure of an engine mechanic model

Element masowy o momencie bezwładności  $J_0$  reprezentuje bezwładność wału korbowego wraz z kołem zamachowym oraz bezwładność elementów silnika i jego osprzętu o ruchu obrotowym kinematycznie powiązany z ruchem wału. Położenie tego elementu opisuje kąt obrotu  $\varphi$  wału korbowego liczony od początkowego położenia zwrotu zewnętrznego (ZZ) korby pierwszego cylindra. Masy  $m_p$  elementów o ruchu posuwisto-zwrotnym przedstawiają masy tłoków poszczególnych cylindrów wraz z częścią mas korbowodów. Ich przemieszczenia od położenia zwrotu zewnętrznego opisują współrzędne  $x_i$ . Na tłok  $i$ -tego cylindra

działa siła gazowa  $P_{gi}(q, \eta, \varphi)$ , która jako efekt przebiegu ciśnienia indykowanego jest funkcją jednostkowej dawki paliwa  $q$ , stopnia napełnienia  $\eta$  i kąta obrotu  $\omega$ . Wał korbowy jest obciążony momentem zewnętrznych oporów ruchu  $M_z$ . Efekty rozpraszania energii ruchu elementów modelu reprezentuje zastępczy moment  $M_{ow}(\dot{\varphi}, \varphi, P_{gi})$  oporów własnych silnika i sumy momentów niezbędnych do napędu osprzętu, zredukowanych do osi obrotu wału korbowego. Zależy on od prędkości kątownej i kąta obrotu wału oraz sił gazowych działających na tłoki.

Związek między przemieszczeniem tłoka  $i$ -tego cylindra od położenia zwrotu zewnętrznego i kątem obrotu wału korbowego wyraża zależność:

$$x_i = R \cdot F_i(\varphi); \quad i \in [1, c], \quad (1, 2)$$

gdzie R przedstawia promień wykorbienia;  $F_i(\varphi)$  - funkcję położenia; c – liczbę cylindrów silnika. Przy spotykanych w silnikach spalinowych wartościach stosunku promienia wykorbienia do długości korbowodu L:

$$\lambda = \frac{R}{L}; \quad \lambda^2 \ll 1, \quad (3, 4)$$

zazwyczaj jest stosowana przybliżona postać funkcji położenia:

$$F_i(\varphi) = 1 - \cos[\varphi - (i-1)\vartheta] + \frac{\lambda}{2} \sin^2[\varphi - (i-1)\vartheta]. \quad (5)$$

Ruch obrotowy wału korbowego modelu silnika opisuje nieliniowe równanie różniczkowe:

$$\left\{ J_o + m_p R^2 \sum_{i=1}^c [F_i'(\varphi)]^2 \right\} \ddot{\varphi} + m_p R^2 \dot{\varphi}^2 \sum_{i=1}^c F_i'(\varphi) F_i''(\varphi) = \\ = R \sum_{i=1}^c P_{gi}(q, \eta, \varphi) F_i'(\varphi) - M_{ow} [\dot{\varphi}, \varphi, P_{gi}(q, \eta, \varphi)] - M_z, \quad (6)$$

$$\text{gdzie:} \quad F_i'(\varphi) = \frac{\partial F_i(\varphi)}{\partial \varphi}; \quad F_i''(\varphi) = \frac{\partial^2 F_i(\varphi)}{(\partial \varphi)^2}. \quad (7, 8)$$

Wypadkowy moment obrotowy działający na wał korbowy od sił gazowych i sił bezwładności generowanych w ruchu posuwisto-zwrotnym jest w ustalonych warunkach ruchu silnika okresowo zmienny w czasie. Wpływ jego pulsacji na przebieg prędkości kątowej wału jest niewielki ze względu na dużą wartość częstości podstawowej harmonicznnej przebiegu momentu i dużą bezwładność elementów. Ruch obrotowy wału korbowego w warunkach nieustalonych można w związku z tym rozpatrywać jako złożenie ruchu podstawowego ze zmienną w czasie prędkością kątową  $\omega_s$  i drgań  $\delta$  – jako efektu pulsacji momentu od sił gazowych i sił bezwładności – stanowiących małe zaburzenie ruchu podstawowego:

$$\varphi = \psi + \delta; \quad \delta \ll 1; \quad (9, 10)$$

$$\dot{\varphi} = \omega_s + \dot{\delta}_\omega; \quad \omega_s = \dot{\psi}; \quad \delta_\omega = \dot{\delta}; \quad \delta_\omega \ll \omega_s. \quad (11, 12, 13, 14)$$

Prędkość kątowa  $\omega_s$  w ruchu podstawowym jest dalej nazywana umownie prędkością kątową silnika. Może ona być przedstawiona jako stosunek stałego kąta  $\Theta$  odpowiadającego okresowi zmienności momentu od sił gazowych w ruchu ustalonym do czasu  $T_\Theta$  ( ) obrotu  $\dot{\varphi}$  ten kąt w przedziale  $[(\omega - \Theta/2), (\omega + \Theta/2)]$ :

$$\omega_s = \frac{\Theta}{T_\Theta}, \quad (15)$$

$$\text{gdzie:} \quad \Theta = \frac{2\pi m}{c}; \quad T_\Theta = \int_{\varphi - \Theta/2}^{\varphi + \Theta/2} \frac{d\varphi}{\dot{\varphi}} \quad (16, 17)$$

oraz:  $n=2$  - dla silnika czterosuwowego,  $n=1$  – dla silnika dwusuwowego [1].

Można wówczas wprowadzić pojęcie chwilowej mocy efektywnej  $N_e$  jako stosunku pracy sił gazowych zmniejszonej o pracę włożoną w napęd osprzętu oraz pokonanie oporów własnych – wykonanej podczas obrotu wału korbowego o kąt  $\Theta$  – do czasu  $T_\Theta$  obrotu o ten kąt:

$$N_e(q, \eta, \omega_s) = \frac{1}{T_\Theta} \int_{\varphi - \Theta/2}^{\varphi + \Theta/2} \left\{ R \sum_{i=1}^c P_{gi}(q, \eta, \varphi) F_i'(\varphi) - M_{ow} [\dot{\varphi}, \varphi, P_{gi}(q, \eta, \varphi)] \right\} d\varphi \quad (18)$$

oraz zmiennego w czasie momentu efektywnego  $M_e$ :

$$M_e(q, \eta, \omega_s) = \frac{N_e}{\omega_s} = \frac{1}{\Theta} \int_{\varphi-\Theta/2}^{\varphi+\Theta/2} \left\{ R \sum_{i=1}^c P_{gi}(q, \eta, \varphi) F_i'(\varphi) - M_{ow}[\dot{\varphi}, \varphi, P_{gi}(q, \eta, \varphi)] \right\} d\varphi. \quad (19)$$

W modelu silnika stanowiącym element modelu układu napędowego pojazdu zazwyczaj uwzględnia się tylko ruch podstawowy [3, 6]. Ruch obrotowy wału korbowego opisuje wtedy równanie:

$$J_s \dot{\omega}_s = M_e(q, \eta, \omega_s) - M_z, \quad (20)$$

gdzie:

$$J_s = J_o + \frac{c}{2} m_p R^2. \quad (21)$$

Oscylacje prędkości obrotowej wału korbowego wynikające z pulsacji momentu od sił gazowych i sił bezwładności powinny być natomiast brane pod uwagę przy projektowaniu bądź modelowaniu wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej silnika [2].

Równanie ruchu podstawowego wału korbowego (20) zostało przekształcone do postaci bezwymiarowej. Przyjęto w tym celu wartości odniesienia, które charakteryzują pracę silnika z mocą znamionową – indeks N. Jako czas odniesienia przyjęto:

$$t_o = \frac{1}{\omega_N}, \quad (22)$$

Czas traktowany jako współrzędna bezwymiarowa wyraża się wówczas następująco:

$$\tau = \frac{t}{t_o} = t \omega_N. \quad (23)$$

Równanie podstawowego ruchu obrotowego wału korbowego modelu silnika w formie bezwymiarowej ma postać:

$$\bar{J}_s \dot{\bar{\omega}}_s = \bar{M}_e(\bar{q}_s, \eta, \bar{\omega}_s) - \bar{M}_z, \quad (24)$$

gdzie:

$$\bar{J}_s = \frac{J_s \omega_N^2}{M_N}; \quad \bar{\omega}_s = \frac{\omega_s}{\omega_N}; \quad \dot{\bar{\omega}}_s = \frac{d\bar{\omega}_s}{d\tau} = \frac{1}{\omega_N^2} \frac{d\omega_s}{dt}; \quad (25, 26, 27)$$

$$\bar{M}_e = \frac{M_e}{M_N}; \quad \bar{M}_z = \frac{M_z}{M_N}. \quad (28, 29)$$

#### 4. Opis efektu przemiany energetycznej

Końcowym efektem przemiany energetycznej zachodzącej w silniku spalinowym jest praca użyteczna, którą w odniesieniu do jednostki czasu wyraża moc efektywna  $N_e$ . Jej wartość w ruchu ustalonym i nieustalonym silnika – przy tej samej dawce paliwa i tej samej prędkości obrotowej – jest różna ze względu na różnice w napełnieniu cylindrów powietrzem. Różna jest w związku z tym wartość momentu efektywnego. Opis matematyczny procesów wymiany ładunku i spalania w ruchu nieustalonym jest złożony – zwłaszcza w silnikach z turbodoładowaniem. Funkcjonalne ujęcie wpływu charakteru ruchu na napełnienie i w efekcie na wartość momentu efektywnego wymaga natomiast uwzględnienia wyników badań doświadczalnych, które nie są podawane przez producentów silników. Z powyższych względów, jak również biorąc pod uwagę, że podczas współpracy silnika z układem napędowym pojazdu przyspieszenia kątowe wału korbowego nie są duże, wspomniane wyżej różnice zostały w modelu pominięte. Przyjęto, że efekt przemiany energetycznej może być przedstawiony za pomocą uproszczonej zależności opisującej w sposób bezwymiarowy moment efektywny silnika, w której wpływ stopnia napełnienia na wartość momentu nie występuje w sposób jawny:

$$\bar{M}_e = f(\bar{q}, \bar{\omega}_s), \quad (30)$$

gdzie:  $\bar{q} = \frac{q}{q_N}$ ;  $q = \frac{G}{\omega_s}$ . (31,32)

Zależność ta uwzględnia jednakże wpływ prędkości kątowej na napelnienie i w efekcie na wartość momentu. Może ona być wyznaczona na podstawie dostępnych charakterystyk silnika otrzymanych doświadczalnie w warunkach ustalonych – na przykład charakterystyki uniwersalnej w formie wykresu warstwiczowego bądź zbioru charakterystyk obciążeniowych.

W modelu silnika została zastosowana funkcja analityczna aproksymująca zależność (30) opracowana na podstawie charakterystyki uniwersalnej silnika ciągnika Fendt Farmer 312 LSA zamieszczonej w pracy [5] - rys. 3. Moment efektywny został przedstawiony jako funkcja jednostkowej dawki paliwa o współczynnikach zależnych od prędkości kątowej:

$$\bar{M}_e = \sum_{j=0}^2 a_j(\bar{\omega}_s) \bar{q}^j ; \quad \text{gdzie: } a_j(\bar{\omega}_s) = \sum_{k=0}^3 b_{jk} \bar{\omega}_s^k ; \quad \bar{\omega}_s \in [\bar{\omega}_{s \min}, \bar{\omega}_{s \max}] . \quad (33)$$

Na podstawie tej zależności można sporządzić charakterystykę uniwersalną modelu silnika po uwzględnieniu związków:

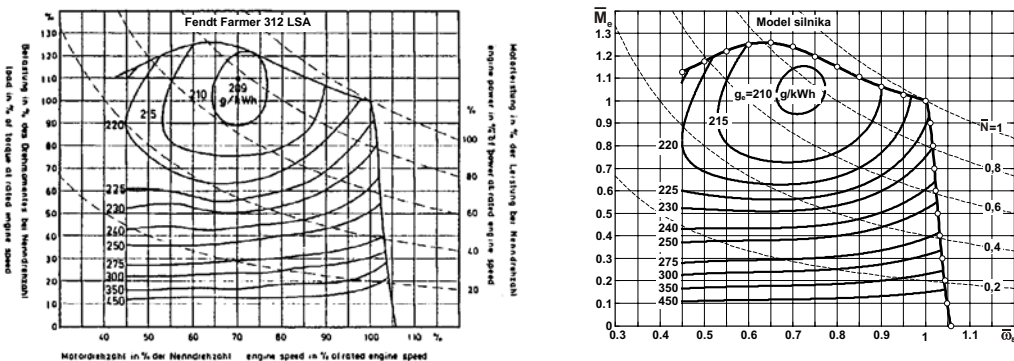
$$\bar{q} = \bar{M}_e \bar{g}_e , \quad \text{gdzie: } \bar{g}_e = \frac{g_e}{g_{eN}} \quad (34,35)$$

oraz:  $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa.

Wówczas:

$$\bar{M}_{e(1,2)} = \frac{1 - a_1(\bar{\omega}_s) \bar{g}_e \pm \sqrt{\Delta}}{2a_2(\bar{\omega}_s) \bar{g}_e^2} ; \quad \text{gdzie: } \Delta = [a_1(\bar{\omega}_s) \bar{g}_e - 1]^2 - 4a_0(\bar{\omega}_s) a_2(\bar{\omega}_s) \bar{g}_e^2 . \quad (36)$$

Porównanie charakterystyki modelu silnika z charakterystyką silnika Fendt Farmer 312 LSA jest przedstawione na rys. 3.



Rys. 3. Porównanie charakterystyk uniwersalnych silnika Fendt Farmer 312 LSA i modelu silnika  
 Fig. 3. Comparison of performances of Fendt Farmer 312 LSA engine and model of engine

Przebieg eksploatacyjnej charakterystyki szybkościowej modelu silnika zamieszczony na powyższym rysunku (odcinek pełnego obciążenia i gałąź regulatorowa przy nastawie mocy znamionowej) został otrzymany przy wykorzystaniu dodatkowych zależności opisujących charakterystykę układu zasilania (38 ÷ 40) i działanie regulatora wielozakresowego [2].

### 5. Charakterystyka układu zasilania

Wartość dawki paliwa wtryskiwanej do cylindrów wynika ze sterowania układem zasilania i z własności tego układu. Celem sterowania jest przede wszystkim dostosowanie dawki do żądanej wartości momentu użytecznego – niezbędnej do pokonania zewnętrznego momentu

oporów ruchu bądź do zmiany prędkości obrotowej silnika. Pośredniej informacji o żądanej wartości momentu dostarcza główny sygnał sterujący  $s$  układem zasilania. W silnikach z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej powstaje on w regulatorze. Wartość jednostkowej dawki paliwa odpowiadająca tej samej wartości głównego sygnału sterującego zmienia się wraz ze zmianą prędkości obrotowej silnika. Wynika to zarówno z własności elementów układu zasilania jak i z zamierzonych działań konstrukcyjnych. Podczas pracy silnika z pełnym obciążeniem niezbędne jest bowiem spełnienie wymagań dotyczących zadymienia i składu spalin. Wymaga to korygowania wartości maksymalnej jednostkowej dawki paliwa odpowiednio do prędkości obrotowej. Sterowanie elektroniczne stosowane we współczesnych silnikach uwzględnia w tym celu również szereg sygnałów pomocniczych, które w modelu zostały pominięte<sup>1</sup>.

Zależność ujmująca wpływ głównego sygnału sterującego  $s$  i prędkości kątowej silnika na wartość jednostkowej dawki paliwa jest dalej nazywana charakterystyką dawkowania:

$$q = f(\omega_s, s) \quad (37)$$

Założono, że w przypadku silników z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej powyższa zależność może być wyrażona w formie bezwymiarowej za pomocą iloczynu dwóch funkcji:

- $\bar{q}_{\max}(\bar{\omega}_s)$ , która opisuje maksymalną dawkę jednostkową podczas pracy silnika z pełnym obciążeniem,
- $h(s)$ , która opisuje wpływ wartości głównego sygnału sterującego na zmniejszenie dawki jednostkowej w porównaniu z jej wartością maksymalną.

Postacie tych funkcji zostały określone na podstawie eksploatacyjnej charakterystyki szybkościowej silnika Fendt Farmer 312 LSA. Charakterystykę dawkowania modelu silnika otrzymano w następującej postaci:

$$\bar{q}(\bar{\omega}_s, s) = \bar{q}_{\max}(\bar{\omega}_s) \cdot h(s), \quad (38)$$

gdzie:

$$\bar{q}_{\max}(\bar{\omega}_s) = \begin{cases} \sum_{j=0}^5 c_j \cdot \bar{\omega}_s^j, & \text{gd}y : \bar{\omega}_s \leq 1; \\ 1, & \text{gd}y : \bar{\omega}_s > 1, \end{cases} \quad h(s) = \begin{cases} 0, & \text{gd}y : s < 0; \\ \sum_{k=1}^4 d_k \cdot s^k, & \text{gd}y : 0 \leq s \leq 1; \\ 1, & \text{gd}y : s > 1. \end{cases} \quad (39, 40)$$

Wartości  $\bar{q}_{\max}$  przy wybranych wartościach  $\bar{\omega}_s$  zostały obliczone na podstawie odcinka pełnego obciążenia charakterystyki szybkościowej. Wykorzystano rozwiązanie funkcji (33) aproksymującej związek  $\bar{M}_e(\bar{q}, \bar{\omega}_s)$ :

$$\bar{q} = \frac{-a_1(\bar{\omega}_s) + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot a_2(\bar{\omega}_s)}, \quad \text{gd}y : \Delta = a_1^2(\bar{\omega}_s) - 4a_2(\bar{\omega}_s) \cdot [a_0(\bar{\omega}_s) - \bar{M}_e]. \quad (41)$$

Wyniki obliczeń oraz przebieg funkcji aproksymującej są przedstawione na rys. 5.

W celu wyznaczenia funkcji  $h(s)$  zostały obliczone wartości sygnału sterującego  $s$  odpowiadające w ruchu ustalonym silnika wartościom prędkości kątowej w wybranych punktach gałęzi regulatorowej charakterystyki szybkościowej przy nastawie mocy znamionowej. Wykorzystano przy tym zależność opisującą w sposób bezwymiarowy przesunięcie  $\bar{x}$  elementu wykonawczego regulatora wielozakresowego podczas pracy silnika w ustalonych warunkach ruchu [2] oraz związek pomiędzy tym przesunięciem i głównym sygnałem sterującym:

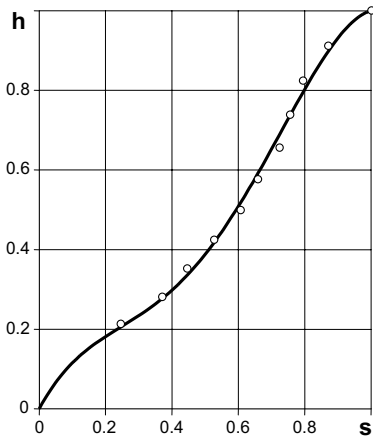
<sup>1</sup> Elektroniczne sterowanie dawką paliwa stosowane w silnikach z turbodoładowaniem uwzględnia między innymi wartość ciśnienia doładowania. Podczas przyspieszania silnika ciśnienie doładowania zmniejsza się, pogarsza się napełnienie cylindrów i dopuszczalna wartość dawki jest obniżana. Maksymalny moment użyteczny jest wówczas mniejszy od uzyskiwanego w ruchu ustalonym przy tej samej prędkości obrotowej [4]. Pominięcie tego sygnału w modelu silnika jest zatem istotnym uproszczeniem.

$$s = 1 - \bar{x} . \quad (42)$$

W tych samych punktach zostały obliczone wartości dawki jednostkowej  $\bar{q}$  na podstawie zależności (41). Przyjęto przy tym, że zachodzi związek:

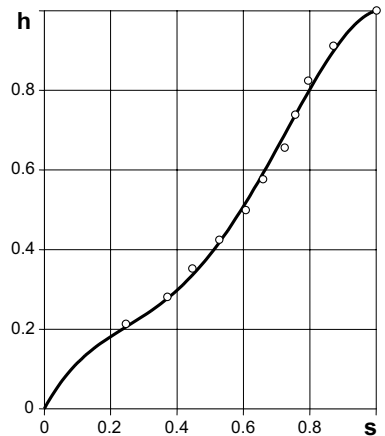
$$\forall \omega_s \geq \omega_N : q_{max}(\omega_s) = q_N \Rightarrow \bar{q}_{max}(\omega_s) = 1 \Rightarrow \bar{q} = h . \quad (43)$$

Wyniki obliczeń wartości sygnału  $s$  i odpowiadających im wartości funkcji  $h$  oraz wykres przebiegu funkcji aproksymującej zależność  $h(s)$  w przedziale  $0 \leq s \leq 1$  jest przedstawiony na rys. 4. Przykładowe przebiegi  $\bar{q}(\bar{\omega}_s)|_{s=\text{const}}$  odpowiadające kilku wartościom sygnału  $s$  są przedstawione na rys. 5. Umieszczono na nim również wykres przebiegu dawki jednostkowej  $\bar{q}_{min}(\bar{\omega}_s)$  podczas biegu silnika luzem ( $M_e=0$ ) wyznaczony na podstawie zależności (41) oraz przebieg dawki jednostkowej podczas pracy silnika według gałęzi regulatorowej przy nastawie właściwej dla mocy znamionowej.



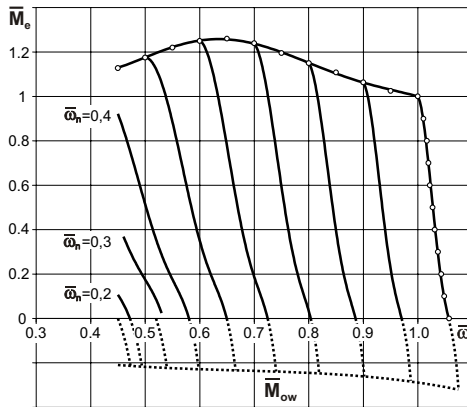
Rys. 4. Funkcja  $h(s)$  opisująca wpływ głównego sygnału sterującego  $s$  na wartość dawki jednostkowej  $q$

Fig. 4. Function  $h(s)$  describing influence of main control signal  $s$  on value of fuel charge  $q$



Rys. 5. Charakterystyka dawkowania układu zasilania modelu silnika;  $\diamond$  – wartości odpowiadające charakterystyce silnika Fendt Farmer 312 LSA

Fig. 5. Characteristic of fuel system charging of engine model;  $\diamond$  – values corresponding to performance of Fendt Farmer 312 LSA engine



Rys. 6. Przebiegi  $M_e(\omega_s)$  w warunkach ustalonych przy wybranych nastawach regulatora modelu silnika

Fig. 6. Courses  $M_e(\omega_s)$  under stationary conditions for several governor settings of the engine model



oporów ruchu bądź do zmiany prędkości obrotowej silnika. Pośredniej informacji o żądanej wartości momentu dostarcza główny sygnał sterujący  $s$  układem zasilania. W silnikach z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej powstaje on w regulatorze. Wartość jednostkowej dawki paliwa odpowiadająca tej samej wartości głównego sygnału sterującego zmienia się wraz ze zmianą prędkości obrotowej silnika. Wynika to zarówno z własności elementów układu zasilania jak i z zamierzonych działań konstrukcyjnych. Podczas pracy silnika z pełnym obciążeniem niezbędne jest bowiem spełnienie wymagań dotyczących zadymienia i składu spalin. Wymaga to korygowania wartości maksymalnej jednostkowej dawki paliwa odpowiednio do prędkości obrotowej. Sterowanie elektroniczne stosowane we współczesnych silnikach uwzględnia w tym celu również szereg sygnałów pomocniczych, które w modelu zostały pominięte<sup>1</sup>.

Zależność ujmująca wpływ głównego sygnału sterującego  $s$  i prędkości kątowej silnika na wartość jednostkowej dawki paliwa jest dalej nazywana charakterystyką dawkowania:

$$q = f(\omega_s, s). \quad (37)$$

Założono, że w przypadku silników z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej powyższa zależność może być wyrażona w formie bezwymiarowej za pomocą iloczynu dwóch funkcji:

- $\bar{q}_{\max}(\bar{\omega}_s)$ , która opisuje maksymalną dawkę jednostkową podczas pracy silnika z pełnym obciążeniem,
- $h(s)$ , która opisuje wpływ wartości głównego sygnału sterującego na zmniejszenie dawki jednostkowej w porównaniu z jej wartością maksymalną.

Postacie tych funkcji zostały określone na podstawie eksploatacyjnej charakterystyki szybkościowej silnika Fendt Farmer 312 LSA. Charakterystykę dawkowania modelu silnika otrzymano w następującej postaci:

$$\bar{q}(\bar{\omega}_s, s) = \bar{q}_{\max}(\bar{\omega}_s) \cdot h(s), \quad (38)$$

gdzie:

$$\bar{q}_{\max}(\bar{\omega}_s) = \begin{cases} \sum_{j=0}^5 c_j \cdot \bar{\omega}_s^j, & \text{gd}y : \bar{\omega}_s \leq 1; \\ 1, & \text{gd}y : \bar{\omega}_s > 1, \end{cases} \quad h(s) = \begin{cases} 0, & \text{gd}y : s < 0; \\ \sum_{k=1}^4 d_k \cdot s^k, & \text{gd}y : 0 \leq s \leq 1; \\ 1, & \text{gd}y : s > 1. \end{cases} \quad (39, 40)$$

Wartości  $\bar{q}_{\max}$  przy wybranych wartościach  $\bar{\omega}_s$  zostały obliczone na podstawie odcinka pełnego obciążenia charakterystyki szybkościowej. Wykorzystano rozwiązanie funkcji (33) aproksymującej związek  $\bar{M}_e(\bar{q}, \bar{\omega}_s)$ :

$$\bar{q} = \frac{-a_1(\bar{\omega}_s) + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot a_2(\bar{\omega}_s)}, \quad \text{gd}y: \Delta = a_1^2(\bar{\omega}_s) - 4a_2(\bar{\omega}_s) \cdot [a_0(\bar{\omega}_s) - \bar{M}_e]. \quad (41)$$

Wyniki obliczeń oraz przebieg funkcji aproksymującej są przedstawione na rys. 5.

W celu wyznaczenia funkcji  $h(s)$  zostały obliczone wartości sygnału sterującego  $s$  odpowiadające w ruchu ustalonym silnika wartościom prędkości kątowej w wybranych punktach gałęzi regulatorowej charakterystyki szybkościowej przy nastawie mocy znamionowej. Wykorzystano przy tym zależność opisującą w sposób bezwymiarowy przesunięcie  $\bar{x}$  elementu wykonawczego regulatora wielozakresowego podczas pracy silnika w ustalonych warunkach ruchu [2] oraz związek pomiędzy tym przesunięciem i głównym sygnałem sterującym:

<sup>1</sup> Elektroniczne sterowanie dawką paliwa stosowane w silnikach z turbodoładowaniem uwzględnia między innymi wartość ciśnienia doładowania. Podczas przyspieszania silnika ciśnienie doładowania zmniejsza się, pogarsza się napelnienie cylindrów i dopuszczalna wartość dawki jest obniżana. Maksymalny moment użyteczny jest wówczas mniejszy od uzyskiwanego w ruchu ustalonym przy tej samej prędkości obrotowej [4]. Pominięcie tego sygnału w modelu silnika jest zatem istotnym uproszczeniem.

## 6. Odpowiedzi modelu układu silnik-regulator na przebiegi sygnałów sterującego i wejściowego

Własności statyczne układu silnik - wielozakresowy regulator prędkości obrotowej opisuje zbiór charakterystyk regulatorowych. Szereg takich charakterystyk odpowiadających kilku nastawom regulatora modelu silnika jest przedstawionych na rys. 6. Linia przerywaną zaznaczono przebiegi momentu obrotowego działającego na wał korbowy w warunkach hamowania silnikiem, kiedy podawana dawka paliwa jest mniejsza od niezbędnej do pokonania momentu  $M_{ow}$  własnych oporów ruchu i napędu osprzętu, bądź jest równa zero.

Działanie modelu układu silnik – regulator w stanach nieustalonych zostało sprawdzone za pomocą symulacji komputerowych w sposób stosowany przy badaniu układów automatycznej regulacji. Wykorzystano opracowany na podstawie modelu program przeznaczony do użycia w środowisku Matlab 6.5 firmy MathWorks, Inc. Poniżej są przedstawione przykładowe przebiegi wielkości charakteryzujących pracę modelu układu silnik-regulator przy skokowej zmianie nastawy regulatora – rys. 7, przy skokowej zmianie momentu obciążenia zewnętrznego silnika – rys. 8 oraz przy obciążeniu harmonicznym – rys. 9.

Przebiegi wielkości charakteryzujących pracę silnika w stanach nieustalonych wskazują na poprawne działanie modelu i programu komputerowego nawet w ekstremalnych warunkach ruchu. Drgania elementu wykonawczego regulatora obserwowane na rys. 7 w początkowej fazie procesu przejściowego przy skokowej zmianie nastawy, są efektem jego uderzenia w zderzak ograniczający przemieszczenie. Skokowa zmiana nastawy realizowana w pełnym zakresie położenia pedału przyspieszenia praktycznie nie występuje podczas normalnej eksploatacji silnika.

## 7. Podsumowanie

Model poprawnie odwzorowuje pod względem jakościowym działanie silnika ZS z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej. Umożliwia symulację pracy silnika przy dowolnych obciążeniach i różnych nastawach regulatora wynikających z położenia pedału przyspieszenia, a także stany odpowiadające hamowaniu silnikiem. Wprowadzone uproszczenia nie powinny mieć istotnego znaczenia przy symulacjach mających na celu badanie wpływu sterowania na przebieg zmiany przełożenia oraz procesy rozpoczęcia i zatrzymania jazdy. Można bowiem oczekiwać, że przy badaniu analogicznych procesów wpływ uproszczeń na wyniki symulacji będzie zblizony.

Zastosowanie w opisie matematycznym formy bezwymiarowej umożliwia wykorzystanie modelu do symulacji ruchu pojazdów z silnikami o różnej mocy znamionowej. Kryterium częściowego podobieństwa dynamicznego silników sprowadza się w przypadku przedstawionego modelu do analogicznej (bądź zbliżonej) postaci charakterystyki uniwersalnej w formie bezwymiarowej i takiej samej wartości bezwymiarowego momentu bezwładności elementów silnika o ruchu obrotowym i posuwisto-zwrotnym  $\bar{J}_s$  (25). Wartość ta może być łatwo zmieniona. Natomiast metoda aproksymacji zależności  $\bar{M}_e(\bar{q}, \bar{\omega}_s)$  za pomocą funkcji jednostkowej dawki paliwa o współczynnikach zależnych od prędkości kątowej (33) może być zastosowana do charakterystyki uniwersalnej dowolnego silnika. Odnosi się to również do aproksymacji odcinka pełnego obciążenia eksploatacyjnej charakterystyki szybkościowej, która w przypadku przedstawionego modelu polega na doborze funkcji opisującej przebieg maksymalnej dawki jednostkowej w zależności od prędkości kątowej (39).

W wielu zagadnieniach dotyczących badania ruchu nieustalonego pojazdu metodą symulacji komputerowej można w modelu układu silnik-regulator wykorzystać zależność opisującą położenie elementu wykonawczego regulatora wielozakresowego w ustalonych warunkach ruchu silnika – patrz [2]. Stała czasowa modelu mechanicznego silnika jest bowiem znacznie większa od stałej czasowej modelu regulatora. Reakcja modelu na zmiany obciążenia będzie wtedy jednak trochę wcześniejsza ze względu na pominięcie nieczułości regulatora na małe zmiany prędkości obrotowej. Czas osiągnięcia stanu ustalonego będzie natomiast nieco krótszy.

## **Literatura**

- [1] Bernhardt, M., Dobrzański, S., Loth, E., *Silniki samochodowe*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1988.
- [2] Bidziński, J., *Model of a diesel engine all speed governor*, w niniejszym zbiorze referatów.
- [3] Borkowski, W., Konopka, S., Prochowski, L., *Dynamika maszyn roboczych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.
- [4] Bosch, informator techniczny, *Sterowanie silników o zapłonie samoczynnym*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [5] Jahns, G., Forster, K. J., Hellickson, M., *Computer Simulation of Diesel Engine Performance*, Transactions of the ASAE, Vol. 33(3): May-June 1990, pp. 764 – 770.
- [6] Praca zbiorowa pod redakcją Szumanowskiego, A., *Układy napędowe z akumulacją energii*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990.

