

Modelowanie systemów energetycznych z silnikami spalinowymi za pomocą grafów wiązań i równań stanu

MARIAN CICHY, SŁAWOMIR MAKOWSKI

Wydział Mechaniczny, Katedra Silników Spalinowych i Sprężarek, Politechnika Gdańska

Przedstawiono istotę i zalety modelowania systemów energetycznych z silnikami spalinowymi za pomocą grafów wiązań i równań stanu. Podkreślono możliwość powiązania elementów przyczynowo-skutkowych modelu (sygnałowych) z elementami energetycznymi (grafy wiązań). Opisano uproszczony model energetyczny silnika oparty na charakterystyce statycznej. Podano sposób modelowania układu przeniesienia napędu i pojazdu jako odbiornika energii. Za-proponowano podział oporów ruchu na związane z akumulacją i rozpraszaniem energii. Zamieszczono przykład liczbowy modelu samochodu FSO 1500 zbudowanego na podstawie proponowanej teorii.

1. Wprowadzenie

Grafy wiązań (GW) i równania stanu (RS) są coraz częściej stosowane do modelowania złożonych obiektów energetycznych z silnikami spalinowymi [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Główne zalety tej metody są następujące:

- elementami modelu mogą być procesy energetyczne o różnej naturze fizycznej; sposób modelowania tych procesów jest dla wszystkich rodzajów energii jednakowy [7, 8, 9];
- model składa się z prostych elementów powtarzalnych [10], a jego rozbudowa i uproszczenia są względnie łatwe;
- dwuetapowy sposób modelowania (model graficzny, model analityczny) w zasadniczy sposób eliminuje możliwość popełniania błędów przy układaniu równań stanu; elementem kontrolnym w tym sposobie modelowania jest tak zwana analiza przyczynowości;
- możliwość automatycznego generowania równań stanu na podstawie modelu graficznego.

Wymieniona powyżej metoda okazała się szczególnie przydatna do modelowania złożonych systemów energetycznych z silnikami spalinowymi, takich na przykład, jak napędy hybrydowe i maszyny robocze. Na Politechnice Gdańskiej prowadzono szereg prac z zastosowaniem tego sposobu modelowania [6, 11, 12, 13].

Tradycyjna teoria ruchu samochodu jest mało przydatna do stosowania przy modelowaniu systemów o wielu źródłach energii (hybrydowych). Przez wybór odpowiednich elementów wektora parametrów wynikowych w prezentowanej

metodzie istnieje formalna możliwość powiązania procesów energetycznych z emisją składników toksycznych.

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie specjalistom z dziedziny mechaniki pojazdów wybranego zagadnienia alternatywnej metody modelowania pojazdów i maszyn roboczych z silnikami spalinowymi opartej na RS i GW.

Istotnym elementem tej metody jest wybór zmiennych stanu, który powinien być zgodny z ogólną teorią uwzględniającą jednolite podejście do systemów fizycznych [7, 8, 9]. Należy pamiętać, że metoda ta ma zastosowanie wyłącznie do układów o parametrach skupionych. Stosowanie jej do układów o parametrach rozłożonych wymaga uprzedniej dyskretyzacji, czyli podziału na skończone elementy. W rozważanym systemie należy wyodrębnić niezależne akumulatory energii (potencjalnej, kinetycznej) i każdemu akumulatorowi przypisać odpowiednią zmienną stanu, którą jest uogólniony pęd lub uogólnione przesunięcie. Jedyną formą przenoszenia energii mającą jeden rodzaj akumulacji jest wymiana ciepła [14]. Brak początkowej analizy systemu prowadzi do takich nonsensów jak, na przykład, przyjęcie jako zmiennej stanu średniego ciśnienia indykowanego [15]. Często też parametry energetyczne (uogólniony potencjał i uogólniony przepływ) mylone są z sygnałami, które modulują parametry energetyczne. Na przykład położenie pedału sterowania silnikiem nie może być traktowane jako samodzielna zmienna energetyczna. Każdy rodzaj energii przekazywanej, rozpraszanej lub magazynowanej jest określony zawsze przez dwa parametry, z których jeden jest przyczyną, a drugi wynikiem, zależnie od struktury dynamicznej systemu. W złożonych systemach energetycznych wyodrębnić można podsystemy o różnej naturze fizycznej powiązane energetycznie między sobą. W systemach takich wyodrębnić należy wejściowe sygnały sterujące, które mogą, lecz nie muszą być parametrami energetycznymi. Ogólny schemat takiego systemu przedstawiony jest na rys. 1. Na podstawie określonego algorytmu (realizowanego ręcznie lub automatycznie) ułożyć należy równania stanu, które w formie najogólniejszej mają postać dwóch układów równań, różniczkowego i algebraicznego:

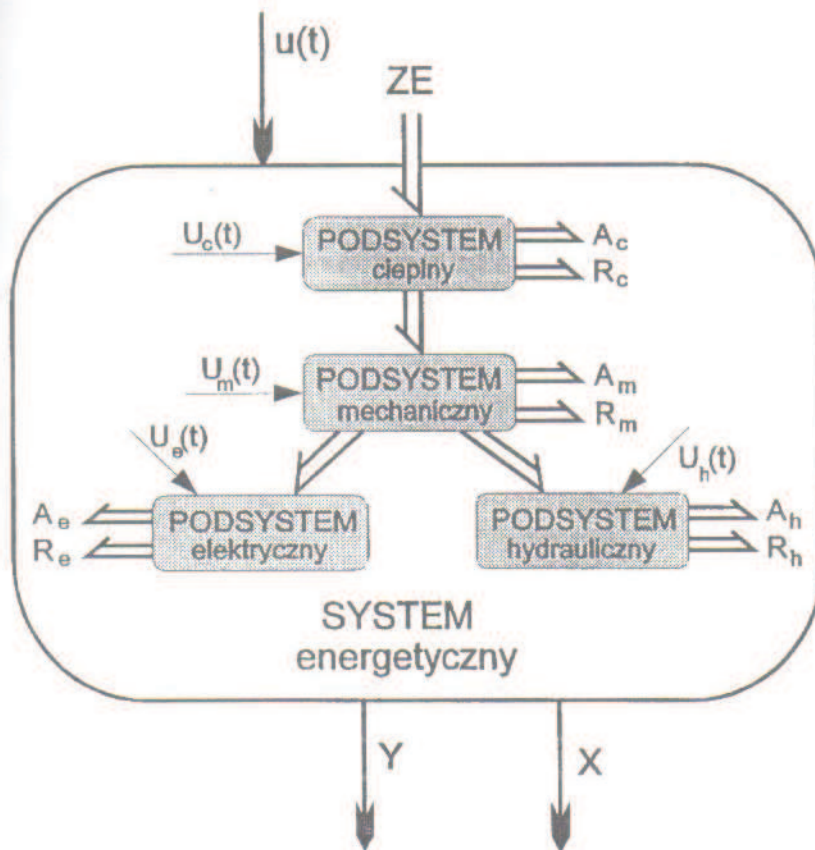
$$\begin{aligned}\dot{X} &= F_1[X, U(t)] \\ Y &= F_2[X, U(t)]\end{aligned}\tag{1}$$

gdzie: X — wektor N -elementowy zmiennych stanu,

$U(t)$ — wektor M -elementowy wejść sterujących w formie dowolnych funkcji czasu,

Y — wektor K -elementowy wyjść układu.

Istnieje wiele przypadków (sytuacji), gdzie systemy energetyczne powiązane są jedynie sygnałowo. Oznacza to, że moc związana z tym sygnałem jest pomijalnie mała w porównaniu z mocami w poszczególnych elementach głównego systemu. Schemat modelu takiego układu pokazany jest na rys. 2. Zależność tego typu jest na przykład między regulatorem prędkości obrotowej (System R) a systemem silnik – odbiornik (System S). Oznacza to, że sam fakt pomiaru prędkości kątowej wału silnika (Y_S) nie wpływa na własności dynamiczne systemu silnik – odbiornik (System S). Wpływ ten jest realizowany przez przetworzenie sygnału prędkości w systemie R (regulatorze



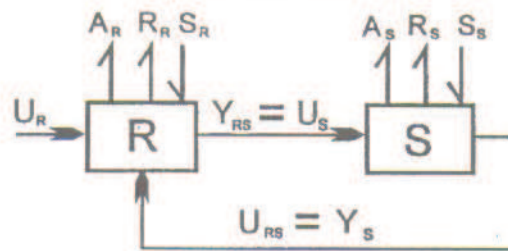
Rys. 1. Ogólny schemat systemu energetycznego

prędkości) na sygnał położenia organu sterowania dawką paliwa ($U_{RS} = Y_S$). Łączne traktowanie regulatora i silnika jako jednego systemu energetycznego w postaci modelu opisanego równaniami (1) może w większości przypadków prowadzić do trudności numerycznych przy rozwiązywaniu równań (1) [17]. W niektórych sytuacjach można stosować modele liniowe, w których równania (1) mają formę macierzową:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU \\ Y &= CX + DU \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie: **A**, **B**, **C** i **D** — macierze, których elementami są liczby rzeczywiste.

O dynamicznych właściwościach układu decyduje macierz **A**, która niestety może być czasami źle uwarunkowana [16, 17], co prowadzi do trudności numerycznych (na przykład przy określaniu wartości własnych tej macierzy).



Rys. 2. Sygnałowe powiązanie dwóch systemów energetycznych (R i S) ze sprzężeniem zwrotnym

2. Model silnika spalinowego

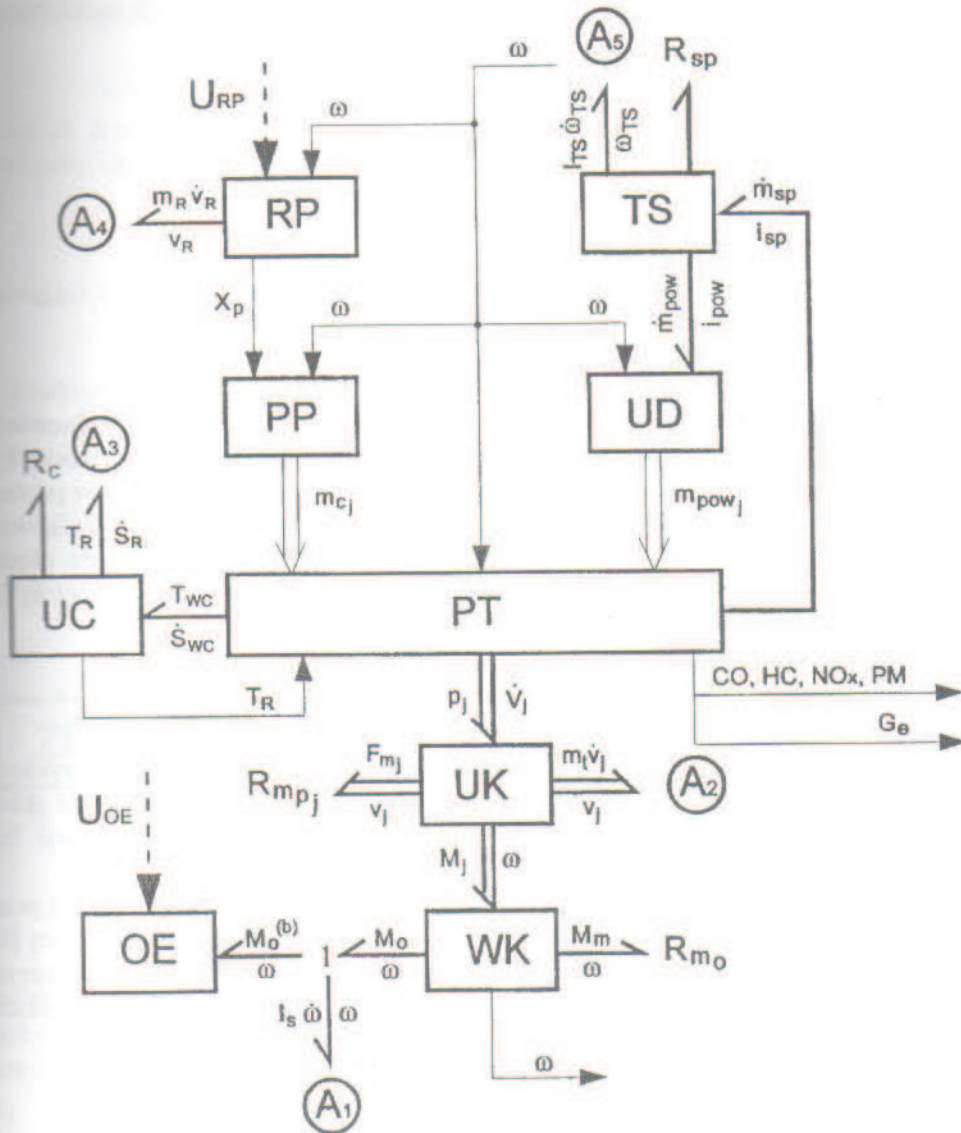
Najbardziej złożonym obiektem rozważanego systemu energetycznego jest silnik spalinowy. Stopień uproszczenia modelu zależy od celu, któremu model ma służyć. Wiele procesów zachodzących w silniku, jak emisja toksycznych substancji lub generowany przez silnik hałas, jest trudne lub wręcz niemożliwe przy obecnym stanie wiedzy do opisu na podstawie fizyki i chemii. W takich sytuacjach model procesu zostaje sprowadzony do „czarnej skrzynki”, w której dokonuje się identyfikacji modelu na podstawie pomiaru wejść i wyjść. Przy tych założeniach model energetyczny silnika przedstawiony został w postaci pokazanej na rys. 3. W modelu tym założono pięć niezależnych akumulatorów energii:

- A_1 — akumulator energii kinetycznej w postaci masowego momentu bezwładności części wirujących silnika I_S ,
- A_2 — akumulator energii kinetycznej w postaci masy elementów silnika wykonujących ruch postępowy m_S ,
- A_3 — akumulator energii cieplnej C_{UC} (części metalowe silnika, ciecz chłodząca, olej smarujący),
- A_4 — akumulator energii kinetycznej w postaci masy zredukowanej do osi przesuwki sterującej pompy wtryskowej m_R ,
- A_5 — akumulator energii kinetycznej w postaci masowego momentu bezwładności wirnika turbosprężarki I_{TS} .

Jedyną wielkością wejściową jest położenie dźwigni sterowania silnikiem $U_{ss}(t)$, które w przypadku silnika ZI jest położeniem przepustnicy, a w przypadku silnika ZS położeniem organu nastawczego regulatora prędkości obrotowej. Niektóre podsystemy energetyczne, na przykład układ chłodzenia, powiązane są z głównym układem zamiany energii cieplnej na mechaniczną w formie zamkniętej pętli regulacji (rys. 2), z określoną wartością zadaną U_R . Wybór wektora wyjść zależy od celu, do jakiego ma służyć model. Można jednakże podać podstawowe elementy wektora wyjść, które winny być brane pod uwagę w każdym modelu energetycznym (1):

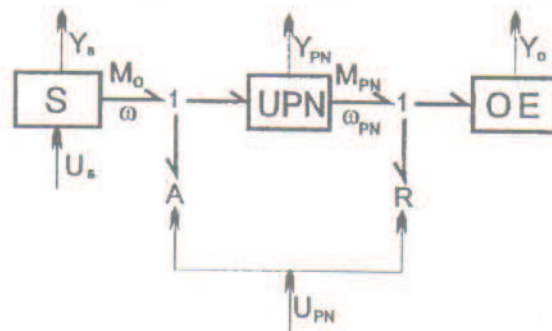
$$Y_S(t) = [M_O \omega \eta_o G_e T_{OX} H]^T \quad (3)$$

Elementami wektora (3) są: moment obrotowy, prędkość kątowna, sprawność ogólna, sekundowe zużycie paliwa, a także udział w spalinach składników toksycznych (T_{OX}) oraz natężenie hałasu H .



Rys. 3. Model silnika spalinowego w formie grafów wiązań: RP — regulator prędkości obrotowej, PP — pompa paliwowa, TS — turbosprężarka, UD — układ dolotowy, PT — procesy termodynamiczne w silniku, UC — układ cieplny silnika, UK — układ korbowy, WK — wał korbowy, OE — odbiornik energii, A_1, \dots, A_5 — akumulatory energii (opis w tekście)

Dla wielu rozważanych problemów można ograniczyć się do modelu opartego na charakterystyce statycznej silnika [18, 19]. Zagadnienia dynamiczne sprowadzają się wówczas do uwzględnienia akumulacji energii kinetycznej. Przykład modelu systemu z silnikiem spalinowym w formie GW przedstawiony jest na rys. 4. Taki model stosowany był do określenia dynamiki wzdłużnej pojazdu [13]. W modelu tym UPN



Rys. 4. Przykład modelu GW systemu energetycznego z silnikiem spalinowym

było przekładnią z wybieralnymi przełożeniami, a U_{PN} oznaczało wybór odpowiedniego numeru przełożenia. Jeden magazyn energii kinetycznej reprezentowany był przez bezwładność całego systemu sprowadzoną na wał wyjściowy silnika w postaci zredukowanego momentu bezwładności I zależnego od przełożenia U_{PN} . Całkowite straty energetyczne odbiornika i UPN sprowadzone (zredukowane) były do określonego wału. W przypadku przedstawionym na rys. 4 straty sprowadzone zostały do wału za przekładnią UPN.

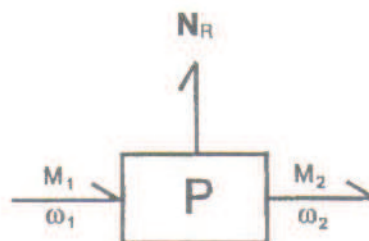
3. Model układu przeniesienia napędu

Układ przeniesienia napędu pojazdu z silnikiem spalinowym składa się zwykle ze sprzęgła, przekładni mechanicznej z wybieralnymi przełożeniami i przekładni głównej. Sprzęgło cierne może być zastąpione przez sprzęgło hydrokinetyczne lub przekładnię hydrokinetyczną.

Sposób modelowania najważniejszych elementów UPN, to jest przekładni z przełożeniami wybieralnymi oraz przekładni hydrokinetycznej został opisany w pracy [6].

Główną częścią modelu przekładni jest element przedstawiony na rys. 5, w którym założono brak magazynowania energii. Zgodnie z teorią przekładni i oznaczeniami na rys. 5 przełożenie kinematyczne i_k wynosi:

$$i_k = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (4)$$



Rys. 5. Ogólny schemat modelu GW przekładni bez elementów magazynowania energii

a przełożenie dynamiczne i_d :

$$i_d = \frac{M_2}{M_1} \quad (5)$$

Stratę energii rozpraszanej w przekładni oznaczony jest przez N_R . Sprawność przekładni określona jest zależnością:

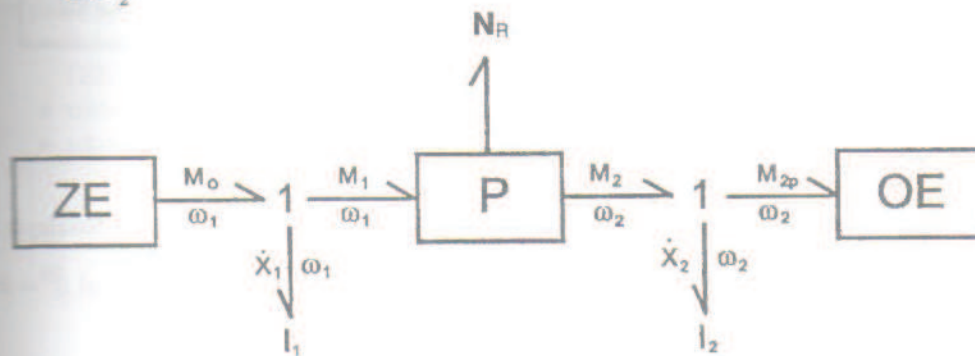
$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = i_d i_k \quad (6)$$

Równanie bilansu mocy wyrazi się w postaci:

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2 + N_R \quad (7)$$

Zakłada się, że w systemie istnieją dwa akumulatory energii kinetycznej:

- masowy moment bezwładności zredukowany do osi wału wejściowego przekładni I_1 ,
- masowy moment bezwładności zredukowany do osi wału wyjściowego przekładni I_2 .



Rys. 6. Model GW systemu energetycznego z przekładnią

Model GW systemu składającego się ze źródła energii (ZE), odbiornika energii (OE), przekładni (P) oraz akumulatorów I_1 i I_2 przedstawiony jest na rys. 6. Model ten w ogólnym przypadku opisują dwa równania stanu:

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= F_1(X_1, X_2, U) \\ \dot{X}_2 &= F_2(X_1, X_2, U) \end{aligned} \quad (8)$$

Zmienne stanu przedstawiają kręt:

$$\begin{aligned} X_1 &= I_1 \omega_1 \\ X_2 &= I_2 \omega_2 \end{aligned} \quad (9)$$

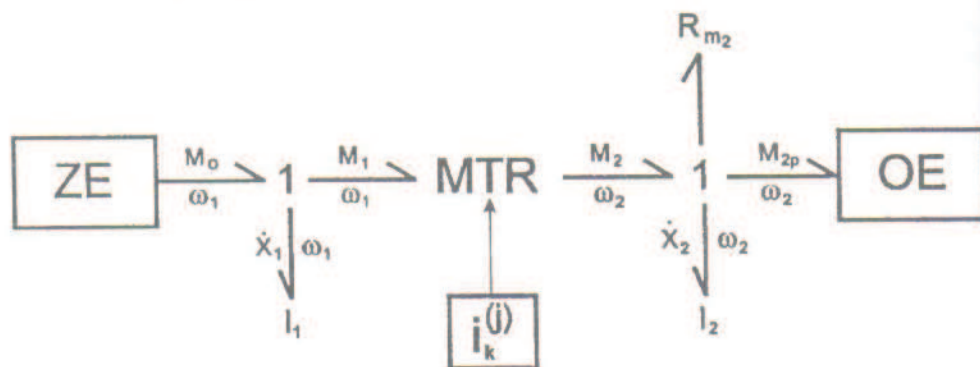
Ten rodzaj modelu stosowany był do opisu maszyny z przekładnią hydrokinetyczną [6]. W zależnościach (9) I_1 oznacza moment bezwładności zredukowany do osi wału wejściowego przekładni, a I_2 moment bezwładności zredukowany do osi wału

wyjściowego przekładni. W tym przypadku momenty bezwładności I_1 i I_2 reprezentują niezależne akumulatory energii.

Graficzny model systemu z przekładnią mechaniczną z wybieralnymi przełożeniami może mieć postać pokazaną na rys. 7. Głównym elementem tego modelu jest modulowany dyskretnie transformator (MTR), którego moduł przybierać może ciągłe wartości przełożeń:

$$i_k^{(j)} \quad \text{dla } j=0 \dots N$$

gdzie: j — numer przełożenia,
 N — ilość przełożeń.



Rys. 7. Model GW systemu energetycznego z przekładnią mechaniczną o przełożeniach wybieralnych

Przypadek $j=0$ oznacza, że przekładnia jest rozłączona (bieg luzem) i moduł $i_k^{(0)}=0$. Zależność opisująca MTR jest następująca:

$$\begin{bmatrix} M_{2p} \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1/i_k^{(j)} \\ i_k^{(j)} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \\ \omega_1 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Zgodnie z zależnością (10):

$$\omega_2 = i_k^{(j)} \omega_1,$$

z czego wynika związek między zmiennymi stanu:

$$X_2 = X_1 i_k^{(j)} (I_2 / I_1). \quad (11)$$

Korzystając ze związku (11), równania (8) sprowadzić można do jednego równania różniczkowego:

$$\dot{X}_1 = F_1(X_1, U), \quad (12)$$

lub

$$\dot{X}_2 = F_2(X_2, U). \quad (12)$$

Równaniu (12) odpowiada redukcja całkowitego masowego momentu bezwładności układu napędowego do osi wału wejściowego, równaniu (13) — redukcja do osi

wałki wyjściowego. Sposób redukcji masowego momentu bezwładności oraz momentu oporów mechanicznych M_m przekładni nie wpływa na przebieg w czasie zmiennych stanu (X_1 lub X_2). Natomiast obliczenie przebiegu momentów obrotowych (M_1 , M_2 i M_m) wymaga znajomości rozdziału masowych momentów bezwładności na wejściu i wyjściu przekładni, oraz rozdziału strat mechanicznych przekładni.

Dla systemu silnik – pojazd wektor niezależnych wejść (sterowań) może mieć trzy elementy:

$$U = [U_{SS} \ U_{PN} \ U_H]^T$$

U_{SS} — położenie organu sterowania silnikiem,

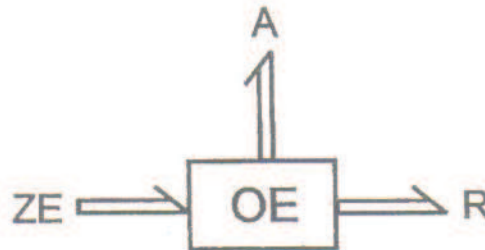
U_{PN} — numer wybranego przełożenia,

U_H — położenie organu sterowania układem hamulcowym.

4. Model odbiornika energii

Ogólny schemat modelu Odbiornika Energii (OE) przedstawiony na rys. 8 zawiera następujące elementy:

- źródło energii pochodzącej z układu napędowego, na przykład silnik spalinowy (ZE),
- układy rozpraszające energię (R),
- układy akumulujące energię (A).



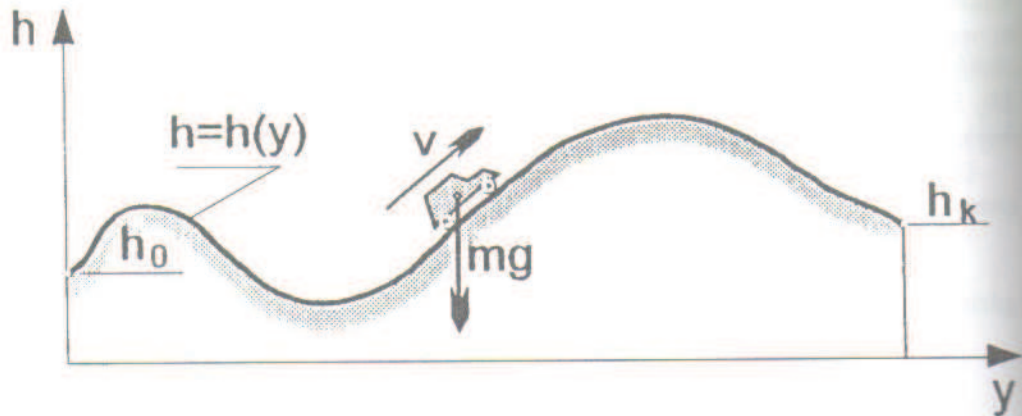
Rys. 8. Ogólny schemat modelu GW odbiornika energii

Jako przykład odbiornika energii rozpatrzony zostanie pojazd z silnikiem spalinowym. W teorii ruchu pojazdów [20, 21, 22, 23, 24] nie rozróżnia się oporów związanych z akumulacją i rozpraszaniem energii traktując w jednakowy sposób wszystkie składniki oporów, to znaczy:

- opory toczenia,
- opory powietrza,
- opory wzniesienia,
- opory bezwładności.

Jest to niewłaściwe nie tylko z dydaktycznego punktu widzenia, lecz także z powodu różnic merytorycznych. Energię potrzebną na przebycie określonej trasy (rys. 9) obliczać można według zależności:

$$E = \int_0^t v \cdot P_k dt \quad (14)$$



Rys. 9. Schemat drogi przebywanej przez pojazd mechaniczny

Strumień energii składające się na iloczyn $v \cdot P_k$ podzielić można na dwa składniki:

- energię rozpraszaną, którą oblicza się z zależności:

$$E_R = \int_0^{t_k} v \cdot R(v) dt \quad (15)$$

- energię akumulowaną obliczaną z zależności:

$$E_A = \int_0^{t_k} \dot{E}_A dt = E_A(t_k) - E_A(0). \quad (16)$$

Podstawowa różnica między energiami (15) i (16) polega na tym, że energia rozpraszana (15) zależy od drogi przejścia (całki) między stanem w punkcie $t=0$ i stanem w punkcie $t=t_k$. Natomiast energia akumulowana zależy wyłącznie od różnicy energii w chwili $t=t_k$ i $t=0$. Oznacza to, że dla pojazdu zmagazynowana energia kinetyczna wynosi:

$$E_{AK} = \frac{m[v(t_k)^2 - v(0)^2]}{2} \quad (17)$$

a energia potencjalna zależy wyłącznie od różnicy wysokości:

$$E_{AP} = mg(h_k - h_0). \quad (18)$$

Model pojazdu w formie GW, opracowany zgodnie z teorią podaną w tym rozdziale, przedstawiony jest na rys. 10.

Jako zmienne stanu zostały przyjęte, zgodnie z uogólnionym podejściem do systemów energetycznych [8]:

$$X_1 = m \cdot v \quad (19)$$

$$X_2 = \int_0^t v \cdot \sin \alpha dt = h$$

Zmienne te charakteryzują akumulację energii kinetycznej i potencjalnej. Równania stanu opisujące pojazd jako odbiornik energii wyrażają zależności:

$$\dot{X}_1 = P_k(t) - R(v) - mg \sin \alpha \quad (20)$$

$$\dot{X}_2 = v \sin \alpha = \frac{X_1}{m} \cdot \sin \alpha$$

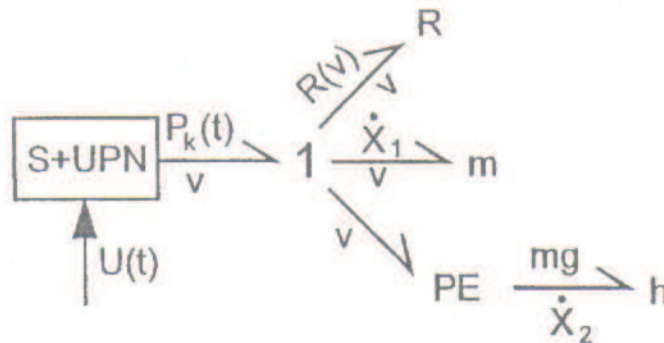
W równaniach tych $R(v)$ oznacza elementy rozpraszania energii, w tym przypadku opory toczenia i powietrza:

$$R(v) = mg \cdot \cos \alpha \cdot f(v) + k_p v^2 \quad (21)$$

Rozwiązanie równań stanu pozwala dla warunków początkowych $t=0$, $v=v_0$, $h=h_0$ i zadanego profilu drogi (rys. 9) $h=h(y)$ obliczyć dla założonego sposobu sterowania silnikiem i układem przeniesienia napędu $U(t)$ przebieg prędkości v i położenie pojazdu na drodze y .

Przedstawione podejście pozwala na sformułowanie zadania optymalizacji dynamicznej [13, 25] w następującej formie.

Poszukuje się takiego sterowania $U(t)^*$, które dla zadanej trasy $h=h(y)$ i ograniczeń nierównościowych minimalizuje funkcjonal celu $Q_d = F\{U(t)\}$.



Rys. 10. Model GW pojazdu z silnikiem spalinowym

5. Przykład liczbowy modelu samochodu FSO 1500

Na podstawie podanej teorii zbudowano model samochodu FSO 1500. Samochód ten wybrano dlatego, że w literaturze dostępne są jego szczegółowe dane techniczne.

Przykład liczbowy dotyczy przypadku ruszania z miejsca, przyspieszenia i wybiegu samochodu na drodze poziomej. Dla kąta pochylenia drogi $\alpha=0$ układ (20) upraszcza się do równania:

$$\dot{X}_1 = P_k(t) - R(v). \quad (22)$$

Napisany w języku Turbo Pascal program komputerowy umożliwia wyliczenie przebiegu prędkości i drogi przebytej przez samochód w funkcji czasu dla zadanego dowolnego przebiegu siły na kołach $P_k(t)$. Opory ruchu pojazdu $R(v)$ składają się z siły oporu toczenia F_t obliczanej ze wzoru:

$$F_t = mgf \quad [\text{N}] \quad (23)$$

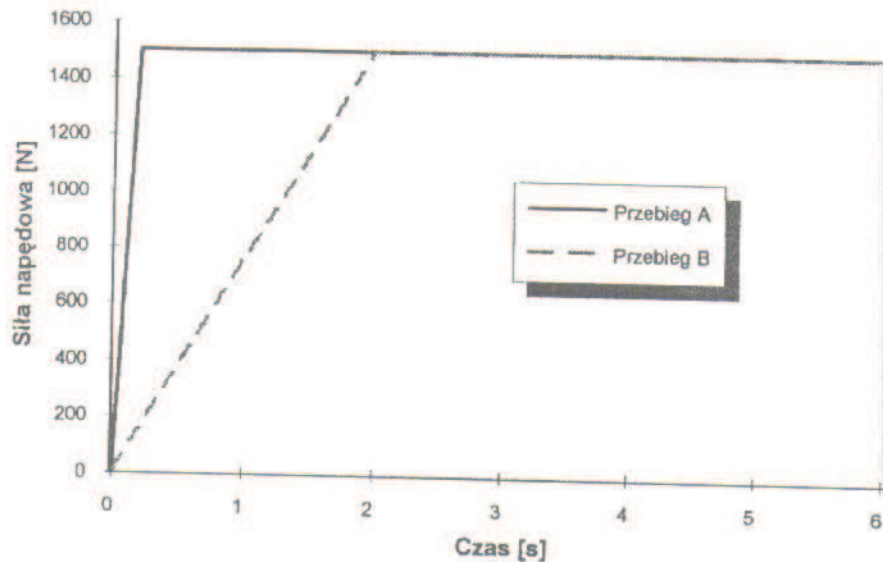
oraz z siły oporu powietrza F_p wyznaczanej z zależności:

$$F_p = \rho_p \frac{v^2}{2} A c_x \quad [\text{N}]. \quad (24)$$

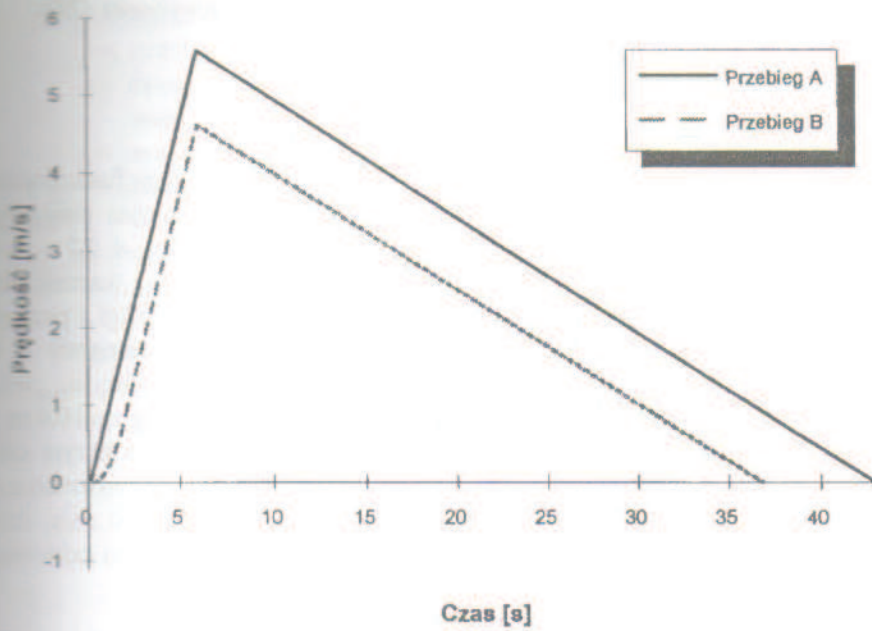
Ze względu na małą prędkość samochodu w rozważanej w przykładzie pierwszej fazie przyspieszenia po ruszeniu z miejsca przyjęto, zgodnie z zaleceniami teorii samochodu [19], że współczynnik oporu toczenia f ma wartość stałą i równą:

$$f = 1,25 f_0, \quad (25)$$

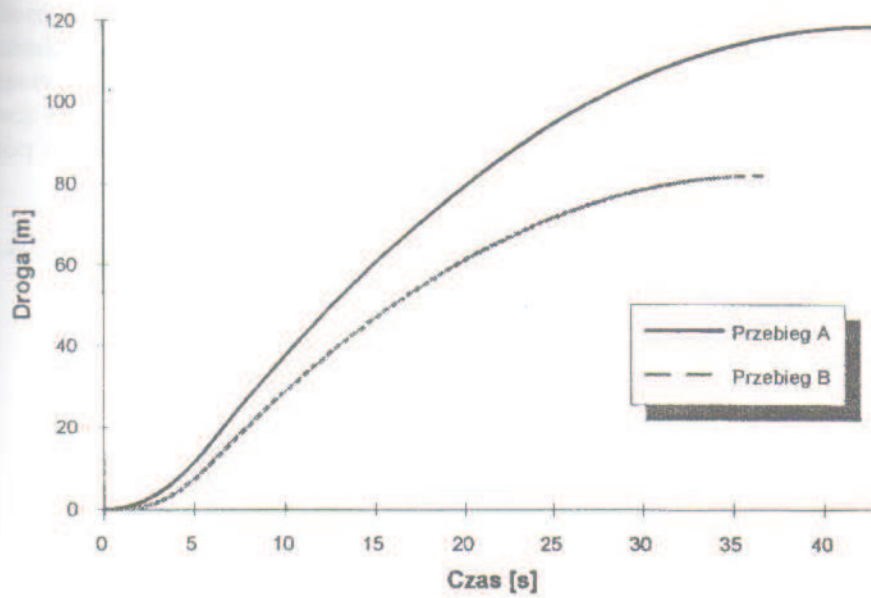
przy czym założono, że wartość współczynnika podstawowego oporu toczenia f_0 wynosi 0,012 (jazda po gładkim asfalcie).



Rys. 11. Zadane przebiegi siły napędowej na kołach samochodu FSO 1500 w funkcji czasu



Rys. 12. Wyliczone przebiegi prędkości samochodu podczas rozpędzania i wybiegu



Rys. 13. Wyliczone przebiegi drogi przebytej przez samochód podczas rozpędzania i wybiegu

Pozostałe, przyjęte do obliczeń dane samochodu FSO 1500 wynoszą [23]:

- masa całkowita samochodu $m = 1370$ kg,
- współczynnik oporu powietrza $c_x = 0,41$,
- powierzchnia czołowa samochodu $A = 1,81$ m²,
- gęstość powietrza $\rho_p = 1,226$ kg/m³.

Na rys. 11 przedstawione są dwa zadane przebiegi siły napędowej P_k w funkcji czasu. Przebiegi te różnią się szybkością narastania siły na kołach — czas osiągnięcia maksymalnej wartości siły P_k równej 1500 N wynosi dla przebiegu *A* 0,2 s, a dla przebiegu *B* 2 s. W obu przypadkach po 6 s siła napędowa przyjmuje wartość zero.

Otrzymane w wyniku obliczeń wykresy zależności prędkości v i drogi s przebytej przez samochód od czasu pokazane są na rys. 12 i rys. 13. Przebiegowi *A* siły napędowej odpowiada osiągnięcie przez pojazd prędkości maksymalnej $v_{\max} = 5,56$ m/s po czasie 6,0 s. Podczas przyspieszania samochód przejeżdża drogę $s = 16,4$ m. Po wyłączeniu napędu wybieg samochodu trwa 37,0 s, droga przejechana w tym czasie wynosi 101,8 m, a prędkość maleje liniowo do zera. Przy powolnym narastaniu siły napędowej (przebieg *B*) prędkość maksymalna po 6,0 s wynosi 4,60 m/s, droga przejechana w czasie przyspieszania — 11,3 m, wybieg trwa 30,8 s, co odpowiada drodze 70,5 m.

6. Uwagi końcowe

W pracy przedstawiono alternatywne, w stosunku do tradycyjnej teorii ruchu samochodu, podejście do modelowania pojazdów z silnikami spalinowymi i podano główne jego zalety. Jako przykład ilustrujący prezentowaną metodę przedstawiono model i wyniki prostej symulacji samochodu FSO 1500.

Prowadzone obecnie prace dotyczą powiązania modelu pojazdu z modelem silnika ZI i ZS [18, 19] z uwzględnieniem modelu sprzęgła i przekładni mechanicznej z przełoženiami wybieralnymi. Podjęto także prace nad budową uniwersalnego modelu wieloźródłowego systemu energetycznego. Model ten wykorzystany zostanie przy doborze optymalnych parametrów hybrydowego układu napędowego pojazdu i systemu sterowania tym napędem [25, 26, 27].

Niniejsza praca została wykonana w ramach projektu badawczego Komitetu Badań Naukowych nr 9 T12D 041 10.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	— akumulator energii, powierzchnia czołowa samochodu
A, B, C, D	— macierze współczynników w równaniach stanu
c_x	— współczynnik oporu powietrza
E	— energia
f	— współczynnik oporu toczenia
G_e	— sekundowe zużycie paliwa
h	— wysokość wzniesienia

F	— hałas emitowany przez silnik
G	— przełożenie, entalpia właściwa
J	— masowy moment bezwładności
k	— współczynnik proporcjonalności
m	— masa
m_f	— dawka paliwa na cykl
$m_{T_{max}}$	— dawka powietrza na cykl
M	— moment obrotowy
M_e	— moment obrotowy silnika
F_e	— siła napędowa
G_{obj}	— funkcjonal celu przy optymalizacji dynamicznej
R	— układ rozpraszający energię
$R_{(v)}$	— siła oporów ruchu rozpraszających energię
S	— układ dostarczający energię
S	— strumień entropii
t	— czas
T_{tox}	— emisja toksycznych składników spalin
U	— wielkość sterująca
v	— prędkość
V	— zmienna stanu
Y	— współrzędna położenia pojazdu na drodze
Y	— wielkość wyjściowa
α	— kąt pochylenia wzdłużnego drogi
η	— sprawność
ρ	— gęstość
ω	— prędkość kątowna

Indeksy dolne

A	— akumulacja
c	— cieplny
d	— dynamiczny
H	— hamulec
i, j	— numer przełożenia, numer cylindra
k	— kinematyczny, końcowy
m	— opory mechaniczne
o	— obrotowy
p	— powietrze, przekładnia, postępowy
PN	— przekładnia wybieralna
R	— regulator, rozpraszanie
S	— silnik
sp	— spaliny
SS	— silnik spalinowy

Literatura

- [1] KAUMBUTHO P.G., SRIVASTAVA A.K., BURKHARDT T.H., ROSENBERG R.C.: *Tractor performance simulation model using bond graphs*. ASAE Paper No 1503/87, 1987.
- [2] KARNOPP D.: *Bond graphs for vehicle dynamics*. Vehicle System Dynamics vol. 5/53, 1976.
- [3] GRABOWIECKI K., JANICKI B., KRASUCKI J.: *Sterowanie wieloźródłowym układem napędowym*. Wyd. Politechniki Warszawskiej. Prace Naukowe z. 121, 1989.
- [4] BIAŁEK P.: *Badanie wpływu warunków pracy agregatu rolniczego na jego ogólny bilans energetyczny*. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, 1996.
- [5] KRASUCKI J.: *Energooszczędny napęd hybrydowy pojazdu miejskiego*. Materiały V Międzynar. Konf. „Badania symulacyjne w technice samochodowej”, Lublin–Kazimierz Dolny, 22–24.05.1995, ss. 135–140.
- [6] CICHY M.: *Modelowanie układu przeniesienia napędu w pojazdach i maszynach roboczych*. Polska Akademia Nauk O. w Krakowie. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, 1990, ss. 5–17.
- [7] PAYNTER H.M.: *Analysis and design of engineering systems*. MIT Press, 1961.
- [8] KARNOPP D.C., ROSENBERG R.C.: *System dynamics: a unified approach*. Wiley, New York 1975.
- [9] WELLSTEAD P.E.: *Introduction to physical system modelling*. Academic Press, London 1979.
- [10] ZEID A.A.: *Simple simulation models for complex systems*. Trans. of the Society for Computer Simulation, vol. 6, nr 4/1990, ss. 241–265.
- [11] CICHY M.: *Model energetycznego systemu silnik–odbiornik w stanach nie ustalonych*. Prace naukowe Politechniki Lubelskiej, Mechanika 43, 189, Lublin 1989.
- [12] CICHY M., MAKOWSKI S., PLESZEWSKI B.: *Model eksploatacji maszyny roboczej z silnikiem spalinowym*. Materiały Sympozjum MOTORCOMPUT'89 Jadwisin k. Warszawy, 24–26.04.1989, ss. 43–48.
- [13] CICHY M. i inni: *Zastosowanie numerycznych metod modelowania, symulacji i optymalizacji do sterowania systemem maszyna robocza–silnik spalinowy*. Sprawozdanie z V etapu prac CPBP 02.13. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1990.
- [14] CICHY M.: *Model wymiany ciepła w układzie z zamkniętym obiegiem cieczy*. Materiały Sympozjum „Problemy rozwojowe silników cieplnych”, Szczecin, 28.06.1994, ss. 19–25.
- [15] KOWALSKI Z.: *Badania symulacyjne podsystemów napędowych statków*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Elektryka XLIX, 309, Gdańsk 1980.
- [16] HASSARD B.D., KAZARINOFF N.D., WAN Y.-H.: *Theory and applications of Hopf bifurcation*. Cambridge University Press, Cambridge 1981.
- [17] DEKKER K., VERVER J.G.: *Stability of Runge-Kutta methods for stiff nonlinear differential equations*. Elsevier, Amsterdam 1984.
- [18] CICHY M., MAKOWSKI S.: *Silnik ZI jako element modelu systemu energetycznego*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Mechanika LXXIII, 529, Gdańsk 1996, ss. 147–155.
- [19] CICHY M., MAKOWSKI S.: *Model silnika z zapłonem samoczynnym z regulatorem wielozakresowym*. Materiały V Międzynar. Konf. „Badania symulacyjne w technice samochodowej”, Lublin–Kazimierz Dolny, 22–24.05.1995, ss. 49–54.
- [20] ARCZYŃSKI S.: *Mechanika ruchu samochodu*. WNT, Warszawa 1994.
- [21] DEBICKI M.: *Teoria samochodu. Teoria napędu*. WNT, Warszawa 1971.
- [22] LANZENDOERFER J., SZCZEPANIAK C.: *Teoria ruchu samochodu*, WKŁ, Warszawa 1980.
- [23] MITSCHKE M.: *Dynamika samochodu*. WKŁ, Warszawa 1977.
- [24] JAŚKIEWICZ Z.: *Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych*. WKŁ, Warszawa 1982.
- [25] CICHY M., KORMAŃSKI H., RUDZIŃSKA K.: *Zastosowanie komputerowych metod optymalizacji i modelowania w projektowaniu silników i pojazdów samochodowych*. Polska Akademia Nauk O. w Krakowie. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, 1988, ss. 7–40.
- [26] CICHY M., KORMAŃSKI H., RUDZIŃSKA K.: *Zastosowanie metod optymalizacji dynamicznej do energooszczędnego sterowania systemem silnik–pojazd*. Materiały Sympozjum MOTORCOMPUT'89 Jadwisin k. Warszawy, 24–26.04.1989, ss. 23–28.
- [27] CICHY M.: *Hybrydowy napęd samochodu — napędem przyszłości*. Przegląd Mechaniczny nr 17–18/1996, ss. 33–38.

Praca wpłynęła do Redakcji 1997.01.16

Modelling of energy systems with IC engines using bond graphs and state equations**S u m m a r y**

The aim and advantages of the energetic systems with IC engines modelling using bond graphs and state equations were presented in this paper. The possibility of connection of signal elements of the model with energetic ones (bond graphs) was pointed out. The simplified energetic model of the IC engine based on the static characteristic and the way of modelling of the power train unit and vehicle as an energy consumer were also described in the paper. The road loads subdivision into the accumulation and dissipation ones was proposed. The numerical example of the FSO 1500 car model built on the basis of proposed theory is given.