

## Zastosowanie metody grafów wiązań do modelowania układów chłodzenia silników spalinowych

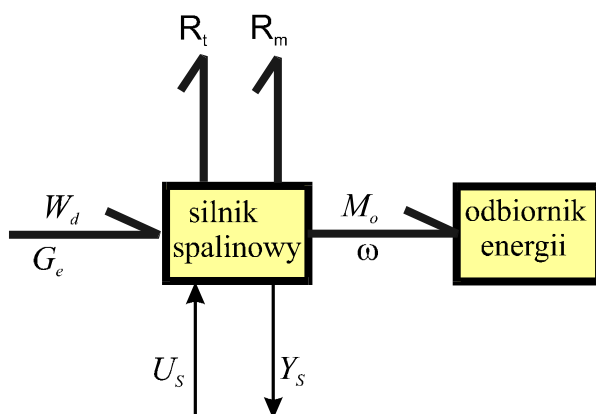
MARIAN CICHY  
ZBIGNIEW KNEBA  
JACEK KROPIWNICKI

Politechnika Gdańska  
Katedra Silników Spalinowych i Sprężarek

W artykule uzasadniono celowość stosowania metody grafów wiązań (GW) do modelowania układów chłodzenia silników spalinowych. Przedstawiono koncepcję układu chłodzenia nowej generacji. Rozwinięto energetyczny model silnika spalinowego w postaci GW uwzględniając napęd pompy cieczy chłodzącej za pomocą silnika elektrycznego. Model układu chłodzenia przedstawiono w postaci połączonych modeli układu hydraulicznego i modelu wymiany ciepła. Jako przykład modelowania elementów o różnej naturze fizycznej przedstawiono model pompy cieczy chłodzącej napędzanej silnikiem elektrycznym.

### 1. Wprowadzenie

Podstawową zaletą metody grafów wiązań i równań stanu jest zastosowanie jednolitych podstaw teoretycznych do modelowania elementów systemu energetycznego o różnej naturze fizycznej [1, 2, 3, 4]. Przykładem takich elementów może być układ chłodzenia (UCH) nowej generacji, w którym mechaniczna energia do napędu prądnicy przetwarzana jest na energię elektryczną przetwarzaną w silniku elektrycznym i pompie hydraulicznej cieczy chłodzącej (PCH) na energię układu hydraulicznego. W silniku i układzie chłodzenia następuje wymiana ciepła. Metoda GW umożliwia modelowanie wymienionych procesów przy użyciu jednolitego formalizmu zarówno w postaci modelu graficznego, jak i w postaci matematycznej przy użyciu równań stanu. Dalszą zaletą tej metody sygnalizowaną w poprzednich pracach [5, 6] jest możliwość rozwijania lub upraszczania modeli w zależności od celu, jakiemu ma służyć model. Model stosowany w wymienionych pracach (rys. 1) był modelem typu „czarna skrzynka”. Oznacza to, że takie układy jak: chłodzenia, zapłonu, rozrządu, wpływały na zamianę strumienia energii na wejściu ( $G_e W_d$ ) na energię na wyjściu ( $M_o \omega$ ) w sposób zależny wyłącznie od parametrów konstrukcyjnych i nastaw (np. mapa zapłonu, mapa dawki paliwa, temperatura cieczy chłodzącej).



Rys. 1. Model energetyczny silnika spalinowego z odbiornikiem energii w postaci GW, przy założeniu ciągłych, uśrednionych procesów energetycznych

$\mathbf{R}_t$ - straty w procesie termodynamicznym,  $\mathbf{R}_m$ - straty mechaniczne,  $\mathbf{U}_s$ - wektor sterowania silnikiem,  $\mathbf{Y}_s$ - wektor parametrów wyjściowych silnika,  $W_d$ -wartość opałowa paliwa,  $G_e$ - sekundowe zużycie paliwa,  $M_o$ - moment obrotowy silnika,  $\omega$ - prędkość kątowna wału silnika

Fig. 1. Energetic model of an IC engine in the BG form according to the assumption of averaged energetic processes

$\mathbf{R}_t$ - losses of thermodynamical process,  $\mathbf{R}_m$ - mechanical losses,  $\mathbf{U}_s$ - vector of engine control,  $\mathbf{Y}_s$ - vector of output engine parameters,  $W_d$ -caloric value of the fuel,  $G_e$ - fuel consumption,  $M_o$ - torque,  $\omega$ - angular speed

W zależności od celu prowadzonych na modelu badań symulacyjnych model silnika będzie rozwijany o te układy, które są przedmiotem analizy.

Analiza układów chłodzenia wymaga rozwinięcia modelu silnika. Rozwinięcie modelu w niniejszej pracy dotyczyć będzie modelu UCH nowej generacji z elektrycznym napędem pompy cieczy chłodzącej (PCH).

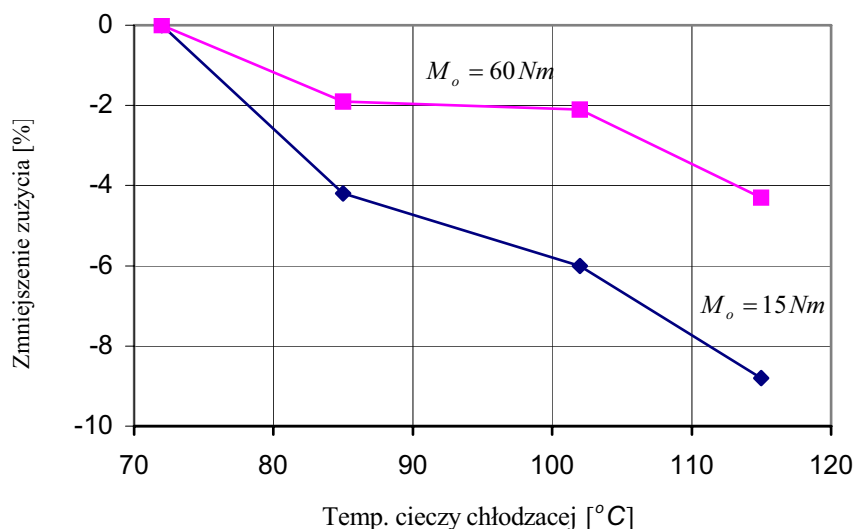
## 2. Układ chłodzenia nowej generacji CHNG

Koncepcja układu chłodzenia nowej generacji powstała w końcu lat 80-tych [7, 8, 9, 10]. Badania wstępne nowego układu chłodzenia z uwzględnieniem układu ogrzewania kabiny pasażerów opisane zostały w pracy [9]. W CHNG dzięki zastosowaniu komputerowego sterowania zaworem regulacyjnym, napędem pompy i wentylatora istnieje możliwość optymalnego dostosowania temperatury cieczy chłodzącej do warunków pracy silnika spalinowego oraz warunków otoczenia [11]. Takimi modułowymi elementami układu chłodzenia są:

- pompa cieczy chłodzącej napędzana silnikiem elektrycznym,
- zawór sterujący przepływem cieczy chłodzącej ustawiany sygnałem elektrycznym,
- wentylator napędzany silnikiem elektrycznym.

Przeprowadzone dotychczas badania [7, 11, 12] wykazały zależność zużycia paliwa w stanie ustalonym od położenia punktu pracy ( $M_o$ ,  $n$ ). Ogólnie stwierdzono, że optymalna temperatura cieczy chłodzącej dla biegu jałowego [7, 10] i małych obciążeń powinna wynosić około 110 °C. Temperatura ta zapewnia uzyskanie większej sprawności ogólnej silnika oraz zmniejsza zapotrzebowanie energii na funkcjonowanie układu chłodzenia.

Przy pełnym obciążeniu silnika w stanie ustalonym optymalna temperatura cieczy chłodzącej powinna być niższa i wynosić około 90 °C. Taka temperatura jest korzystna dla układu smarowania i zmniejsza możliwość wystąpienia spalania stukowego. Na rysunku 2 przedstawiona jest przykładowa zależność zmniejszenia zużycia paliwa dla dwóch różnych obciążeń silnika uzyskanego dzięki zastosowaniu CHNG.



Rys. 2. Zależność zmniejszenia zużycia paliwa od temperatury cieczy chłodzącej dla dwóch różnych obciążeń przy prędkości obrotowej  $n=1500$  obr/min [9]

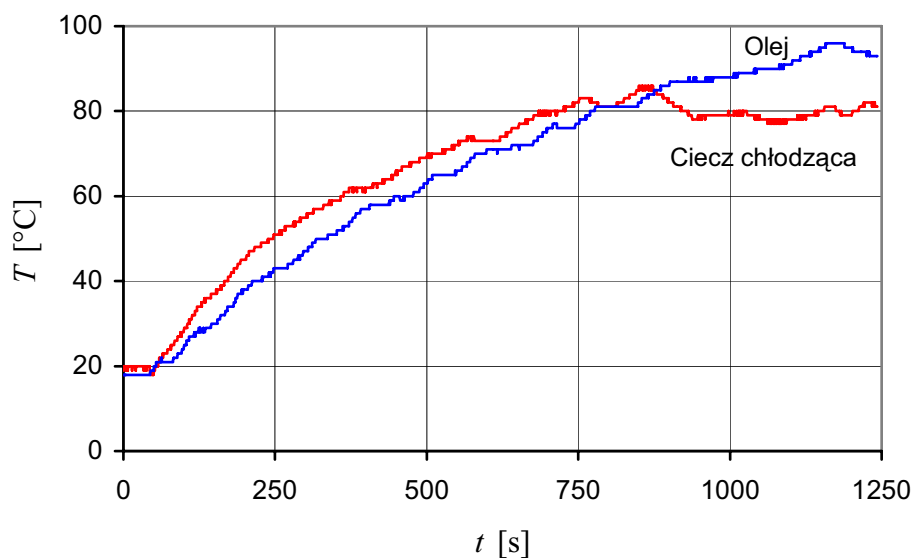
Fig. 2. Fuel consumption decrease versus coolant temperature for two different loads at  $n=1500$  rev/min [9]

Układ chłodzenia powinien zapewnić szybkie obniżenie temperatury po zatrzymaniu bardzo nagrzanego silnika po eksploatacji przy dużym obciążeniu. Jak to wspomniano włączanie wentylatora jest mało skuteczne, gdyż w tym przypadku następuje intensywna wymiana ciepła w chłodnicy, a nie w silniku. W CHNG po zatrzymaniu silnika funkcjonować będzie nie wentylator, lecz pompa cieczy chłodzącej.

Bardzo ważnym stanem pracy silnika jest okres rozgrzewania [13, 14, 15, 16, 17]. Szybkie rozgrzewanie silnika jest ważne ze względu na cztery aspekty:

- szybkie doprowadzenie do optymalnej temperatury oleju smarującego zapewniającej minimalne straty tarcia,
- szybkie doprowadzenie do minimalnej ilości paliwa w postaci filmu zapewniające optymalne tworzenie mieszanki palnej i eliminujące konieczność wzbogacania mieszanki w okresie rozgrzewania,
- szybkie nagrzanie reaktora katalitycznego w celu redukcji emisji składników toksycznych,
- skrócenie fazy rozgrzewania ma również znaczenie dla komfortu pasażerów [9], zastosowanie SCHNG pozwala na skrócenie czasu nagrzewania kabiny pasażerów.

Przykład przebiegu rozgrzewania silnika znajduje się na rysunku 3.



Rys. 3. Przebieg rozgrzewania układu chłodzenia  $T$  (dane otrzymane dzięki uprzejmości CRFiat)

Fig. 3. Warm up process  $T$  (data courtesy of CR Fiat)

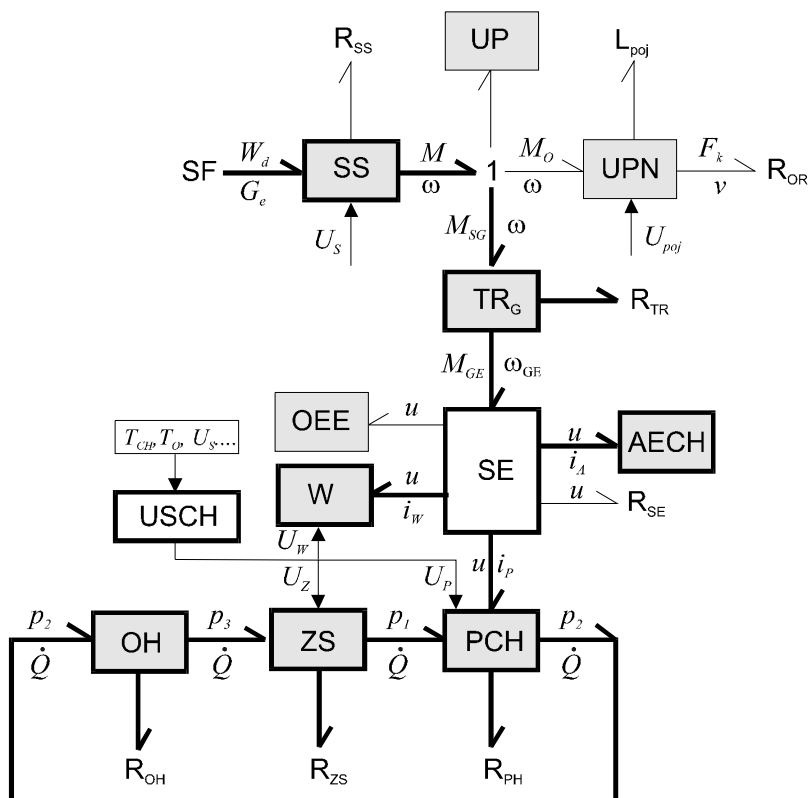
### 3. Bazowy model układu chłodzenia nowej generacji w postaci GW

Bazowy model CHNG w formie GW części mechanicznej, elektrycznej i hydraulicznej znajduje się na rysunku 4, natomiast opis parametrów energetycznych (uogólnionego potencjału „ $e$ ” i uogólnionego przepływu „ $f$ ”) [3] podany jest w tabeli 1. W modelu pokazanym na rysunku 4 widać powiązania energetyczne pomiędzy strumieniem energii źródła zawartej w paliwie ( $W_d$   $G_e$ ) a energią potrzebną do napędu pompy ( $u$   $i_p$ ), która to energia zużyta jest na pokonanie strat pompy ( $R_{PH}$ ), oporów przepływu przez zawór sterujący ( $R_{ZS}$ ) oraz oporów hydraulicznych układu chłodzenia ( $R_{OH}$ ). Straty energetyczne pomiędzy wałem silnika a elektrycznymi elementami układu chłodzenia reprezentowane są przez: element dyssypacyjny  $R_{TR}$  (straty przekładni do napędu prądnicy), element dyssypacyjny  $R_{SE}$  (straty w systemie elektrycznym). W układach CHNG sterowanie temperaturą cieczy chłodzącej realizowane jest programem komputerowym USCH (rys. 4), który steruje napędem pompy  $U_p$ , zaworem sterującym przepływem cieczy chłodzącej  $U_z$  oraz wentylatorem  $U_w$ .

Układ chłodzenia silnika jako element systemu energetycznego składa się z dwóch układów energetycznych ściśle ze sobą powiązanych:

- układu energetycznego obejmującego ruch cieczy chłodzącej (pompa, zawór sterujący, opory hydrauliczne układu chłodzenia) i ruch powietrza przez chłodnicę (wentylator, aerodynamika przepływu przez chłodnicę),
- układu energetycznego wymiany ciepła w komorze roboczej silnika i wymiany ciepła z otoczeniem.

Wspólnym i jedynym źródłem energii dla obu układów energetycznych jest proces spalania. Sprawność ogólna silnika spalinowego, a także emisja składników toksycznych zależy od współdziałania obu tych układów energetycznych. Układy chłodzenia nowej generacji uwzględniają te powiązania.



Rys. 4. Model GW części elektryczno-mechanicznej układu chłodzenia nowej generacji  
 Fig.4. BG model of electrical-mechanical part of the new generation cooling system

- SS – silnik spalinowy,
- UP – urządzenia pomocnicze,
- UPN – układ przeniesienia napędu,
- TR<sub>G</sub> – przekładnia napędu generatora elektrycznego,
- SE – system elektryczny pojazdu,
- OEE – odbiorniki energii elektrycznej z wyłączeniem pompy cieczy chłodzącej,
- W – wentylator,
- AECH – akumulator elektrochemiczny,
- USCH – układ sterowania systemem chłodzenia,
- OH – opory hydrauliczne układu chłodzenia,
- ZS – zawór sterowania przepływem cieczy chłodzącej,
- PCH – pompa cieczy chłodzącej napędzana silnikiem elektrycznym.
- SS – internal combustion engine
- UP – supplementary aggregates
- UPN – power system
- TR<sub>G</sub> – generator gearbox
- SE – electrical system of a vehicle
- OEE – electrical energy consumers without water pump
- W – fan
- AECH – battery
- USCH – cooling system control unit
- OH – hydraulic suspension
- ZS – coolant control valve
- PCH – water pump driven by electric engine

Tabela 1. Lista parametrów energetycznych ( $e$  i  $f$ ) modelu GW na rysunku 4  
 Table 1. Energy parameters ( $e$  and  $f$ ) of the BG model from Fig. 4

Nr grafu	Typ parametru	Oznaczenie	Wymiar	Opis słowny
1	$e$	$W_d$	J/kg	Wartość opałowa paliwa
1	$f$	$G_e$	kg/s	Sekundowe zużycie paliwa
2	$e$	$M_o$	Nm	Moment obrotowy silnika
2	$f$	$\omega$	rad/s	Prędkość kątowna wału silnika
3	$e$	$M_{SP}$	Nm	Moment napędu pompy od strony silnika
3	$f$	$\omega$	rad/s	Prędkość kątowna wału silnika
4	$e$	$M_p$	Nm	Moment na wale pompy
4	$f$	$\omega_p$	rad/s	Prędkość kątowna wału pompy
5	$e$	$p$	Pa	Ciśnienie w układzie chłodzenia
5	$f$	$\dot{Q}$	m <sup>3</sup> /s	Wydatek pompy
6	$e$	$F_k$	N	Siła na kołach pojazdu
6	$f$	$v$	m/s	Prędkość pojazdu
7	$e$	$M_{SG}$	Nm	Moment napędu generatora od strony silnika
8	$e$	$M_{GE}$	Nm	Moment na wale generatora
8	$f$	$\omega_{GE}$	rad/s	Prędkość kątowna generatora
9	$e$	$u$	V	Napięcie sieci elektrycznej
9	$f$	$i_A$	A	Prąd do/z akumulatora
10	$f$	$i_W$	A	Prąd napędu wentylatora
11	$f$	$i_p$	A	Prąd napędu pompy PCH

W modelu GW na rysunku 4 jako węzły modelu zastosowano bloki [3], dla których spełniona jest ogólna zależność zachowania energii:

$$\sum_{i=1}^{N_G} e_i f_i = 0 \quad (1)$$

gdzie  $N_G$  – liczba grafów w węźle.

Na przykład dla elementu reprezentującego układ silnik elektryczny-pompa hydrauliczna (rys. 4) PCH zależność (1) ma postać:

$$ui_p + p_1\dot{Q} - p_2\dot{Q} - N_{PHstr} = 0, \quad (2)$$

gdzie  $N_{PHstr}$  – moc strat całego układu (element dyssypacyjny  $R_{PH}$ ).

Sprawność  $\eta_{PCH}$  całego układu PCH w konwencji GW wyrazi się zależnością:

$$\eta_{PCH} = \frac{\dot{Q}(p_1 - p_2)}{ui_p}. \quad (3)$$

Model wymiany ciepła wymaga podziału całego układu chłodzenia na elementy skończone i zastosowanie procedur przedstawionych w pracach [3] i [4].

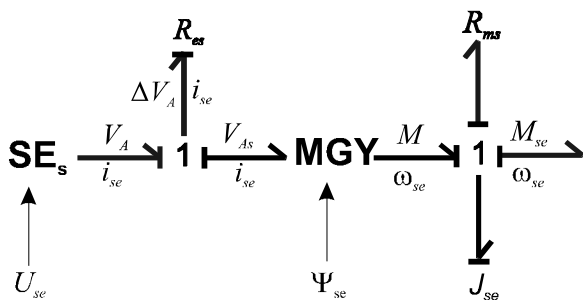
#### 4. Przykład rozwiniętego modelu układu silnik-pompa

Przedstawiony poniżej model układu silnik elektryczny-pompa hydrauliczna ma zastosowanie uniwersalne, co oznacza, że może on być modelem elementu dowolnego układu hydraulicznego.

Jako przykład elementu układu chłodzenia nowej generacji przedstawiony zostanie model silnika elektrycznego napędzającego pompę cieczy chłodzącej. W klasycznej teorii GW [1, 2] model silnika elektrycznego prądu stałego (rys. 5) reprezentowany jest przez modulowany girator (MGY).

W dostępnej literaturze dotyczącej modelowania maszyn elektrycznych za pomocą GW [1, 2] brak jest informacji dotyczących sposobu określania modułu  $\Psi_{se}$ . Dla stałej wartości napięcia  $V_A$  i zerowej prędkości  $\omega_p$  moduł  $\Psi_{se}$  winien dążyć do nieskończoności. Brak praktycznej możliwości określenia modułu  $\Psi_{se}$  i jego uzależnień od parametrów elektrycznych silnika skłonił autorów do zaproponowania nowego podejścia do modelowania maszyn elektrycznych, w postaci „czarnej skrzynki”. Własności takiego modelu wynikają z charakterystyki statycznej maszyny elektrycznej, co oznacza, że nie uwzględnia się elektrycznych akumulatorów energii [3] w postaci pojemności i indukcyjności. Takie podejście uznano za dopuszczalne między innymi z tego względu, że elektryczne procesy przejściowe (stałe czasowe rzędu dziesiątych sekund) są o wiele krótsze niż proces przejściowy układu chłodzenia (rzędu kilkuset sekund).

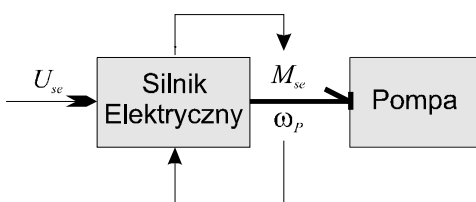




Rys. 5. Model silnika elektrycznego prądu stałego w postaci GW ze źródłem potencjału.  $\Psi_{GY}$  - moduł giratora,  $R_{ms}$  - straty mechaniczne,  $R_{es}$  - straty elektryczne

Fig. 5. The BG model of the DC current engine with source of effort.  $\Psi_{GY}$  - gyrator module,  $R_{ms}$  - mechanical losses,  $R_{es}$  - electrical losses

W proponowanym podejściu model silnika elektrycznego jako źródła energii przedstawiony jest na rysunku 6.



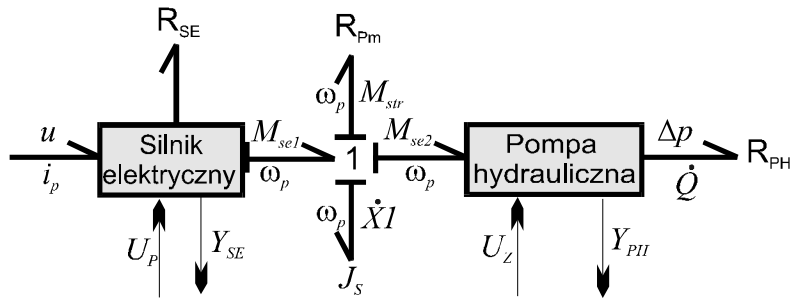
Rys. 6. Model typu „czarna skrzynka” silnika elektrycznego w postaci GW

Fig. 6. The BG Black box model of the electric engine

Chwilowa wartość prędkości kątowej silnika zależy od struktury dynamicznej systemu oraz jego „historii”. Natomiast chwilowa wartość momentu obrotowego jest funkcją prędkości kątowej, parametru sterowania silnikiem  $U_p$  oraz zaworem sterującym oporami przepływu  $U_z$ . Można to zapisać:

$$M_{se} = f(\omega_p, U_p, U_z). \tag{4}$$

Przy tych założeniach przyjęty do rozważań model GW układu silnik-pompa przedstawiony jest na rysunku 7.



Rys. 7. Rozwinięty model GW układu silnik – pompa (PCH na rys. 4)  
Fig. 7. The developed BG model of engine – pump unit (PCH on fig. 4)

Bezpośrednio z rysunku 7 określić można sprawności w konwencji GW. Sprawność silnika elektrycznego:

$$\eta_{SE} = \frac{M_{se1} \omega_p}{u i_p}, \quad (5)$$

sprawność pompy (w stanie ustalonym  $\dot{\omega}_p = 0$ ):

$$\eta_{PH} = \frac{\Delta p \dot{Q}}{M_{se1} \omega_p}. \quad (6)$$

Przy zerowym obciążeniu ( $\Delta p \dot{Q} = 0$  i  $M_{se2} = 0$ ) w stanie ustalonym ( $\dot{\omega}_p = 0$ ) moc oporów mechanicznych pompy (graf  $R_{pm}$  na rys. 7) wynosi:

$$N_{PH0} = M_{se1} \omega_p. \quad (7)$$

Moment obrotowy silnika dla tego przypadku będzie od prędkości kątowej:

$$M_{se1} = M_{str}(\omega_p).$$

Zgodnie z rysunkiem 7 moment obrotowy  $M_{se2}$  wyrażony jest zależnością:

$$M_{se2} = \frac{\Delta p \dot{Q}}{\omega_p}. \quad (8)$$

Traktując modele silnika elektrycznego i pompy hydraulicznej jako człony bezinercyjne identyfikacja modelu wymaga doświadczalnego wyznaczenia trzech charakterystyk, a mianowicie charakterystyki silnika elektrycznego:

$$M_{sel} = f_{se}(\omega_p, U_p), \quad (9)$$

oraz dwóch charakterystyk pompy:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= f_{ph}(\omega_p, U_Z), \\ \Delta p &= f_p(\omega_p, U_Z) \end{aligned} \quad (10)$$

Korzystając z modelu GW (rys. 7) ułożyć można równania stanu w postaci:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{f}_1(\mathbf{X}, \mathbf{U}), \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{f}_2(\mathbf{X}, \mathbf{U}). \end{aligned} \quad (11)$$

gdzie:

$\mathbf{X}$  – wektor zmiennych stanu,

$\mathbf{U}$  – wektor sterowań,

$\mathbf{Y}$  – wektor parametrów wyjściowych systemu energetycznego.

W modelu na rysunku 7 wyodrębniono jeden akumulator energii  $J_S$ . Jako zmienną stanu przyjęto:

$$XI = J_S \omega_p. \quad (12)$$

Zgodnie z procedurą opisaną w [3] na podstawie modelu GW oraz po uwzględnieniu zależności (7), (8), (9), (10) i (12) równanie stanu zapisze się następująco:

$$\dot{XI} = M_{sel}(\omega_p, U_p) - \frac{\Delta p \dot{Q}}{\omega_p} - M_{str}(\omega_p). \quad (13)$$

Wybór elementów wektora  $\mathbf{Y} = \mathbf{Y}_{SE} + \mathbf{Y}_{PH}$  zależy od celu analizy i może być na przykład następujący:

$$\mathbf{Y} = \left[ i_p \quad \Delta p \quad \dot{Q} \quad \omega_p \right]^T. \quad (14)$$

## 5. Przykład numeryczny

Przykład numeryczny użycia przedstawionego w pracy algorytmu wykonano wykorzystując wyniki pomiarów identyfikacyjnych agregatu pompowego, wykonanych w Laboratorium Katedry Silników Spalinowych i Sprężarek Politechniki Gdańskiej. Dane agregatu pompowego przedstawiono w tabeli 2.

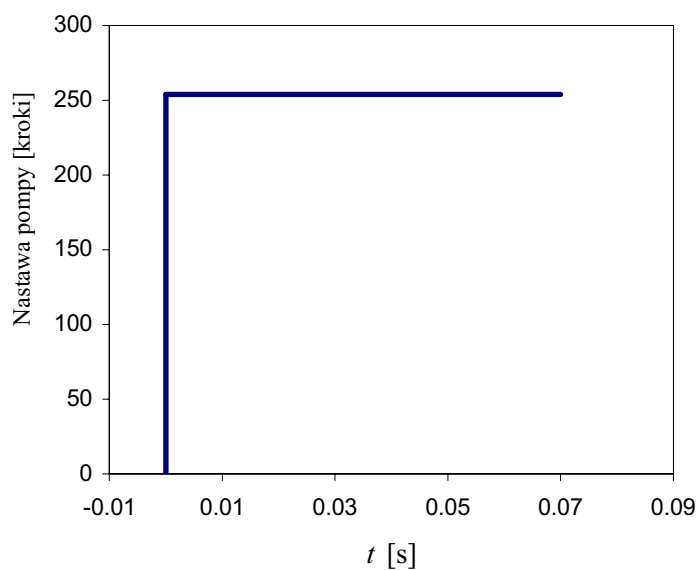
Tabela 2 Parametry pompy napędzanej silnikiem prądu stałego  
Table 2. Some parameters of electrically driven water pump

Napięcie	4V DC to 14.5V DC
Maksymalny prąd	7,5A
Wydajność	od 20 do 80 dm <sup>3</sup> /min, 13.5V DC
Temperatury pracy	od -20°C do 130°C
Rodzaj pompy	wirowa o prawych obrotach z dyfuzorem
Czas pracy	2000 h ciągłej pracy przy 80 °C i 12V DC
Masa	900 g
Maksymalne ciśnienie	do 0,3 MPa

Zbadano charakterystyki określone wzorami (9) i (10) oraz charakterystykę strat układu hydraulicznego:

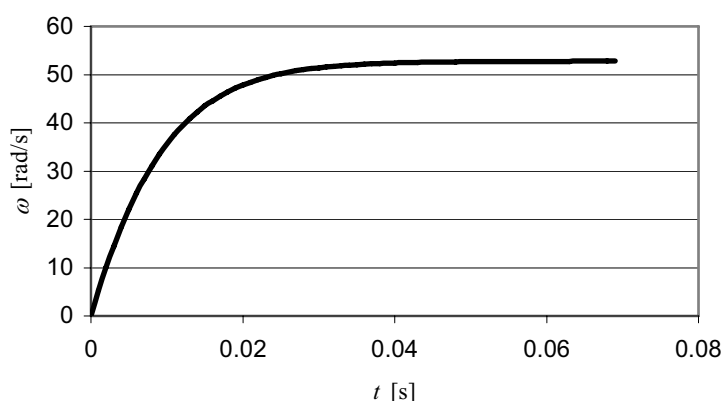
$$M_{str} = f_{str}(\omega_p). \quad (15)$$

Powyższe charakterystyki zapisane w formie funkcji zostały następnie użyte w symulacji rozpędzania pompy po skokowej zmianie jej nastawy zgodnie z przebiegiem pokazanym na rysunku 8.



Rys. 8 Przebieg sygnału sterowania pompą podczas badań symulacyjnych  
Fig. 8. The pump control signal (step type) during simulation measurements

Do rozwiązania równania różniczkowego (13) użyto numerycznej metody Rungego-Kutty. Przebieg prędkości kątowej wirnika pompy jako wynik symulacji pokazany został na rysunku 9.



Rys. 9. Przebieg prędkości kątowej wirnika pompy po skokowej zmianie sygnału sterowania  
Fig. 9. Angular speed of the pump shaft by step signal

## 6. Uwagi końcowe

Zbudowanie algorytmów sterowania układami chłodzenia nowej generacji wymaga opracowania efektywnych modeli tych układów. Z uwagi na wysoki stopień integracji procesów o różnej naturze fizycznej (wymiana ciepła, przetwarzanie energii elektrycznej na mechaniczną, procesy przepływowe itd.), które mają miejsce w układzie chłodzenia, metoda grafów wiązań i równań stanu została wybrana jako najbardziej odpowiednia do modelowania tych systemów. W pracy przedstawiono kompleksowy model układu chłodzenia nowej generacji z elektrycznym napędem pompy cieczy chłodzącej. Wykorzystanie powyższego modelu wymaga wcześniejszego zidentyfikowania charakterystyk: silnika elektrycznego, pompy i strat układu hydraulicznego opisanych odpowiednio równaniami: (9), (10) i (15). Użyteczność modelu potwierdza przeprowadzony eksperyment numeryczny, którego wynik zamieszczono na rysunku 9.

## Literatura

- [1] KARNOPP D.C., MARGOLIS D.L., ROSENBERG R.C.: *System dynamics: a unified approach*. Wiley, New York 1990.
- [2] THOMA J.U.: *La termodinamica per immagini*. Tecniche Nuove, Milano 1981.
- [3] CICHY M.: *Modelowanie systemów energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.

- [4] CICHY M.: *Nowe podejście do modelowania procesów cieplnych za pomocą grafów wiązań i równań stanu. Badania i rozwój konstrukcji silnika Stirlinga*. Praca pod red. S. Żmudzkiego. Szczecin: P. Szczec. 2000 s. 5-28, 17 rys. bibliogr. 25 poz. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej, nr 536.
- [5] CICHY M., KONCZAKOWSKI M.: *Bond graph model of the IC engine as an element of energetic systems*. Mechanisma. Mach. Theor. 2001, vol. 36.
- [6] CICHY M., MAKOWSKI S.: *Modelowanie systemów energetycznych z silnikami spalinowymi za pomocą grafów wiązań i równań stanu*. Arch. Motoryz. 2000, nr 4.
- [7] BERNARD L., ELIA A., MAZZERI M.: *Potential of the Modular Engine Cooling Concept*. 1<sup>th</sup> Conference on Heat Management, Haus der Technik, Essen, 22-23 September, 1998.
- [9] SANDFORD M.H., Postlethwaite I.: *Engine Coolant Flow Simulation – A Corelation Study*. SAE Paper 930068, 1993
- [10] KRAUSE W., SPIES K.H.: *Dynamic Control of the Coolant Temperature for a Reduction of Fuel Consumption and Hydrocarbon Emission*. SAE Paper 960271, 1996.
- [11] ECCLESTON B.H., HURN R. W.: *Ambient Temperature and Length-Influence on Automotive Fuel Economy and Emissions*. SAE Paper &8613, 1978.
- [12] MASATOSHI NINOYO, JIN KAMEYAMA, HISAFUMI DOI, HIROSHI OKA: *Prediction Method of Cooling System Performance*. SAE Technical Paper 930146, 1993.
- [13] BRZEŻAŃSKI M.: *Problemy nagrzewania silników spalinowych*. Konferencja Naukowa: Combustion Engines in Military Applications SILWOJ'99, Jurata 1999.
- [14] HIDAEGI TANABE, SADAYUKI NAKAGAWA, TAKESHI SATO: *Effects of Cooling Water Temperature on Particulate Emissions from a Small High Speed DI Engine*. SAE Paper 910740, 1991.
- [15] POZNIAK D.J.: *The Exhaust Emission and Fuel Consumption Characteristics of an Engine During Warm-up – A Vehicle Study*. SAE Paper 800396, 1980.
- [16] BIELACZYC P., MERKISZ J.: *Exhaust Emission from Passenger Cars During Engine Cold Start and Warm-up*. SAE Paper 970740, 1997.
- [17] BIELACZYC P., MERKISZ J.: *Euro III/Euro IV Emissions – A Study of Cold Start and Warm Up Phases with a SI Engine*. SAE Paper 1999-01-1073,1999.

## **Application of the bond graph method in modeling of cooling systems of internal combustion engines**

### **S u m m a r y**

The usefulness of using Bond Graph method for engine cooling systems modeling was justified. The idea of a new generation cooling system was presented. The model of internal combustion engine using Bond Graph respecting water pump powered by electric engine was described. As an example of modeling some systems of different energy forms the model of electrically driven pump unit was taken into consideration.