ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1996
Seria: ENERGETYKA z. 127 Nr kol. 1350

Michał FERENC
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechnika Śląska, Gliwice

MODELE DYNAMIKI ŚREDNIOOBROTOWYCH SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH DO AWARYJNEGO ZASILANIA ELEKTROWNI JĄDROWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono dwie wersje matematycznego modelu średnioobrotowego silnika wysokoprężnego. Modele te są przeznaczone do obliczania zdolności manewrowych silnika pracującego przy zmiennym obciążeniu.

MODELS OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF MIDDLE REVOLUTIONS SPEED DIESEL ENGINES IN EMERGENCY POWER FEEDING SYSTEMS IN NUCLEAR POWER STATIONS

Summary. In paper two basic versions of mathemational model of middle revolutions diesel engies has been presented. The models may have been used to prediction of engine manouvreability, working at variable power output.

DYNAMISCHE MODELLE DES MITTELDREHZAHL LAUFENDEN DIESEL MOTORS FÜR HAVARIE EINSPEISUNG DES KERNKRAFTWERKS

Zusammenfassung. In Aufsatz wurden zwei mathematische Modelle des mitteldrehzahllaufenden diesel motors gezeigt. Diese Modelle sind für die Berechung mit veränderlicher Last arbeitenden Dieselmotors vorgeschlagt worden.

1. Wstęp

Silniki wysokoprężne dużej mocy są stosowane w napędach okrętowych i napędach generatorów elektrycznych stanowiących rezerwowe źródło prądu

między innymi w elektrowniach jądrowych. W napędach dużych statków przewagę ma silnik dwusuwowy niskoobrotowy, w mniejszych silnik czterosuwowy średniobrotowy. W celu prawidłowego doboru silnika do układu napędowego opracowano modele matematyczne umożliwiające obliczenie zdolności manewrowych silnika pracującego w warunkach zmiennego obciążenia i prędkości obrotowej.

Przedstawione modele powstały przy współpracy z Zakładmi Urządzeń Technicznych „ZGODA" w Świętochłowicach wytwarzającymi średnioobrotowe silniki wysokoprężne.

2. Model dynamiki ruchu wału silnika

Podstawowym równaniem w modelu silnika jest równanie ruchu wału silnika

$$I\frac{d\omega}{dt} = M_i - M_m - M_{obc} \tag{1}$$

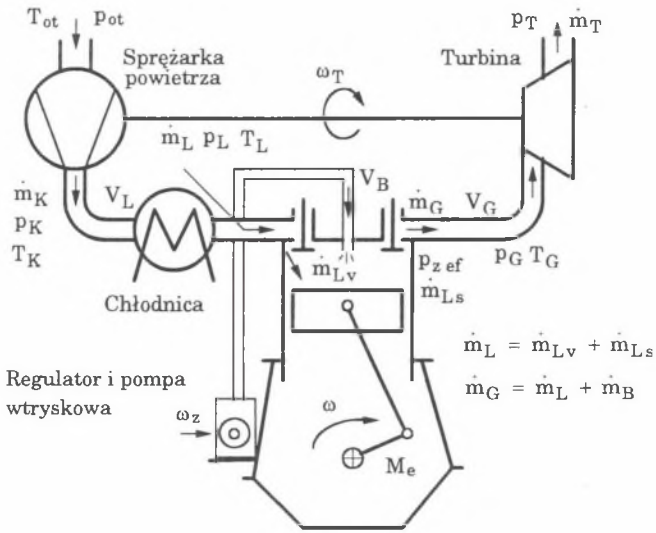
Moment wewnętrzny (indukowany) można obliczyć za pomocą wzoru

$$M_i = \frac{i}{4\pi} W_d \, \rho_B \, \eta_c \, V_B \tag{2}$$

Sprawność cieplna η_c jest funkcją prędkości kątowej ω wału silnika i ciśnienia doładowania p_L, które wpływa na wartość współczynnika nadmiaru powietrza do spalania λ. Funkcja $\eta_c(\omega, \lambda)$ może być wyznaczona tylko z badań doświadczalnych. W przypadku napędu generatora elektrycznego lub śruby nastawnej prędkość obrotowa silnika jest stabilizowana, wobec tego w modelu silnika można zastosować jednowymiarową charakterystykę $\eta_c(\lambda)$.

3. Termodynamiczny model układu doładowania

Średnioobrotowe silniki wysokoprężne są doładowane turbosprężarką. Ciśnienie doładowania jest prawie dwukrotnie wyższe od ciśnienia otoczenia. Dynamika zmian ciśnienia doładowania ma duży wpływ na moc rozwijaną przez silnik. Przy wyższym ciśnieniu doładowania uzyskuje się większy ładunek powietrza w cylindrze, wobec tego można spalić większą dawkę paliwa i uzyskać większy moment obrotowy. Dynamikę układu doładowania przedstawionego na rys. 1 opisują następujące równania:



Rys. 1. Schemat przepływów w doładowywanym silniku wysokoprężnym

Fig. 1. Schema of flow process in a charge–up diesel engine

Równanie ruchu wirnika turbosprężarki

$$I_T \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_K \tag{3}$$

Równanie bilansu ilości powietrza w kolektorze wlotowym

$$V_L \frac{d\rho_L}{dt} = \dot{m}_K - \dot{m}_L \tag{4}$$

Równanie bilansu ilości spalin w kolektorze spalin

$$V_G \frac{d\rho_G}{dt} = \dot{m}_G - \dot{m}_T \tag{5}$$

Równanie bilansu energii chłodnicy powietrza

$$C_{ch} \frac{dT_L}{dt} = \dot{m}_K i_K - \dot{m}_L i_L - A_{ch} k_{ch} \Delta T_{ch} \tag{6}$$

W równaniach dynamiki (3 ÷ 6) występują takie wielkości, jak wydajność sprężarki $\dot{m}_K$, strumień powietrza przepływający przez silnik $\dot{m}_L$, strumień spalin wypływający z turbiny $\dot{m}_T$ i inne wielkości, które można obliczyć przez zastosowanie znanych wzorów z termodynamiki.

Cały strumień powietrza $\dot{m}_L$ przepływający przez silnik składa się z dwóch części: strumienia powietrza do spalania $\dot{m}_{Lv}$ i strumienia powietrza przepłukującego $\dot{m}_{Ls}$.

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{Lv} + \dot{m}_{Ls} \tag{7}$$

$$\dot{m}_{Lv} = \frac{1}{2} Z V_H \eta_v \rho_L \frac{\omega}{2\pi} \tag{8}$$

$$\dot{m}_{Ls} = A_{s\,ef} \frac{p_L}{\sqrt{R_L T_L}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{z\,ef}}{p_L} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{z\,ef}}{p_L} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \tag{9}$$

Strumień spalin wypływający z silnika jest równy sumie strumienia powietrza $\dot{m}_L$ i paliwa $\dot{m}_B$.

$$\dot{m}_G = \dot{m}_L + \dot{m}_B \tag{10}$$

Przepływ spalin przez turbinę gazową opisuje podobny wzór:

$$\dot{m}_T = A_{T\,ef} \frac{p_G}{\sqrt{R_G T_G}} \sqrt{2 \frac{\kappa_G}{\kappa_G - 1} \left[\left(\frac{p_T}{p_G} \right)^{\frac{2}{\kappa_G}} - \left(\frac{p_T}{p_G} \right)^{\frac{\kappa_G - 1}{\kappa_G}} \right]} \tag{11}$$

Wydajność sprężarki powietrza należy obliczyć z wzorów aproksymujących charakterystykę sprężarki jako funkcję prędkości wirowania ω_T i ciśnienia doładowania p_L.

$$\dot{m}_K = \dot{m}_K(p_L, \omega_T) \tag{12}$$

Moment napędowy turbiny gazowej może być obliczony ze wzoru

$$M_T = \frac{1}{\omega_T} \dot{m}_G i_G \eta_{iT} \eta_{mT} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_G} \right)^{\kappa_G - \frac{1}{\kappa_G}} \right] \tag{13}$$

Moment oporu sprężarki powietrza oblicza się z wzoru

$$M_K = \frac{1}{\omega_T} \dot{m}_K \frac{i_{ot}}{\eta_K} \left[\left(\frac{p_L}{p_{ot}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \tag{14}$$

Temperatura powietrza za sprężarką jest równa

$$T_K = T_{ot} + \frac{T_{ot}}{\eta_K} \left[\left(\frac{p_L}{p_{ot}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \tag{15}$$

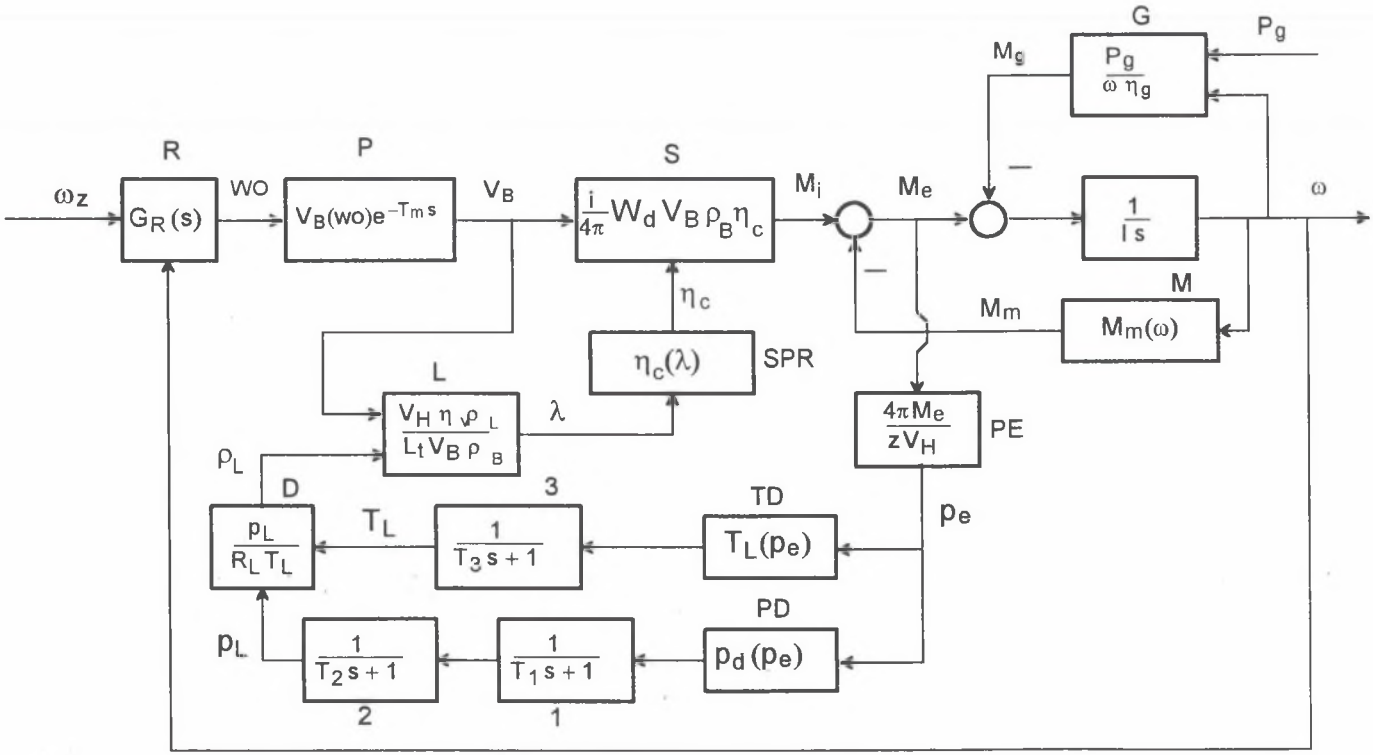
Termodynamiczny model układu doładowania opisany powyższymi równaniami jest stosowany w obliczeniach projektowych. Model ten opisany w pracach [1, 2] był stosowany do obliczeń układów napędowych statków ze śrubą stałą i nastawną. Pozwala obliczyć ciśnienie doładowania w całym zakresie zmienności parametrów pracy silnika. Ma on jednak podstawową wadę, wymaga bowiem znajomości kilku współczynników wyznaczanych doświadczalnie, takich jak sprawność turbiny gazowej i sprężarki powietrza, efektywne przekroje czynne silnika i turbiny, charakterystyki kolektora spalin uwzględniającej wpływ pulsacji ciśnienia na moc turbiny. Uzyskanie tych danych doświadczalnych jest kosztowne i trudne z powodu stosowania badań specjalistycznych.

4. Uproszczony model doładowania silnika

W wyniku dalszych prac wykonywanych przy udziale ZUT „ZGODA" opracowano uproszczony model dynamiki układu doładowania zapewniający zadowalającą dokładność obliczeń w przypadku pracy silnika z ustabilizowaną prędkością obrotową (napęd generatora elektrycznego lub śruby nastawnej statku). W modelu uproszczonym ciśnienie doładowania oblicza się przez zastosowanie aproksymacji charakterystyki statycznej i dynamicznej ciśnienia doładowania.

W przypadku pracy silnika ze stałą prędkością obrotową ciśnienie doładowania jest funkcją obciążenia silnika, którego miarą jest średnie ciśnienie użyteczne p_e. Ciśnienie doładowania dla stanu ustalonego p_{Lu} oblicza się z wzorów aproksymujących. Charakterystykę statyczną ciśnienia doładowania $p_{Lu}(p_e)$ zmierzoną przy skokowej zmianie obciążenia silnika można aproksymować członem inercyjnym 2 rzędu o transmitancji operatorowej

$$G(s) = \frac{p_L(s)}{p_{Lu}(s)} = \frac{1}{T_1 s + 1)(Tsb2s + 1)} \tag{16}$$



Rys. 2. Schemat blokowy uproszczonego modelu dynamiki silnika wysokopręźnego

Fig. 2. Block model of simplified dynamic model of a diesel engine

Pełny model dynamiki silnika z uproszczonym modelem układu doładowania opisano w pracy [3], a na rys. 2 przedstawiono schemat blokowy zawierający wszystkie równania modelu. W modelu tym korzysta się z kilku jednowymiarowych charakterystyk statycznych łatwych do zmierzenia i charakterystyki dynamicznej ciśnienia doładowania. Dokładność modelu jest prawie równa dokładności danych pomiarowych wprowadzonych do modelu [5].

Uproszczony model dynamiki silnika był stosowany do obliczania obciążeń granicznych zespołów prądotwórczych służących do awaryjnego zasilania elektrowni jądrowych [4].

Oznaczenia

A_{ch} – powierzchnia wymiany ciepła chłodnicy powietrza,
$A_{s\,ef}$ – efektywna powierzchnia otwarcia zaworów silnika w okresie przepłukiwania,
$A_{T\,ef}$ – efektywna powierzchnia dla przepływu spalin przez turbinę,
C_{ch} – pojemność cieplna chłodnicy powietrza,
$G_R(s)$ – transmitancja operatorowa regulatora prędkości obrotowej,
i – liczba cylindrów silnika,
i_K – entalpia powietrza na wylocie sprężarki,
i_L – entalpia powietrza na wylocie chłodnicy powietrza,
i_{ot} – entalpia powietrza otoczenia,
I – moment bezwładności wału silnika i układu napędowego,
I_T – moment bezwładności wału turbosprężarki,
k_{ch} – współczynnik przenikania ciepła chłodnicy powietrza,
L_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza,
$\dot{m}_K$ – wydajność sprężarki,
$\dot{m}_L$ – strumień powietrza przepływający przez silnik,
$\dot{m}_{Lv}$ – strumień powietrza do spalania,
$\dot{m}_{Ls}$ – strumień powietrza przepłukującego,
$\dot{m}_G$ – strumień spalin wypływający z silnika,
$\dot{m}_T$ – strumień spalin wypływający z turbiny,
M_e – moment obrotowy silnika,
M_i – moment indukowany silnika,
M_m – moment strat mechanicznych silnika,
M_g – moment oporu generatora,
M_{obc} – moment oporu obciążenia,
M_T – moment napędowy turbiny,
M_K – moment oporu sprężarki,
n – prędkość obrotowa silnika,
p_d – ciśnienie doładowania (nadciśnienie),
p_L – ciśnienie doładowania absolutne,
p_e – średnie ciśnienie użyteczne silnika,
p_{ot} – ciśnienie otoczenia

p_T – ciśnienie spalin za turbiną,
$p_{z\,ef}$ – efektywne ciśnienie za zaworami w okresie przepłukania,
P_g – moc elektryczna czynna generatora,
P_o – moc początkowa generatora,
ΔP_r – przyrost mocy generatora (moc rozruchowa),
R_L – stała gazowa powietrza,
s – operator Laplace'a (zmienna zespolona),
t – czas,
T_G – temperatura spalin,
T_K – temperatura powietrza za sprężarką,
T_L – temperatura doładowania,
T_{ot} – temperatura otoczenia,
ΔT_{ch} – średnia logarytmiczna różnica temperatur w chłodnicy,
T_1, T_2, T_3 – stałe czasowe w układzie doładowania,
T_m – opóźnienie czasowe (czas martwy silnika,
V_H – objętość skokowa cylindra silnika,
V_B – skokowa wydajność pompy wtryskowej,
V_L – objętość kolektora powietrza,
V_G – objętość kolektora spalin,
W_d – wartość opałowa paliwa,
W_O – wskaźnik obciążenia (położenie listwy paliwowej),
κ – wykładnik adiabaty dla powietrza,
κ_G – wykładnik adiabaty dla spalin,
λ – nadmiar powietrza do spalania,
η_c – sprawność cieplna silnika,
η_{iT} – sprawność wewnętrzna turbiny,
η_{mT} – sprawność mechaniczna turbiny,
η_K – sprawność adiabatyczna sprężarki,
η_G – sprawność generatora,
η_v – sprawność napełnienia silnika,
ω – prędkość kątowa wału silnika,
ω_z – zadana prędkość kątowa wału silnika,
ω_T – prędkość kątowa wału turbiny,
ρ_B – gęstość paliwa,
ρ_L – gęstość powietrza na wlocie do cylindra,
ρ_G – gęstość spalin w kolektorze między silnikiem i turbiną.

Literatura

1. Ferenc M.: Modelowanie numeryczne procesu regulacji okrętowego silnika wysokoprężnego z uwzględnieniem nieliniowości. Praca habilitacyjna. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., nr 587, seria Energetyka, z. 80, Gliwice 1978.

2. Ferenc M., Osoba J., Stokłosa H.: A Mathematical model of the dynamics of a medium – speed diesel engine a schips power transmission system. Budownictwo okrętowe nr 8, 1980.
3. Ferenc M., Osuch W., Stokłosa H.: Uproszczony modle matematyczny dynamiki średnioobrotowego silnika wysokoprężnego. Silniki spalinowe, nr 4, 1989.
4. Ferenc M., Stokłosa H., Pyka G., Szafraniec M.: Opracowanie krzywych granicznych zespołu prądotwórczego 6,3 MW dla EJ Temelin. Praca niepublikowana, wykonana na zlecenie ZUT ZGODA, 1994.
5. Ferenc M., Czechowicz Z.: Model matematyczny dynamiki średnioobrotowego silnika wysokoprężnego – badanie wrażliwości na zmianę parametrów. Praca niepublikowana. 1995.

Recenzent: Dr hab. inż. Marek Pronobis Prof. Politechniki Śląskiej

Wpłynęło do Redakcji: 10. 10. 1996 r.

Abstract

Two basic mathematical models of middle revolutions speed diesel engines in emergency power feeding systems in nuclear power stations has been presented. First of all, the dynamic behaviour model of engine axle rotation was formulated.

The thermodynamical model of charge-up process in diesel engine was presented. This complicated model was simplified to the operational model, having a good accuracy. This model was tested on special facillity stands.