

Michał FERENC

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej w Gliwicach

PRÓBY OKREŚLENIA OPTIMALNEGO ALGORYTMU DZIAŁANIA REGULATORA
PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO

Streszczenie. Artykuł dotyczy regulacji silników wysokoprężnych służących do napędu zespołów prądowców. Przedstawiono uproszczony model matematyczny silnika wysokoprężnego i uzasadniono wybór charakterystyki dynamicznej regulatora typu PI. Rozważono różne warianty zmienności współczynników regulatora, aby dojść do wniosku, że regulator typu PI o stałych współczynnikach pozwala uzyskać bardzo dobre przebiegi regulacji prędkości obrotowej rozważanych silników.

1. WSTĘP

Średnioobrotowe silniki wysokoprężne stosowane do napędu statków lub zespołów prądowców najczęściej są wyposażane w importowane regulatory hydrauliczne firmy Woodward (USA). Regulatory hydrauliczne, mimo wielu zalet, takich jak: duża niezawodność działania oraz łatwość obsługi, mogą być w przyszłości wyparte przez regulatory elektroniczne lub mikroprocesorowe.

Z przeprowadzonych badań [4] wynika, że tradycyjne regulatory hydrauliczne, na przykład regulator PGA-58 firmy Woodward, mają dość złożony algorytm działania. Ich charakterystyka dynamiczna jest zbliżona do charakterystyki regulatora proporcjonalno-całkującego PI, lecz występuje szereg nieliniowości, na przykład zmienności współczynnika wzmocnienia w zależności od wielkości odchyłki regulacji.

Znane regulatory elektroniczne, na przykład regulator 2301+EGP50 firmy Woodward [5], mają charakterystykę dynamiczną typu PI ze stałymi współczynnikami.

Obecnie rozważana jest możliwość opracowania prototypu regulatora służącego do regulacji silników napędzających generatory elektryczne, stanowiących rezerwowo źródło zasilania w elektrowniach atomowych.

W Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych podjęto próby sprawdzenia czy wprowadzenie pewnych nieliniowości do charakterystyki dynamicznej regulatora prędkości obrotowej silnika pozwoli polepszyć jakość procesu regulacji.

2. CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO

Przedmiotem rozważań są średnioobrotowe silniki wysokoprężne typu Z produkowane przez ZUT ZGODA w Świętochłowicach. Są to silniki czterosuwowe z turboładowniem o mocy znamionowej 500 lub 600 kW z jednego cylindra i znamionowej prędkości obrotowej 500 lub 600 obr./min.

Matematyczny model dynamiki takiego silnika jest dość złożony głównie z powodu występowania różnego rodzaju nieliniowości. W badaniach nad poszukiwaniem algorytmu działania regulatora prędkości obrotowej poełużono się takim złożonym modelem matematycznym silnika wysokoprężnego, opisanym w pracach [1], [2].

Do oceny jakości procesu regulacji przy małych zmianach obciążenia silnika może być przydatny zlinearyzowany i uproszczony przez pominięcie małych stałych czasowych matematyczny model, który przedstawiono w postaci schematu blokowego na rys. 1.

Ten uproszczony model zawiera następujące człony dynamiczne:

- Człon całkujący, wynikający z równania ruchu wału napędowego silnika

$$I \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M_i - \Delta M_m - \Delta M_g \quad (1)$$

- Człon opóźniający wynikający z cyliczności zapłonów i czasu trwania suwu pracy.

Według [6] czas opóźnienia T_m może być oszacowany za pomocą nierówności:

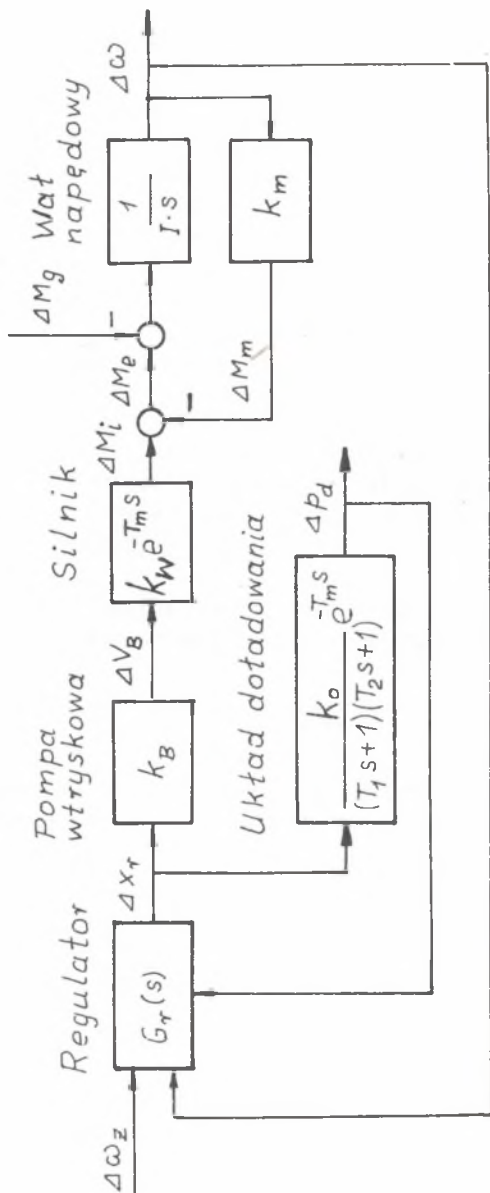
$$\frac{15}{n} < T_m < \frac{15}{n} + \frac{120}{Zn} \quad (2)$$

- Człon inercyjny 2 rzędu, uwzględniający dynamikę układu doładowania (turbosprężarki i kolektora wlotowego). Stałe czasowe T_1 , T_2 i współczynnik k_0 powinny być wyznaczone na podstawie wyników pomiarów.

Regulatory prędkości obrotowej wyposażone są w przystawki przeciw dymieniu, ograniczające dawkę paliwa przy niskim ciśnieniu doładowania. Model dynamiki układu doładowania służy do obliczenia sygnału podawanego na przystawkę regulatora zabezpieczającą silnik przed spalaniem paliwa przy niedomiarze powietrza.

W modelu uproszczonym pominięto dynamikę procesu wtrysku i spalania paliwa oraz nagrzewania się silnika i przyjęto, że moment indykowany silnika M_i jest proporcjonalny do dawki paliwa V_B , a także do położenia listwy paliwowej x_r .

Współczynnik k_w zależy przede wszystkim od nadmiaru powietrza do spalania λ . Dla małych zmian nadmiaru powietrza do spalania, np. $1,3 \leq \lambda \leq 1,9$, współczynnik k_w jest prawie stały. Wartość współczynników proporcjonal-



Rys. 1. Uproszczony schemat blokowy układu regulacji silnika wysokopięznego
 Fig. 1. Simplified block diagram of control system for high-pressure engine

ności k_W , k_B lub $k_M = k_B k_W$ najlepiej jest wyznaczyć w oparciu o wyniki pomiarów silnika.

3. WYBÓR ALGORYTMU DZIAŁANIA REGULATORA

Z powyższych rozważań wynika, że dla małych zmian obciążenia silnik wysokoprężny jest obiektem całkującym posiadającym małe opóźnienie czasowe. Wobec braku członów inercyjnych wyższego rzędu nie ma potrzeby stosowania w regulatorach członów różniczkujących. Działanie różniczkujące uwrażliwiłoby regulator na przypadkowe zmiany prędkości obrotowej silnika, spowodowane na przykład cyklicznością zapłonów w cylindrach, nie dając wyraźnej poprawy jakości procesu regulacji. Prawdopodobnie z tej przyczyny powszechnie stosowane regulatory firmy Woodward mają charakterystykę dynamiczną proporcjonalno-całkującą PI. Dodatkowe człony transmitancji regulatora są na ogół uwarunkowane konstrukcją elementów współpracujących, takich jak odśrodkowy miernik prędkości obrotowej lub siłownik hydrauliczny.

Słabe działanie różniczkujące jest stosowane w regulatorach hydraulicznych w celu poprawienia dynamicznych charakterystyk odśrodkowego miernika prędkości obrotowej (częściowego skompensowania inercji 2 rzędu tego miernika).

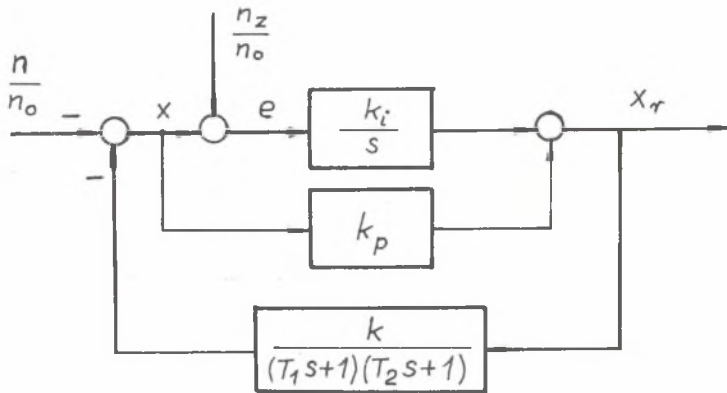
Z podanych powyżej powodów poszukiwania algorytmu działania regulatora ograniczono do regulatorów proporcjonalno-całkujących PI o transmitancji:

$$G_r(s) = k_p + \frac{k_i}{s} \quad (3)$$

Do rozważań przyjęto przedstawiony na rys. 2 schemat blokowy regulatora, wzorowany na schemacie regulatora elektronicznego 2301 firmy Woodward. Ponieważ regulatory służące do regulacji zespołów prądotwórczych powinny posiadać statyzm, więc człon sterujący PI objęto sprzężeniem zwrotnym. Dwa człony inercyjne w obwodzie sprzężenia zwrotnego mają wytłumić oscylacje wynikające z nierównomierności biegu silnika.

Rozważono cztery warianty zmienności współczynników regulatora PI:

- Regulator PI o stałych współczynnikach k_p i k_i .
- Regulator PI o zmiennym współczynniku k_p zależnym od odchyłki regulacji e w sposób przedstawiony na rys. 3a i stałym współczynniku k_i .
- Regulator PI o stałym współczynniku k_p i zmiennym współczynniku k_i zależnym od odchyłki regulacji e w sposób przedstawiony na rys. 3b.
- Regulator PI o stałym współczynniku k_p i zmiennym współczynniku k_i zależnym od odchyłki regulacji e jak na rys. 3b, gdy przyspieszenie



Rys. 2. Schemat blokowy regulatora PI ze statyzmem

Fig. 2. Block diagram of PI controller with static error

wał silnika jest małe $\left| \frac{d\omega}{dt} \right| \leq \varepsilon_1$, natomiast w przypadku dużych przyspieszeń $\left| \frac{d\omega}{dt} \right| > \varepsilon_1$ współczynnik k_i przyjmuje wartość maksymalną $k_i = k_{i \max}$.

Maksymalna wartość współczynnika $k_i = k_{i \max}$ dla $\left| \frac{d\omega}{dt} \right| > \varepsilon_1$ jest utrzymana tak długo, aż zmiana momentu obrotowego silnika ΔM_e spowodowana przesunięciem listwy paliwowej Δx_r osiągnie przewidywaną wartość przyrostu momentu obciążenia, miarą którego jest iloczyn przyspieszenia wału silnika przez jego masowy moment bezwładności

$$\Delta M_e = k_M \Delta x_r = -I \frac{d\omega}{dt} \quad (4)$$

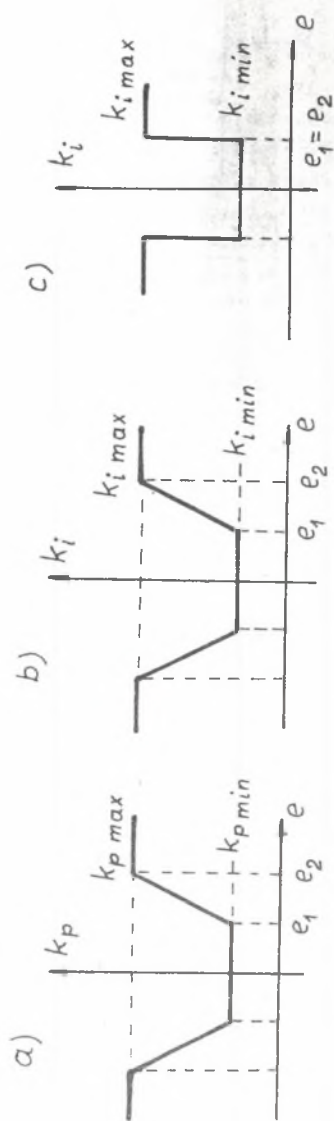
Jeżeli przyrost położenia listwy paliwowej osiągnie wartość:

$$\Delta x_r = -\frac{I}{k_M} \frac{d\omega}{dt} \quad (5)$$

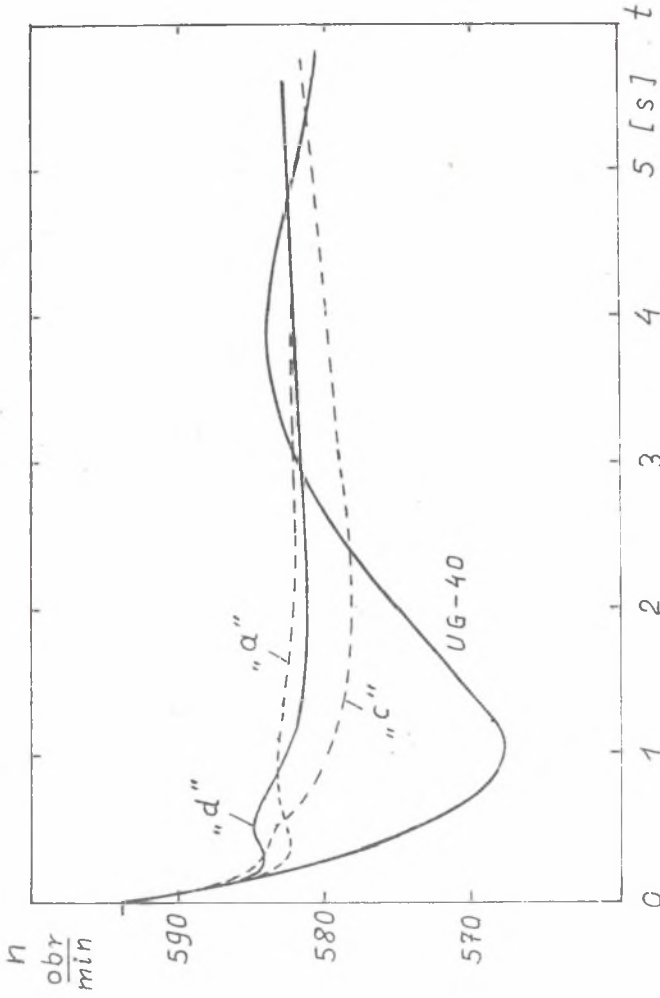
wówczas współczynnik k_i zależy tylko od odchyłki prędkości obrotowej według funkcji podanej na rys. 3b.

4. WYNIKI OBLICZEŃ

Obliczenia porównawcze przebiegu procesu regulacji dla przyjętych modeli regulatora wykonano na minikomputerze SPC-16 według programu ODSW, obejmującego pełny model dynamiki silnika. Obliczono przebieg regulacji prędkości obrotowej zespołu prądowłórczego 2.8 MW z silnikiem 6 ZL przy skokowym wrzucie mocy 1450 kW, tj. około 50% obciążenia znamionowego.



Rys. 3. Zależność współczynnika k_p lub k_i od odchyłki prędkości obrotowej $e = \frac{n_z - n}{n_0}$
 Fig. 3. k_p or k_i as a function of rotation speed deviation $e = \frac{n_z - n}{n_0}$



rys. 4. Przebieg regulacji prędkości obrotowej zespołu prądowórczego przy wrzucie obciążenia 1450 kW.
 "a" - regulator PI o stałych współczynnikach k_p , k_i , "c" - regulator PI o wstałym współczynniku k_p i
 zmiennym współczynniku k_i , "d" - regulator PI o współczynniku k_i dodatkowo zależnym od przyspiesze-
 nia

Fig. 4. Regulation runs for rotation speed of current generating system

W chwili wrzutu obciążenia silnik pracował bez obciążenia. W obliczeniach przyjmowano statyzm regulatora 3,5. % taki sam, jaki był nastawiony na regulatorze UG-40 podczas wykonywania badań tego zespołu na stacji prób w ZUT ZGODA w Świetochłowicach.

Na rys. 4 przedstawiono wybrane z pracy [3] wyniki obliczeń przebiegu procesu regulacji zespołu prądotwórczego 2,8 MW i porównano je z wynikami badań tego zespołu, regulowanego regulatorem hydraulicznym UG-40.

5. WNIOSKI

Z obliczeń przeprowadzonych w oparciu o pełny model matematyczny silnika można wyciągnąć następujące wnioski:

- a) Regulator PI posiadający możliwość niezależnego nastawiania dużego współczynnika wzmocnienia proporcjonalnego k_p pozwala uzyskać znacznie lepsze przebiegi regulacji niż hydrauliczny regulator UG-40.
- b) Regulator PI ze stałymi współczynnikami k_p i k_i pozwala uzyskać bardzo dobre przebiegi regulacji i wprowadzenie zmienności współczynnika k_i według wariantu c) lub d) nie wnosi istotnej poprawy jakości procesu regulacji.
- c) Przy przyjętej strukturze regulatora według schematu blokowego przedstawionego na rys. 2. Wprowadzenie zmienności współczynnika k_p jest niekorzystne, bowiem może prowadzić do chwilowego zablokowania działania regulatora. W stanach nieustalonych ujemny sygnał x (rys. 2) pomnożony przez bardzo duży współczynnik k_p może dać ujemny sygnał x_r mimo dodatniej odchyłki prędkości obrotowej.
- d) Przy dużych wrzutach obciążenia występuje niedomiar powietrza do spalania, dlatego przyspieszenie działania regulatora według wariantu c) lub d) nie przynosi istotnej poprawy jakości procesu regulacji prędkości obrotowej.
- e) Wprowadzenie zmienności współczynnika k_i według wariantu c) jest uzasadnione tym, że pozwala uzyskać stabilność układu regulacji podczas pracy silnika na biegu luzem i przy niskich prędkościach obrotowych oraz szybkie działanie regulatora przy dużych odchyłkach prędkości obrotowej.
- f) Zmiana współczynnika k_i może następować dwupołożeniowo w sposób przedstawiony na rys. 3c. przy zachowaniu wszystkich zalet wariantu c).

Ważniejsze oznaczenia

- I - masowy moment bezwładności wału silnika, kg m^2
- M_i - moment indykowany (wewnętrzny) silnika, Nm
- M_m - moment oporów tarcia w silniku, Nm
- M_e - moment obrotowy (użyteczny) silnika, Nm
- M_g - moment oporu generatora (obciążenia), Nm
- n - prędkość obrotowa silnika, $\frac{\text{obr.}}{\text{min}}$
- n_z - zadana prędkość obrotowa silnika, $\frac{\text{obr.}}{\text{min}}$
- n_o - znamionowa prędkość obrotowa silnika, $\frac{\text{obr.}}{\text{min}}$
- ω - prędkość kątowna silnika, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- ω_z - zadana prędkość kątowna silnika, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- x_r - sygnał wyjściowy regulatora, oznaczający położenie listwy paliwowej w skali 0-10 działek
- V_B - skokowa wydajność pompy wtryskowej, $\frac{\text{cm}^3}{\text{skok}}$
- p_d - ciśnienie doładowania, Pa
- Z - liczba cylindrów
- e - odchyłka prędkości obrotowej, $e = \frac{n_z - n}{n_o}$
- η_c - sprawność cieplna silnika
- t - czas, s
- s - operator Laplace'a, s^{-1}

LITERATURA

- [1] Ferenc M.: Modelowanie numeryczne procesu regulacji okrętowego silnika wysokoprężnego z uwzględnieniem nieliniowości. Praca habilitacyjna. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Nr 567, s. Energetyka z. 70 Gliwice 1978.
- [2] Ferenc M.: Dokumentacja programowa cyfrowego modelu symulacyjnego dynamiki średnioobrotowych silników wysokoprężnych typu Z40 i PC3 Nr 3000-93-977-0, Gliwice 1981.
- [3] Ferenc M., Mędrych J., Ostrowski P.: Określenie optymalnego algorytmu działania regulatora silnika wysokoprężnego. Badanie możliwości zastosowania techniki mikroprocesorowej do realizacji regulatora. Sprawozdanie z pracy badawczej NB-18/RME-2/83, Gliwice 1983.
- [4] Ostrowski P.: Model matematyczny regulatora pneumatyczno-hydraulicznego wysokoprężnych silników okrętowych. Praca doktorska, Gliwice 1981.
- [5] Transmitancja regulatora elektronicznego. Opracowanie firmy Woodward z dnia 25.04.1979 r. wraz z uwzględniającymi tekstami z dnia 12.04.79r. i 28.06.1979 r., wysłanymi do ZUT "Zgoda" w Świętochłowicach.

- [6] Ederveen J.: Mathematical analysis of engine - governor combinations. Opracowanie firmy Woodward, PMCC 73-19B.

Recenzent: Doc. dr inż. Stanisław Gdula

Wpłynęło do redakcji w kwietniu 1984 r.

ПОИСК СПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО АЛГОРИТМА ДЕЙСТВИЯ
РЕГУЛЯТОРА ВРАЩАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ТИПА ДИЗЕЛЬ

Р е з ю м е

В статье оговариваются проблемы, касающиеся регуляции двигателей внутреннего сгорания типа Дизель, применяющихся для привода системы генераторов тока. Дана упрощённая математическая модель этого двигателя а также показан выбор динамической характеристики регулятора типа ПИ. Рассмотрены различные варианты изменчивости коэффициентов регулятора, чтобы показать, что регулятор типа ПИ с постоянными коэффициентами даёт возможность получить хороший процесс регуляции вращательной скорости рассматриваемых двигателей.

A TRIAL OF DEFINING THE OPTIMAL ALGORITHM OF ACTION
OF ROTATIONAL SPEED CONTROLLER FOR HIGH PRESSURE ENGINE

S u m m a r y

High pressure engines regulation problems are considered for the current generating systems. A simplified mathematical model of the high-pressure engine is presented and the choice of the dynamical characteristic of PI controller is motivated. Different variants of controller coefficients are considered and we are led to the conclusion that PI controller with constant coefficients enables to obtain very good transients of rotational speed of the engines under consideration.