

Miśhał FERENC

Politechnika Śląska Gliwice

Jerzy OSOBA

ZUT "ZGODA" w Świętochłowicach

MATEMATYCZNY MODEL DYNAMIKI UKŁADU DOŁADOWANIA ŚREDNIOOBROTOWYCH SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Streszczenie. W artykule podano podstawowe równania matematycznego modelu układu doładowania średnioobrotowych silników wysokoprężnych. Przedstawiono propozycje udoskonalenia tego modelu przez uwzględnienie czasowej zmienności współczynnika strat cieplnych silnika, uwarunkowanej nagrzewaniem się ścian cylindra przy zmianach obciążenia.

1. Wstęp

Przedmiotem rozważań są średnioobrotowe silniki wysokoprężne produkowane przez ZUT ZGODA w Świętochłowicach. Silniki te, o mocach od 2,2 do 12,6 MW, używane są do napędu statków i zespołów prądowców.

W wyniku współpracy ZUT ZGODA z Politechniką Śląską w Gliwicach, opracowano matematyczny model dynamiki średnioobrotowych silników wysokoprężnych służący do obliczania przebiegu procesów przejściowych w układach napędowych z tymi silnikami (obliczanie przebiegu manewru statku lub obciążania generatora). Model dynamiki silnika wysokoprężnego stanowią równania opisujące procesy zachodzące w poszczególnych zespołach silnika, takich jak: pompa wtryskowa, układ tłokowe-korbowy, układ doładowania, chłodnica powietrza, regulator prędkości obrotowej. Spośród tych zespołów najwięcej trudności sprawiało znalezienie matematycznego modelu dla układu doładowania, obejmującego turbosprężarkę oraz układ przepływowy powietrza i spalin. Czyniono wiele prób znalezienia takiego układu równań, który wystarczająco dokładnie opisywałby przebieg ciśnienia doładowania przy różnych zmianach obciążenia silnika.

Przedstawiony matematyczny model układu doładowania jest częścią matematycznego modelu silnika wysokoprężnego, na którym oparty jest program "ODSW" służący do obliczania na maszynie cyfrowej układów napędowych statków i zespołów prądowców napędzanych średnioobrotowymi silnikami wysokoprężnymi typu Z40 lub PC.

2. Podstawowe równania różniczkowe opisujące dynamikę układu doładowania

Podstawowe równania dynamiki układu doładowania wynikają z bilansu ilości powietrza w kolektorze wlotowym, bilansu spalin w przestrzeni między silnikiem i turbiną oraz bilansu momentów sił działających na wirnik turbosprężarki. W rezultacie dynamikę układu doładowania opisują trzy równania różniczkowe:

równanie ruchu wirnika turbosprężarki:

$$I_T \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_K \quad (2.1)$$

równanie bilansu ilości powietrza w kolektorze wlotowym:

$$V_L \frac{d\rho_L}{dt} = \dot{m}_K - \dot{m}_L \quad (2.2)$$

równanie bilansu ilości spalin w rurociągach wydechowych:

$$V_G \frac{d\rho_G}{dt} = \dot{m}_G - \dot{m}_T \quad (2.3)$$

Peszezególne wielkości mają następujące znaczenie:

- I_T - masowy moment bezwładności wirnika turbosprężarki,
- ω_T - prędkość kątowa wirnika turbosprężarki,
- \dot{m} - strumień masy,
- M - moment sił,
- ρ - gęstość,
- V - objętość kolektora,
- t - czas,

indeksy:

- T - turbina,
- L - powietrze,
- K - sprężarka,
- G - spaliny.

Występujące w tych równaniach momenty sił: M_T , M_K oraz przepływy powietrza: \dot{m}_K , \dot{m}_L i spalin: \dot{m}_G , \dot{m}_T są dość złożonymi funkcjami parametrów termodynamicznych powietrza i spalin, a także prędkości obrotowej silnika ω i prędkości obrotowej turbosprężarki ω_T . Funkcje te, można dość dokładnie określić z zależności termodynamicznych, bądź przez pomiar charakterystyk statycznych silnika i turbosprężarki. Spodziewano się, że połączenie równań (2.1), (2.2), (2.3) z równaniami opisującymi dynamikę pozostałych zespołów silnika, pozwoli dość dokładnie obliczyć przebieg ciśnienia doładowania i prędkości turbosprężarki w stanach nieustalonych, ale wykonane obliczenia nie potwierdziły tych oczekiwań, zwłaszcza przy dużych i

szybkich zmianach obciążenia [2]. Obliczone ciśnienie doładowania zbyt szybko dochodzi do stanu równowagi. Z porównania wyników obliczeń z wynikami pomiarów wynika, że oprócz bezwładności wirnika turbosprężarki i stałych czasowych wynikających z pojemności kolektora powietrza i spalin w silniku występuje dodatkowa inercja powodująca dodatkowe spowolnienie procesu narastania prędkości obrotowej turbosprężarki i ciśnienia doładowania.

Źródłem tej dodatkowej inercji układu doładowania, może być pojemność cieplna części ścian silnika stykających się ze spalinami. Słabsze zwiększenie dawki paliwa powoduje zwiększenie średniej temperatury spalin i strumienia ciepła dopływającego do ścian silnika. Z powodu zwiększonego dopływu ciepła, temperatura ścian zacznie wzrastać, co spowoduje stopniowe zmniejszenie się strumienia ciepła dopływającego do ścian aż do osiągnięcia nowego stanu równowagi termodynamicznej. Nieustalony proces nagrzewania się ścian silnika może spowodować przejściowe zwiększenie strat ciepłych silnika przy wzroście jego obciążenia lub przejściowe zmniejszenie strat ciepłych przy obniżeniu obciążenia.

3. Próby korekty matematycznego modelu układu doładowania

Dokładne uwzględnienie wpływu procesu nagrzewania się silnika na dynamikę układu doładowania wymagałoby wykonania dość trudnych obliczeń procesu wymiany ciepła w cylindrze i kolektorze wylotowym silnika. Aby uniknąć tych skomplikowanych obliczeń szukano pewnych uproszczonych sposobów uwzględnienia oddziaływania procesu nagrzewania się silnika na dynamikę układu doładowania. Rozważane trzy modele dodatkowej inercji układu doładowania:

W pierwszym modelu przyjęto [1], że dodatkowa inercja oddziałuje na entalpię spalin zgodnie z równaniem

$$i_G(s) = \frac{1}{Ts+1} i_{Gu}(s) \quad (3.1)$$

w którym zastosowano następujące oznaczenia:

i_{Gu} - entalpia spalin przed turbiną, wynikająca z bilansu energii w stanie ustalonym, to znaczy

$$i_{Gu} = i_L \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} + W_d (1 - \psi_u - \psi_e) \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_G} \quad (3.2)$$

i_G - entalpia spalin, wartość chwilowa,

s - operator Laplace'a,

T - stała czasowa,

- i_L - entalpia powietrza na dolecie do silnika,
 W_d - wartość opałowa paliwa,
 \dot{m}_L - strumień powietrza,
 \dot{m}_B - strumień paliwa,
 $\dot{m}_G = \dot{m}_L + \dot{m}_B$ - strumień spalin,
 η_e - sprawność cieplna silnika,
 ψ_u - straty cieplne silnika w stanie ustalonym.

W drugim modelu przyjęto [2], że zmienność strat cieplnych wyraża równanie

$$\psi(s) = \frac{1}{Ts+1} \psi_u(s) \quad (3.3)$$

W trzecim modelu przyjęto [2], że zmienność strat cieplnych wyraża równanie

$$\psi(s) = \psi_u(s) + k \frac{T_s}{Ts+1} \cdot p_e(s) \quad (3.4)$$

w którym:

- p_e - przedstawia średnie ciśnienie użyteczne silnika,
 k - współczynnik.

Obliczone z równań (3.3) bądź (3.4) straty cieplne ψ należy wstawić do równania (3.2) w miejsce strat ψ_u , w rezultacie uzyska się chwilową wartość entalpii spalin i_G zamiast entalpii i_{Gu} .

Te trzy modele dodatkowej inercji układu doładowania sprawdzono przez porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów zespołu prądotwórczego 2.8 MW napędzanego silnikiem 6ZL40 [2].

Model drugi, opisany równaniem (3.3) dawał zadowalające wyniki tylko w zakresie małych obciążeń silnika, przy których straty cieplne ψ dość silnie maleją ze wzrostem obciążenia silnika; natomiast przy średnich i dużych obciążeniach straty cieplne w małym stopniu zależą od obciążenia, dlatego straty cieplne ψ obliczone z równania (3.3) niewiele różnią się od strat cieplnych ψ_u obliczonych dla stanu ustalonego.

Model pierwszy, opisany równaniem (3.1) pozwalał osiągnąć dość dobrą zgodność wyników obliczeń z wynikami pomiarów przy stopniowym zwiększaniu obciążenia silnika [1], natomiast przy skokowym wrzucie dużego obciążenia z obliczeń uzyskuje się oscylacyjny przebieg prędkości obrotowej turbosprężarki, niezobserwowany podczas badań silników. Równanie (3.1) można interpretować jako rezultat akumulacji ciepła w pewnej masie ustawionej na drodze przepływu spalin. Ciepło zgromadzone w tej masie jest oddawane bez strat do spalin.

W modelu trzecim, opartym na równaniu (3.4) sygnałem wymuszającym zmianę strat cieplnych jest średnie ciśnienie użyteczne p_e . Równanie to za-

wiera dwa parametry: współczynnik k i stałą czasową T , które można tak dobrać aby uzyskać zadowalającą zgodność wyników obliczeń z wynikami pomiarów.

Jak wykazały przeprowadzone obliczenia, przyjęcie równania (3.4) pozwala uzyskać najlepszą zgodność wyników obliczeń z wynikami pomiarów [2].

Przy układaniu programu obliczeń, równanie (3.4) należy przekształcić w równoważne równanie różniczkowe, to znaczy

$$\Psi = \Psi_u + \Psi_p \quad (3.5)$$

$$\frac{d\Psi_p}{dt} = k \frac{dp_e}{dt} - \frac{1}{T} \Psi_p \quad (3.6)$$

w którym Ψ_p jest poprawką strat ciepłych w stanie nieustalonym.

4. Wnioski

1. Matematyczny model układu doładowania średnioobrotowego silnika wysokoprężnego opierający się tylko na równaniach bilansu masy powietrza i spalin oraz równaniu ruchu wirnika turbosprężarki nie zapewnia wymaganej dokładności obliczeń ciśnienia doładowania przy dużych i szybkich zmianach obciążenia silnika.
2. Wprowadzenie do matematycznego modelu układu doładowania czasowej zmienności strat ciepłych silnika według równania (3.4) pozwala dość dokładnie i w stosunkowo prosty sposób, bo z pominięciem procesu wymiany ciepła w cylindrze silnika, obliczyć przebieg ciśnienia doładowania przy dużych i szybkich zmianach obciążenia.

LITERATURA

1. Ferenc M.: Modelowanie numeryczne procesu regulacji okrętowego silnika wysokoprężnego z uwzględnieniem nieliniowości. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Nr 567 Gliwice, 1978.
2. Ferenc M.: Weryfikacja programu obliczeń dynamicznych silnika wysokoprężnego (ODSW) w oparciu o wyniki badań zespołu prądotwórczego 2,8 MW z silnikiem 6ZL/40 na stacji prób w ZUT ZGODA. Sprawozdanie z pracy wykonanej na zlecenie ZUT ZGODA. Gliwice, 1982.

Recenzent: doc. dr inż. Wojciech Sitko

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1983 r.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ ПОДЗАРЯДКИ
СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Р е з ю м е

В статье даны уравнения математической модели системы подзарядки среднеоборотных дизельных двигателей. Дана идея совершенствования этой модели путём учёта времени изменчивости коэффициента тепловых потерь двигателя, обусловленной нагреванием стен цилиндра при изменении нагрузки.

MATHEMATICAL MODEL OF A DYNAMICS OF A SUPERCHARGING SYSTEM
FOR AVERAGE-SPEED HIGH PRESSURE MOTORS

S u m m a r y

Basic equations of mathematical model of a supercharging system for average-speed high pressure motors are given. Proposals of model improvement are presented including time-variance of a thermal losses coefficient. It is caused by heating of cylinder walls during load changes.