

SYMPOZJON "MODELOWANIE W MECHANICE"

POLSKIE TOWARZYSTWO MECHANIKI TEORETYCZNEJ I STOSOWANEJ

Beskid Śląski, 1990

Jacek Cink, Jerzy Tomczyk

Tomasz Wolski

Instytut Konstrukcji Maszyn

Politechnika Łódzka

MODEL I BADANIA SYMULACYJNE MECHANIZMU JAZDY MASZyny ROBOCZEJ
Z SILNIKIEM SPALINOWYM I PRZEKŁADNIĄ HYDROSTATYCZNĄ

Streszczenie. W referacie przedstawiono model dynamiczny mechanizmu jazdy samobieżnej maszyny roboczej napędzanej silnikiem spalinowym o zapłonie samoczynnym i przekładnią hydrostatyczną sterowaną elektronicznie. Przeprowadzone badania symulacyjne umożliwiły wstępny dobór parametrów dynamicznych układu sterowania dla prototypu urządzenia.

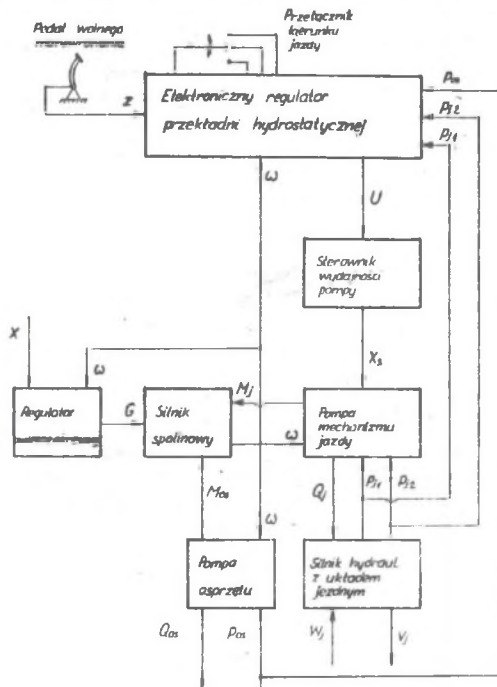
1. Wstęp

Wykorzystanie w mechanizmie jazdy samobieżnej maszyny roboczej przekładni hydrostatycznej o ciągłej zmianie przełożenia umożliwia zastosowanie takiego układu sterowania, który automatycznie dostosowuje przełożenie przekładni do obciążenia zewnętrznego mechanizmu. Realizacja układu sterowania na drodze elektronicznej umożliwia osiągnięcie charakterystyk statycznych regulacji korzystnych pod względem energetycznym, co nie mogło być osiągnięte w budowanych dotąd regulatorach mechaniczno-hydraulicznych. Zastosowanie szybkich regulatorów elektronicznych wymaga takiego

ukształtowania ich charakterystyk dynamicznych, aby spełnić pod względem dynamicznym wymagania eksploatacyjne. Dla doboru odpowiednich charakterystyk regulatora, sprawdzenia różnych możliwych wariantów wykorzystano metodę symulacji komputerowej, budując w tym celu model dynamiczny mechanizmu wraz z układem sterowania.

2. Model i badania symulacyjne mechanizmu wraz z układem sterowania

Schemat blokowy mechanizmu przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat blokowy mechanizmu

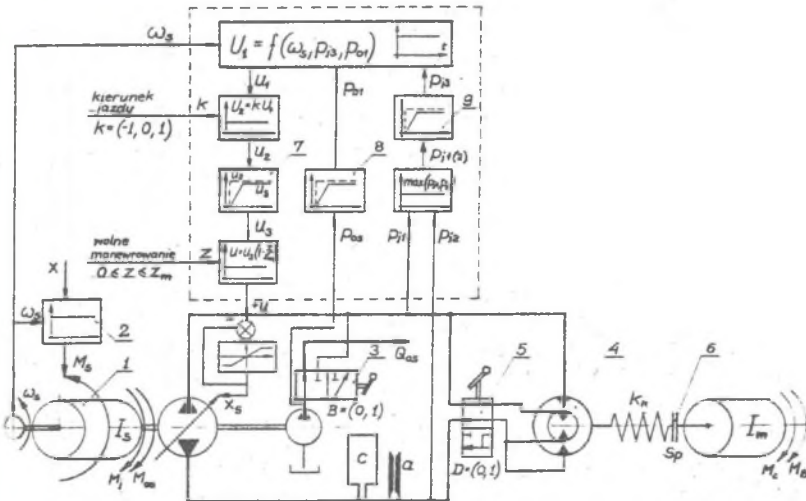
Silnik spalinowy wyposażony w typowy regulator wielozakresowy napędza dwie pompy; pompę mechanizmu jazdy o zmiennej wydajności oraz pompę osprzętu o stałej wydajności. W obwód hydrauliczny pompy mechanizmu jazdy włączony jest silnik o stałej chłonności połączony z kołem jezdny reduktorem o stałym przełożeniu.

Wielkością wejściową układu jest przesunięcie X dźwigni regulatora wielozakresowego. Wielkościami wyjściowymi układu są prędkość jazdy maszyny V_j oraz strumień cieczy Q_{os} kierowany z pompy osprzętu do obwodu hydraulicznego osprzętu maszyny.

Wielkościami zakłócającymi są: opory jazdy maszyny ω_j , ciśnienie p_{os} panujące po stronie tłocznej osprzętu oraz wielkości wejściowe regulatora zadawane przez operatora - kierunek jazdy k i sygnał wolnego manewrowania z . Prędkość kątowna silnika spalinowego ω stanowi sygnał wejściowy pompy mechanizmu jazdy, pompy osprzętu oraz regulatora przekładni hydrostatycznej. Wielozakresowy regulator silnika spalinowego otrzymuje sygnał sprzężenia zwrotnego w postaci prędkości kątowej ω i dostosowuje wielkość dawki paliwa G do występującego obciążenia silnika i przesunięcia listwy regulatora X .

Elektroniczny regulator przekładni hydrostatycznej poza sygnałem prędkości silnika ω otrzymuje sygnał w postaci wielkości ciśnienia panującego po stronie tłocznej osprzętu p_{os} oraz sygnały ciśnień p_{j1} i p_{j2} panujących odpowiednio w obu gałęziach obwodu głównego przekładni hydrostatycznej. Regulator przekładni hydrostatycznej wysyła sygnał napięciowy U do sterownika wydajności pompy. Wydajność pompy Q_j jest proporcjonalna do przesunięcia X_s tłoczyska sterownika wydajności pompy. Silnik spalinowy obciążony jest przez pompę osprzętu momentem M_{os} oraz przez pompę mechanizmu jazdy momentem M_j . Równanie statyczne regulatora określające związek pomiędzy sygnałem wyjściowym U a wszystkimi sygnałami wejściowymi i zakłócającymi podane jest m.in. w pracy [1].

Uproszczony model dynamiczny układu zobrażowano na rys. 2.

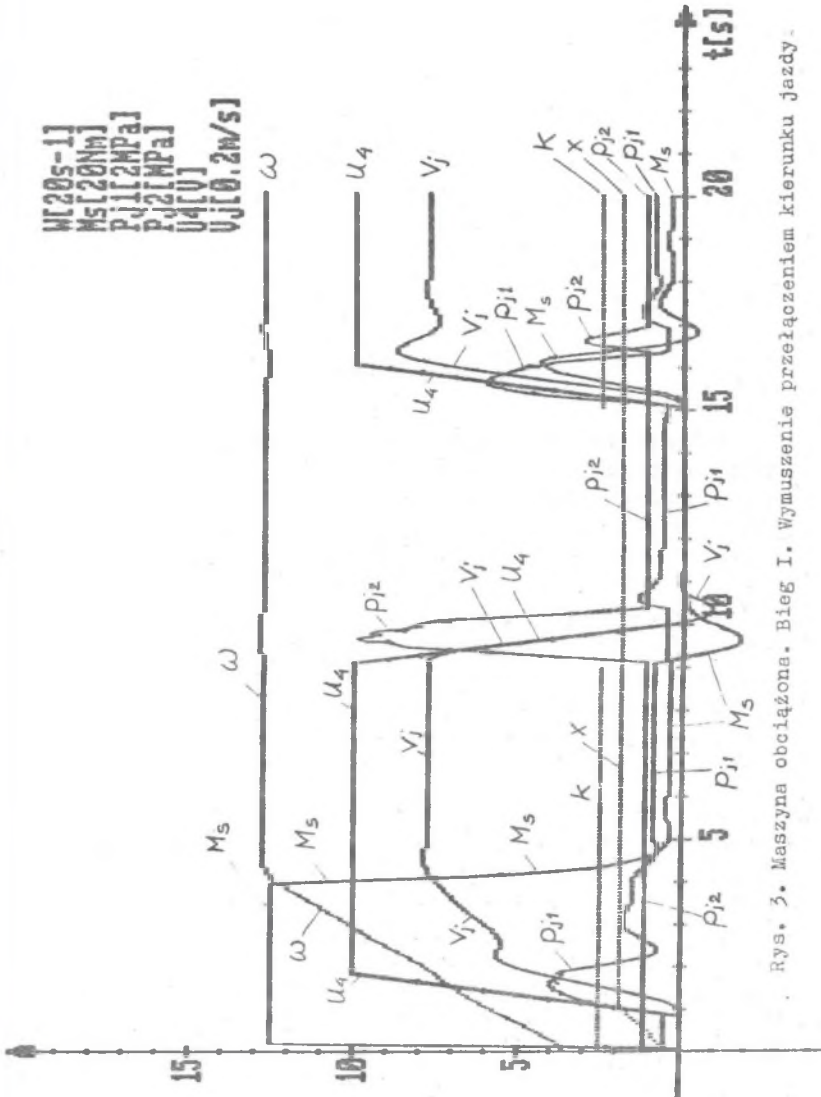


Rys. 2 Model dynamiczny mechanizmu

Silnik spalinowy 1 potraktowano jako człon inercyjny pierwszego rzędu, modelując charakterystykę eksploatacyjną jako odcinkami liniową, a regulator wielozakresowy 2 potraktowano jako człon proporcjonalny. Przekładnię hydrostatyczną jazdy zamodelowano z uwzględnieniem pojemności hydraulicznej C i przecieków a oraz uwzględniono nieliniowości wynikające z możliwości łączenia wydajności pompy jazdy i osprzętu za pomocą rozdzielacza 3 jak i zmiany chłonności silnika hydraulicznego 4 za pomocą rozdzielacza 5. Rozdzielacze 3 i 4 potraktowano jako elementy dyskretne bezinercyjne. W układzie jezdny maszyny uwzględniono podatność skrętną ogumienia oraz uwzględniono możliwość zerwania sprzężenia ciernego pomiędzy kołem a podłożem (sprzęgło obsuwne 6).

Regulator elektroniczny, będący w rzeczywistości układem mikroprocesorowym, modelowano z uwzględnieniem czasu próbkowania układu, odmiennego od kroku całkowania użytego przy symulacji pozostałych elementów modelu. Bloki 7,8,9 regulatora, kształtujące w obiekcie rzeczywistym własności dynamiczne regulatora, modelowano bez uproszczeń jako nieliniowe człony całkujące z ograniczeniami. Pozostałe elementy regulatora modelowano jako człony bezinercyjne. Sterownik elektrohydrauliczny wraz z serwowotorem wydajności pompy modelowano jako człon całkujący z ograniczeniami.

Na podstawie przedstawionego modelu przeprowadzono badania mechanizmu jazdy maszyny dla szerokiego zakresu zmian wielkości wymuszających i zakłócających, dokonując doboru charakteru i parametrów członów 7,8 i 9 regulatora. Przykładowy przebieg wybranych zmiennych stanu opisujących zachowanie układu w przypadku zakłócenia ruchu ustalonego maszyny przez zmianę sygnału kierunku jazdy przedstawiono na rys.3. W przedstawionym, symulowanym cyklu pracy maszyny w czasie od 0 do 1 s. następuje rozruch przez wymuszenie przesunięciem listwy regulatora wielozakresowego X. W 5 s. silnik spalinowy osiągnął prędkość znamionową, a maszyna posiada już pełną prędkość jazdy. W 8 s. następuje skokowa zmiana parametru kierunku jazdy k z wartości 1 odpowiadającej jeździe do przodu na wartość 0 odpowiadającą zatrzymaniu maszyny. W 15s. następuje ponowne załączenie jazdy maszyny do przodu $k=0 \rightarrow k=1$.



Rys. 3. Maszyna obciążona. Bieg I. Wymuszenie przełączeniem kierunku jazdy

3. Podsumowanie

Zbudowany na podstawie doświadczeń z modelowania podobnych obiektów model mechanizmu jazdy wraz z układem sterowania umożliwił dobór parametrów i ocenę własności dynamicznych w fazie projektowania nowego układu napędowego i sterowania maszyny. Przewidziane badania prototypowego obiektu rzeczywistego umożliwią ewentualną korektę struktury i przyjętych parametrów oraz dalsze badania symulacyjne mające na celu poprawę własności dynamicznych maszyny.

LITERATURA

- [1] Cink J., Tomczyk J., Wolski T.: Hydrostatyczny napęd mechanizmu jazdy ze sterowaniem elektronicznym. II Konferencja Naukowo Techniczna - Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Stalowa Wola 1988

МОДЕЛЬ И СИМУЛЯЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ МАШИНЫ С ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Резюме

В статье представлена динамическая модель механизма передвижения рабочей машины с двигателем внутреннего сгорания (дизелем) с гидравлической передачей и электронным управлением. Проведенные симуляционные исследования дают возможность определить динамические параметры системы управления для прототипа машины.

MODEL AND SIMULATION TESTS OF TRAVELING MECHANISM OF MACHINE WITH I.C. ENGINE AND HYDROSTATIC DRIVE

Summary

The dynamic model of traveling mechanism of heavy duty machine with compression ignition engine and hydrostatic power transmission with electronic control system is described. The simulation tests enable to choose proper dynamic parameters of controller for prototype machine.