

mgr inż. Jan Jabłkowski
dr inż. Andrzej Serwach
mgr inż. Stefan Frydliński

Przemysłowy Instytut
Automatyki i Pomiarów MERA-PIAP

Warszawa

OPTIMALIZACJA PARAMETRYCZNA UKŁADU HYDRAULICZNEGO W FAZIE PROJEKTOWANIA

1. Wstęp

Ostatnie lata przyniosły znaczny wzrost zainteresowania metodami optymalizacji i automatycznego projektowania, wykorzystującymi maszyny cyfrowe do rozwiązywania modeli matematycznych maszyn i urządzeń. Jednakże popularność tych metod wśród inżynierów ciągle nie jest duża, na co składa się kilka przyczyn, a m.in.:

- mała elastyczność systemów, które mogą służyć jedynie do projektowania wąskich, ściśle określonych klas konstrukcji;
- brak możliwości ingerencji projektanta w proces projektowania, gdyż decyzje inżynierskie są wbudowane w program jako zbiór sztywnych reguł.

Od powyższych wad, związanych z maszynami cyfrowymi, są wolne, w dużym stopniu, maszyny analogowe i hybrydowe.

Przedstawiona w niniejszym opracowaniu metoda optymalizacji parametrycznej jest oparta na zastosowaniu maszyny analogowej ze sterowaniem logicznym WAT 1001.

Jedną z przeszkód na jakie napotyka projektant układu hydraulicznego polega na trudnościach w uwzględnieniu zjawisk dynamicznych zachodzących w układzie. Nieuwzględnienie dynamiki prowadzi do znacznych strat energii, obniżenia wydajności urządzenia, oraz trwałości poszczególnych jego elementów. Również w tym aspekcie zastosowanie maszyny analogowej w fazie obliczeń i projektowania daje dobre rezultaty, tj. umożliwia uwzględnienie w pełni zjawisk dynamicznych.

Przedstawiona metoda optymalizacji parametrycznej odnosi się do układów hydrauliki siłowej. Może ona służyć do określenia wybranych parametrów układu hydraulicznego w fazie projektowania, bądź korekcji układu użytkowego (np. nastawy zaworów).

W sensie matematycznym procedura optymalizacji jest zadaniem wariacyjnym, tj. polega na poszukiwaniu ekstremum określonego funkcjonau i można ją sklasyfikować jako zbliżoną do zagadnienia Bolza.

Zastosowanie metody optymalizacji parametrycznej zilustrowano na przykładzie projektu układu hydraulicznego dla koparki K-606, w wersji wysokociśnieniowej.

2. Metoda optymalizacji parametrycznej układu hydraulicznego

Wybór podstawowych parametrów projektu może być dokonany w następujących krokach:

- a) zebranie informacji wejściowych,
- b) ułożenie modeli matematycznych dla optymalizowanych obwodów,
- c) zaprojektowanie procedury i algorytmu optymalizacji,
- d) wybór wskaźnika jakości (funkcji celu),
- e) narzucenie ograniczeń na zmienne stanu,
- f) wykonanie obliczeń.

Jako informacje wejściowe należy rozumieć następujące dane:

- schemat układu hydraulicznego,
- wymagania odnośnie układu hydraulicznego wynikające z założeń konstrukcyjnych oraz ewentualne informacje dotyczące przewidywanych warunków pracy,
- szczegółowe informacje dotyczące sposobu obciążania układu hydraulicznego,
- statyczne i ewentualnie dynamiczne charakterystyki elementów handlowo dostępnych, które mogą być użyte w projektowanym układzie,
- wstępną ocenę podstawowych parametrów przez obliczenie bilansu sił,
- zakresy parametrów, które mogą być optymalizowane.

Metodę modelowania układu hydraulicznego na maszynie analogowej przedstawiono w pracach [3] i [4] oraz w artykule niniejszego

Biuletynu.^{x/} Układ równań różniczkowych opisujących zależności między zmiennymi stanu i uwzględniający potrzebne parametry można przedstawić w formie schematu blokowego, który z kolei stanowi wygodną podstawę do napisania programu na maszynę analogową.

Przyjęte modele winny być stosunkowo proste, przynajmniej z dwóch powodów:

- w stadium projektowania układu hydraulicznego informacje dotyczące poszczególnych elementów układu jak i jego całości są skromne i ułożenie bardziej skomplikowanych modeli nie jest możliwe,
- wymagania dotyczące dokładności obliczeń nie są w tym stadium wysokie.

Przed zaprojektowaniem algorytmu optymalizacji należy ustalić zakres optymalizacji, jeśli układ jest złożony - to które części tego układu będą optymalizowane, ewentualnie kolejność optymalizowania poszczególnych obwodów układu, wreszcie rodzaj obciążenia, przy którym należy układ optymalizować. Na przykład w koparce hydraulicznej cykl obciążenia danego obwodu jest znamieny: zakresem wysuwu siłownika, funkcją wysuwu $l = f(t)$, obciążeniem łyżki i położeniem pozostałych siłowników. Cykl obciążeń powinien być tak dobrany, aby były w nim zawarte najniekorzystniejsze, z punktu widzenia wytrzymałości, warunki pracy.

Ponieważ układ hydrauliczny jest projektowany z elementów handlowo dostępnych, często ich cechy, podlegające doborowi w procesie optymalizacji, mogą przyjmować tylko określone normami wartości, zwykle ułożone według szeregu Renarda (np. skok i średnica siłowników). Inne parametry mogą przyjmować dowolne wartości z pewnego przedziału (np. nastawa zaworu przelewowego). W związku z tym wybór optymalnego zestawu parametrów może być realizowany w następujących krokach:

- zestawienie wybranych do optymalizacji parametrów w grupach: zmiennych skokowo i zmiennych w sposób ciągły,
- wybranie optymalnych wartości parametrów zmiennych w sposób ciągły, dla każdej kombinacji parametrów zmiennych skokowo,

^{x/} A. Serwach - Metody modelowania procesów ciągłych za pomocą maszyn analogowych.

- wybranie jako optymalnego tego zestawu parametrów, zmiennych skokowo i w sposób ciągły, dla których kryterium osiąga minimum.

Wybór wskaźnika jakości (funkcji celu) powinien być przedmiotem arbitralnej decyzji projektanta. Wskaźnik jakości odwzorowuje podstawowy cel optymalizacji; może nim być minimalizacja rozproszenia energii, skrócenie czasu cyklu pracy, minimalizacja zużycia paliwa, minimalizacja liczby obrotów silnika napędowego itd. Jest możliwe, żeby wskaźnik jakości składał się z kilku członów odpowiadających różnym celom.

Warto podkreślić, że prawidłowy wybór wskaźnika jakości w zasadniczy sposób determinuje wartość rozwiązania dla projektanta.

Jeżeli poszukuje się optimum pewnej wielkości, która z matematycznego punktu widzenia jest funkcjonalem, wtedy w zagadnieniach praktycznych zazwyczaj funkcje optymalizujące nie mogą przebiegać dowolnie, lecz muszą spełniać pewne nierówności zwane dalej warunkami ograniczającymi obszar rozwiązań.

Pochodzenie tych warunków jest dwojakie. Jedne wynikają z przyjętych założeń konstrukcyjnych (np. maksymalne ciśnienie w układzie), bądź też występują tam, gdzie w procesie mogą nastąpić niepożądane zmiany jakościowe (np. kawitacja). Warunki te mają charakter obligatoryjny. Drugie związane są z aktualnym stanem wiedzy o pożądanych warunkach pracy układu (np. dopuszczalna wartość prędkości przepływu medium, optymalne z punktu widzenia wygody obsługującego prędkości członów wykonawczych).

Prawidłowo narzucone warunki pozwalają znacznie ograniczyć obszar rozwiązań, a w konsekwencji skrócić czas obliczeń i zmniejszyć ich koszty. Poniżej omówiono niektóre warunki, co oczywiście nie wyczerpuje możliwości narzucenia ograniczeń.

- a) $n \geq n_{\min}$ - przekroczenie tego warunku powoduje dławienie silnika,
- b) $|V| \leq V_{\max}$ - ograniczenie to wynika z założenia dopuszczalnych przeciążeń elementów wykonawczych,
- c) $\left| \frac{dp}{dt} \right| \leq \frac{dp}{dt}_{\max}$ - gwałtowny wzrost ciśnienia oddziałuje niekorzystnie na dynamikę pracy układu hydraulicznego i trwałość jego elementów

f) $Q_{zn} = 0$ - w przedstawionym przykładzie zawór bezpieczeństwa nie powinien otwierać się w normalnym cyklu pracy.

g) $Q_i \leq Q_{i \max}$ - ograniczenie to określa dopuszczalną wartość prędkości przepływu medium.

Wykonanie obliczeń przebiega w dwóch podstawowych pętlach iteracyjnych:

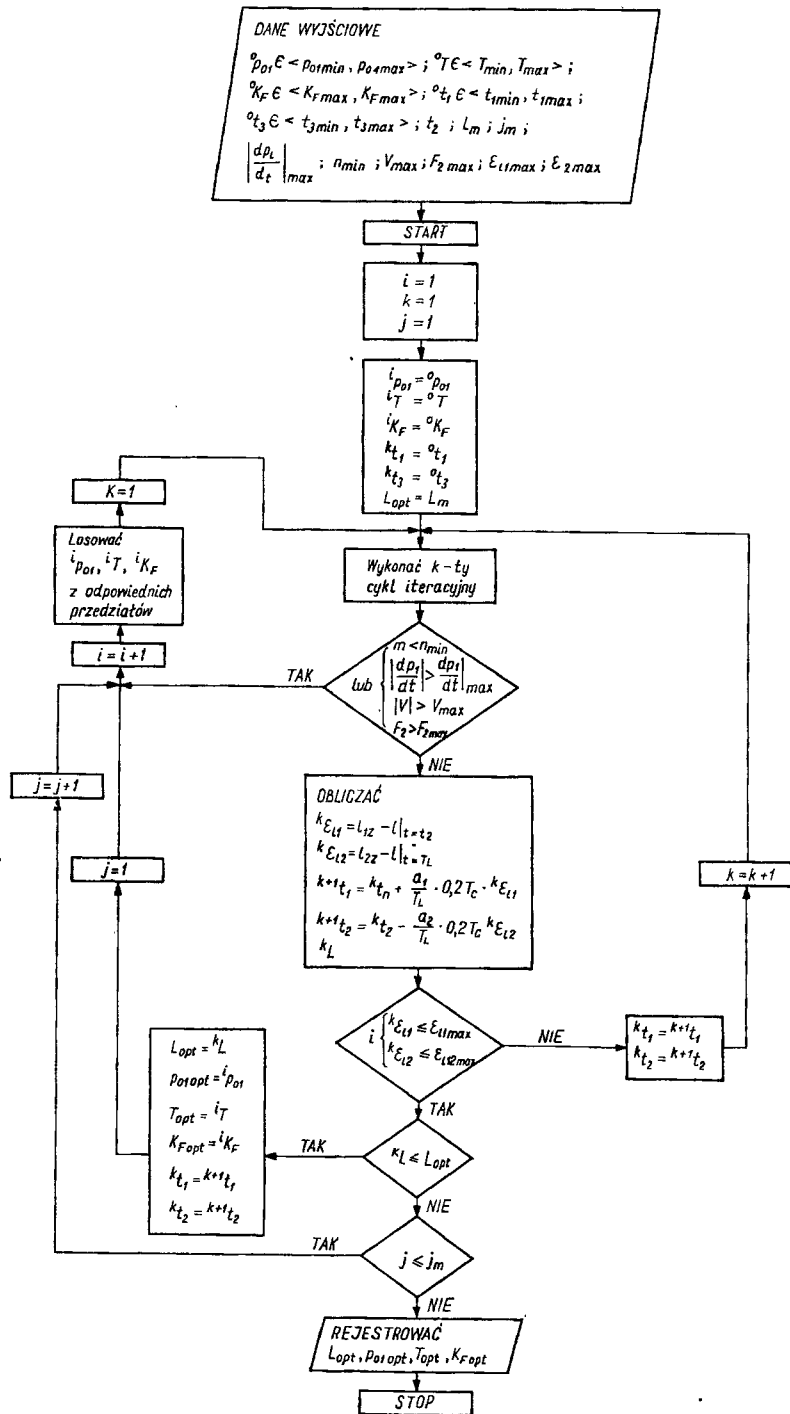
- wewnętrznej pętli typu deterministycznego dla wybrania rozwiązania układu równań modelu matematycznego, który odpowiada założonym warunkom brzegowym,
- zewnętrznej pętli typu stochastycznego, która realizuje poszukiwanie zestawu parametrów z minimalnym wskaźnikiem jakości. Zastosowano tu metodę zmiennej losowej, która jest stosunkowo najprostsza do realizacji w maszynie i pozwala szybko wyliczyć minimum globalne z zadaną dokładnością.

Algorytm obliczeń optymalizacyjnych jest przedstawiony na rys. 1. Optymalizację w cyklu automatycznym może poprzedzić działanie polegające na ręcznych zmianach nastaw potencjometrów, reprezentujących w programie maszynowym jeden z dobieranych parametrów układu; i śledzeniu zmian funkcji kryterium przy ustalonych pozostałych parametrach.

Działanie to można wykorzystać dla:

- zawężenia obszaru zmienności poszukiwanych parametrów zmiennych w sposób ciągły. Dotyczy to przypadków, w których zależność zmian funkcji kryterium od zmian danego parametru jest, w badanym zakresie, stosunkowo niewielka;
- oceny wpływu poszczególnych parametrów na wartość funkcji kryterium. Pozwala to zwrócić uwagę konstruktora na te punkty układu hydraulicznego, które w decydujący sposób wpływają na jego pracę.

Optymalizacja układu hydraulicznego powinna być zakończona obliczeniami kontrolnymi jego działania w różnych warunkach pracy. Program obliczeń kontrolnych powinien być sformułowany m.in. na podstawie danych dotyczących przyszłej pracy układu, a przede wszystkim powinien uwzględniać ekstremalne warunki pracy (np. rozruch wysięgnika dla takiego $l_{pocz.}$, w którym zredukowane obciążenie lub inertancja osiągają wartości maksymalne). Należy zwrócić uwagę, że obliczenia kontrolne mogą wyprzedzić, a nawet zastąpić



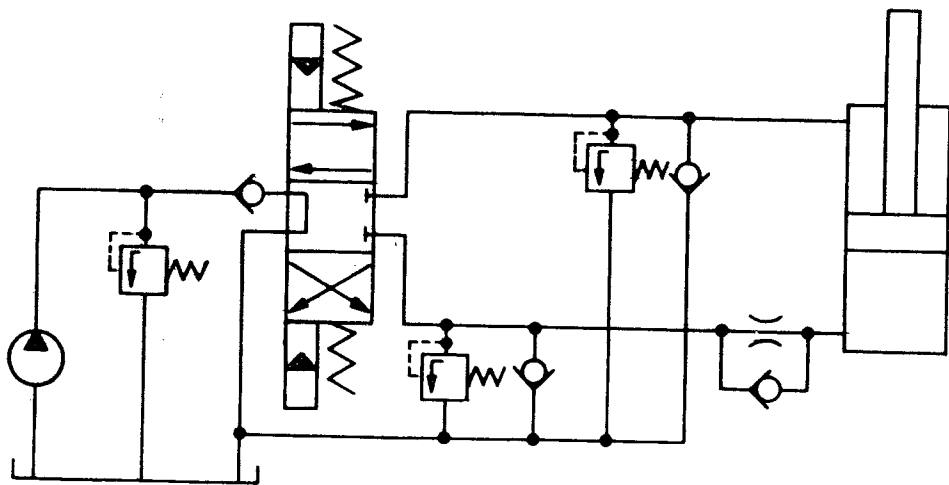
Rys. 1

niektóre prace - czasochłonne badania prototypu.

3. Optymalizacja parametryczna obwodu wysięgnika koparki K-606 w wersji wysokociśnieniowej

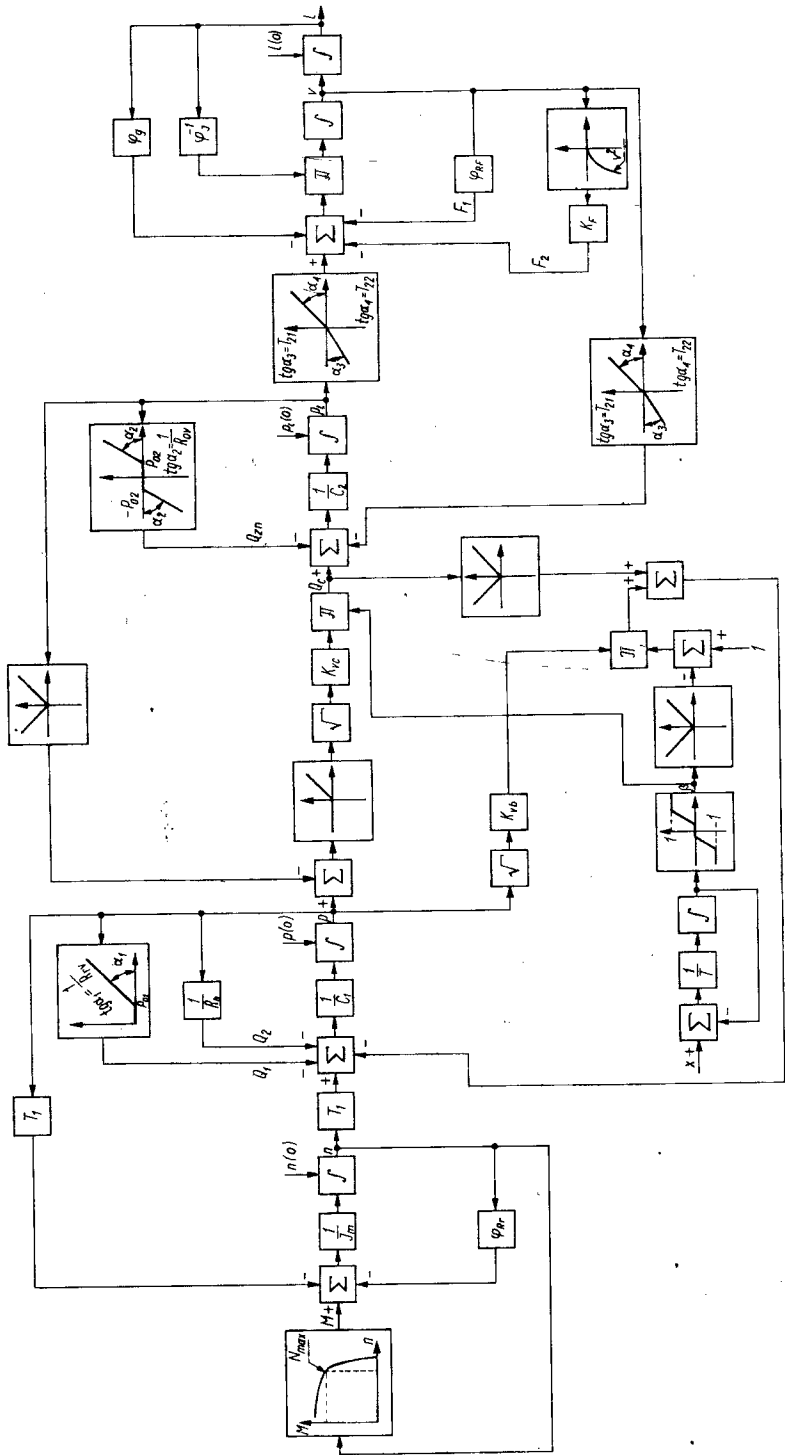
Przedmiotem optymalizacji w przedstawionym przykładzie jest wersja wysokociśnieniowa układu hydraulicznego koparki K-606. Optymalizacja została przeprowadzona kolejno dla obwodów wysięgnika, obrotu i ramienia. Tutaj ograniczono się do przedstawienia wyników dla obwodu wysięgnika. Jest on poddany stosunkowo największym obciążeniom zarówno w sensie wartości ekstremalnych, jak i poboru mocy.

Schemat hydrauliczny obwodu wysięgnika przedstawiono na rys.2, zaś schemat blokowy modelu matematycznego na rys.3. Cykl pracy, dla którego dokonano obliczeń, przedstawiono na rys.4. Sposób wyznaczenia poszczególnych parametrów omówiono w pracy [5]. Zbiór danych wejściowych został dostarczony przez producenta koparki.

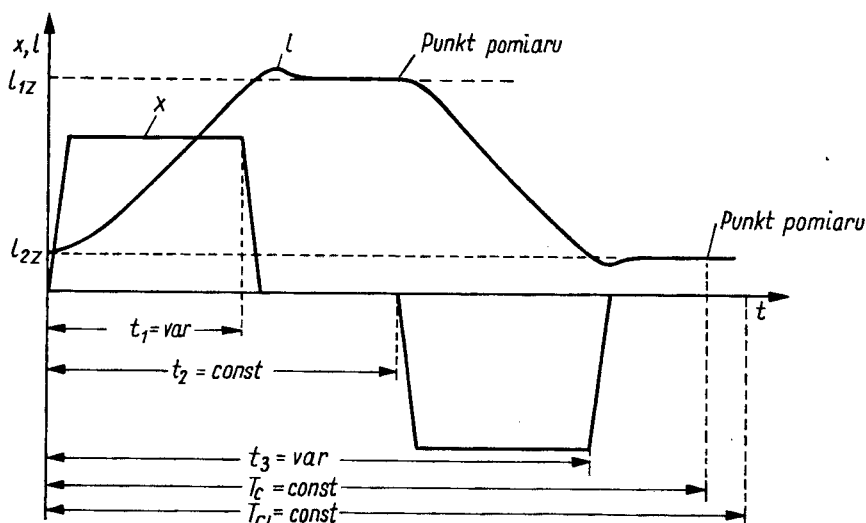


Rys.2

Optymalizacje wykonano metodą przedstawioną w poprzednim punkcie. Jako parametry zmienne w sposób skokowy dobierano pompy oraz siłowniki, zaś jako parametry zmienne w sposób ciągły: nastawę (P_{01}) zaworu przelewowego, stałą czasową (T) serwo sterowania oraz średnicę (ϕ) hamulca opadania.



Rvs.3



Rys.4

Na rysunku 5 przedstawiono fragment schematu maszynowego dla zobrażenia wykorzystania generatora zmiennej losowej (GZL). Widoczny jest układ członów analogowych, zmieniający ciąg impulsów, wychodzący z GZL na sygnał analogowy o rozkładzie normalnym chwilowych wartości amplitudy. Sygnały $i_{U_{p01}}$, i_{U_1} , $i_{U_{KF}}$ wchodzące do dalszej części programu reprezentują chwilowe $\frac{T}{T}$ wartości doбираемых parametrów. Wskaźnik jakości został przyjęty w postaci:

$$L = \int_0^{T_c} \left[(Q_1 + Q_2) P + (F_1 + F_2) (V) + \varphi(N_{\max} - M \cdot n) \right] dt$$

$$\varphi = 0 \text{ dla } \beta = 0$$

$$\varphi = 1 \text{ dla } \beta \neq 0$$

Powyższa całka jest sumą strat energii w cyklu pracy, spowodowanych przez działanie elementów rezystancyjnych w układzie oraz przez zbyt małe obciążenia silnika.

Zakresy parametrów zmiennych w sposób ciągły przyjęto następująco:

$$P_{01} = 220 \div 300 \text{ kG/cm}^2, \quad T = 0,025 \div 0,255 \text{ s}$$

$$K_F = 5 \div 80 \text{ kG/cm}^2$$

Ograniczenia na zmienne stanu przyjęto: $n_{\min} = 190 \frac{\text{rd}}{\text{s}}$

$$V_{\max} = 40 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = \frac{d}{dt} p_1 \quad C_o = 3800 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$F_2 \leq 43340 \text{ kG}$ dla siłownika $\emptyset 125 \text{ mm}$ i $F_2 \leq 27610 \text{ kG}$ dla siłownika $\emptyset 100 \text{ mm}$, $Q_c \leq 4000 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$, co odpowiada prędkości przepływu $V = 20 \text{ m/s}$,

$$Q_{zn} = 0.$$

W przypadku przekroczenia któregoś z ograniczeń proces liczenia był przerywany, a rozwiązanie odrzucane (patrz algorytm rys. 1).

Ostatecznie dobrano następujące parametry:

- zasilanie pompami typu 1617 firmy Hamworthy o wydajności jednostkowej

$$T_1 = 6.53 \frac{\text{cm}^3}{\text{rd}}$$

- siłownik $\emptyset 125 \text{ mm}$ o skoku 1000 mm, średnica tłoczyska $\emptyset 80 \text{ mm}$

- nastawa zaworu przelewowego $p_{01} = 290 \text{ kG/cm}^2$

- stała czasowa systemu serwo sterowania $T = 0,035 \text{ s}$

- średnica zaworu dławiącego, który hamuje opadanie $\emptyset = 5,40 \text{ mm}$.

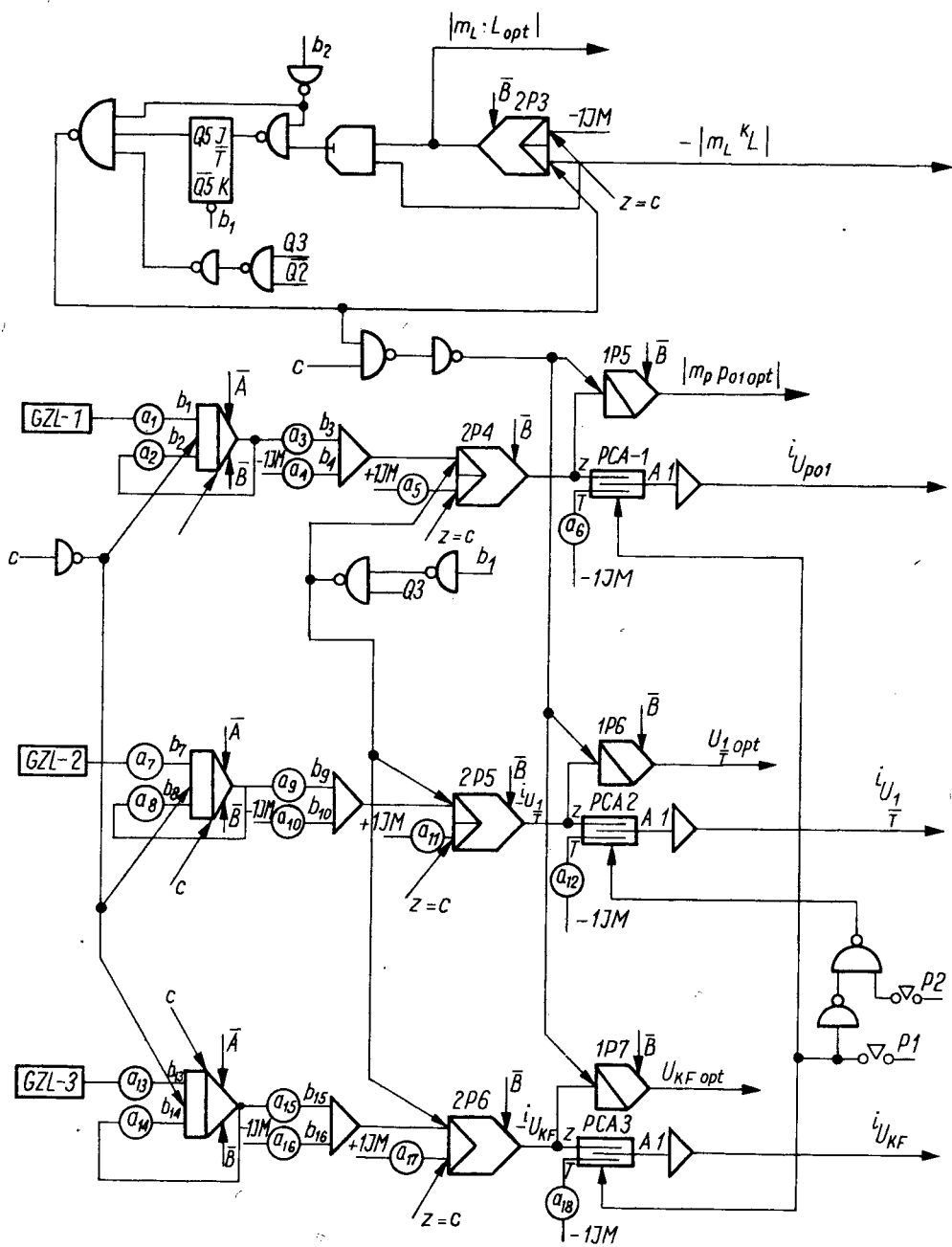
4. Zakończenie

Przedstawiona w niniejszym opracowaniu metoda może mieć bezpośrednio zastosowanie dla projektantów układów hydraulicznych. Pozwala ona dobrać optymalne wartości wybranych parametrów układu hydraulicznego z wystarczającą dla celów technicznych dokładnością, przy czym w pełni uwzględniono zjawiska dynamiczne.

Doborowi podlegać może dowolna ilość parametrów, których wartości zmieniają się w sposób skokowy oraz pewna - zależna od modelu matematycznego i użytej do obliczeń maszyny - ilość parametrów o wartościach zmiennych w sposób ciągły.

Użycie do obliczeń komputera WAT 1001 zapewnia wielokrotnie niższe koszty niż w przypadku maszyny cyfrowej, a ponadto znacznie skraca czas obliczeń.

Poszczególne kroki zaproponowanej metody mogą ulegać pewnym modyfikacjom, w miarę uzyskiwania doświadczeń w posługiwaniu się nią. Przede wszystkim należy zwrócić uwagę na sformułowanie funkcji celu (kryterium jakości) oraz na ograniczenia zmiennych stanu, ponieważ w istotny sposób determinują one prawidłowość rozwiązania.



Rys. 5

Na zakończenie należy podkreślić, że wśród współczesnych zadań optymalizacyjnych można zaobserwować tendencję do stosowania procedur kompleksowych, polegających na znajdowaniu optymalnych rozwiązań dla systemów współpracujących ze sobą. W zastosowaniu do omawianych w tym artykule zagadnień wydaje się możliwe objęcie procedurą optymalizacji również podstawowych parametrów silnika napędzającego pompy układu hydraulicznego. Stanowiłoby to dla projektanta dalsze znaczne ułatwienie.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- C_1 - pojemność hydrauliczna w części zasilającej
- C_2 - pojemność hydrauliczna w części odbiorczej
- F_1 - siła odpowiadająca oporom tarcia w siłowniku
- F_2 - siła odpowiadająca oporom przepływu przez zawór dławiący opadanie wysięgnika
- I_m - moment bezwładności mechaniczny koła zamachowego i części wirujących silnika
- K_F - współczynnik zaworu dławiącego
- K_{vb} - współczynnik oporów przepływu dla rozdzielacza w położeniu neutralnym
- K_{vc} - współczynnik oporów przepływu w instalacji
- l - wysuw tłoczyska
- L - wskaźnik jakości
- M - moment na wale silnika napędowego
- n - prędkość obrotowa silnika napędowego
- p - ciśnienie w końcówce tłocznej pompy
- p_1 - ciśnienie obciążenia
- p_{01} - nastawa zaworu przelewowego

- P_{02} - nastawa zaworu przeciążeniowego
- Q_1 - przepływ przez zawór przelewowy
- Q_2 - przecieki w części zasilającej
- Q_c - przepływ przez rozdzielacz
- R_n - rezystancja hydrauliczna przecieków
- R_{ov} - rezystancja zaworu przeciążeniowego
- R_{rv} - rezystancja zaworu przelewowego
- t - czas
- T - stała czasowa systemu serwo sterowania
- T_c - czas liczenia
- T_1 - wydajność jednostkowa pompy
- T_{21} - powierzchnia tłoka po stronie bez tłoczyska
- T_{22} - powierzchnia tłoka po stronie z tłoczyskiem
- V - prędkość ruchu tłoka
- X - przemieszczenie dźwigni sterującej
- β - bezwymiarowy współczynnik związany z charakterystyką rozdzielacza
- φ_g - funkcja obciążenia statycznego
- φ_J - funkcja inertancji obciążenia
- φ_{RF} - funkcja oporów tarcia w siłowniku
- φ_{Rr} - funkcja oporów ruchu pompy

Literatura

- [1] Zuncer E.: Hydraulic Excavators - Pioneers of High Pressure Hydraulics in Construction Plant. Rexroth Informationen, Extract No.8.
- [2] Ellis S.: New concept helps design hydraulic systems logically. Hydraulics and Pneumatics, April 1973.
- [3] Serwach A., Frydliński S.: Hybrid simulation of hydraulic systems. Proceedings of the 7th AICA Congress, Prague, August, 1973.
- [4] Serwach A.: Modelowanie dynamiki układów hydraulicznych za pomocą maszyn matematycznych. Archiwum Budowy Maszyn, 1974, nr 3.
- [5] Serwach A., Frydliński S., Jabłkowski J., Judycka K., Widelska J.: Metodyka projektowych obliczeń dynamiki układów hydraulicznych koparek, sprawozdanie PIAP, nr arch.2208.
- [6] Serwach A., Frydliński S., Jabłkowski J., Judycka K., Widelska J.: Parametric optimization of the hydraulic system of the excavator. Proceedings of the AICA Symposium on hybrid computation in dynamic system design. Rome, November 11-14, 1974. Paper, C3-1.