

Zajęcia laboratoryjne
Napęd Hydrauliczny

Instrukcja do ćwiczenia nr 13

**Eksperymentalna analiza procesów dynamicznych
w układach hydraulicznych**

Opracowanie: Z. Kudźma, P. Osiński, M. Stosiak, K. Towarnicki

Wrocław 2016

Wstęp teoretyczny

Ze względu na znane zalety hydrostatycznych układów napędowych, ten rodzaj napędu dominuje w urządzeniach określanych ogólnie jako maszyny robocze ciężkie. Jako przykład można podać ładowarki, gdzie napęd osprzętu jest obecnie rozwiązywany wyłącznie na drodze hydrostatycznej, podczas gdy w mechanizmie jazdy spotyka się zarówno rozwiązania hydrostatyczne jak i hydromechaniczne z elementami hydrokinetycznymi,

W napędach hydrostatycznych osprzętu są stosowane dwa ogólne rozwiązania :

- napęd z pompami stałej wydajności; w większości przypadków są to pompy zębate,
- napęd z pompami o zmiennej wydajności, przeważnie z regulacją automatyczną.

W krajowych ładowarkach przeważa pierwsze rozwiązanie, aczkolwiek bardziej energochłonne. Podyktowane to jest niewątpliwie niższą ceną jednostek zębatych, zwiększoną odpornością na zanieczyszczenia, jak też i tym, że układ wyposażony w takie pompy jest prostszy w stosunku do układów zawierających pompy z automatyczną regulacją wydajności.

Z uwagi na powyższe, określenie własności statycznych oraz dynamicznych jak też ocena poszczególnych obwodów wyposażonych w pompy stałego wydatku pod względem energetycznym nabiera szczególnego znaczenia.

Dynamiczny proces pracy napędów hydrostatycznych charakteryzowany jest przez zachowanie się tych układów w stanach przejściowych. Z procesem przejściowym związane jest przejście układu od pewnego początkowego stanu równowagi do ponownego stanu nowego. Ogólne rozwiązanie dynamiki hydrostatycznego układu napędowego jest bardzo trudne, jeśli miałyby zostać uwzględnione wszystkie czynniki związane z jego pracą. Przy nagłej zmianie obciążenia zewnętrznego, lub przy bezpośrednich zmianach warunków pracy jednego z elementów układu hydraulicznego np. rozdzielacza, zmienia się ciśnienie i prędkość czynnika roboczego.

W układzie powstają skomplikowane procesy o charakterze drgań tłumionych. Potwierdzeniem tego są między innymi prace [1, 2, 3, 4].

Układy hydrostatyczne tworzą obiekty o złożonej strukturze fizycznej w których podstawowe wielkości charakteryzujące układ przyjmują zmienne wartości; np. lepkość czynnika roboczego zmieniająca się z temperaturą i w mniejszym stopniu z ciśnieniem.

Pod wpływem drgań zmienia się przepływ przez szczeliny oraz siły tarcia, a więc straty wolumetryczne i tłumienie. Z tego powodu, między innymi, te wielkości w rozważaniach analitycznych uwzględnia się poprzez pewnego rodzaju uśrednienie a odnoszące się do stanów ustalonych. O trafności przyjętych założeń upraszczających, a w efekcie o poprawności rozwiązań analitycznych decydować powinno zawsze porównanie wyników uzyskanych na drodze obliczeń i wyznaczonych doświadczalnie.

Badanie własności dynamicznych hydrostatycznych układów napędowych metodami doświadczalnymi jest kosztowne i pracochłonne. Należy dysponować specjalistyczną aparaturą i oprzyrządowaniem. Z tego względu do określenia zdefiniowanych uprzednio wielkości kryterialnych opisujących własności dynamiczne hydrostatycznego układu napędowego z silnikiem tłokowym stosuje się metodę doświadczalno-analityczną. Istota tej metody polega na tym, że wartości współczynników równań opisujących zachowanie się

układu w stanach nieustalonych określone są za pomocą badań doświadczalnych, znacznie prostszych i co się z tym wiąże, mniej kosztownych w porównaniu z konwencjonalnymi badaniami „dynamiki”.

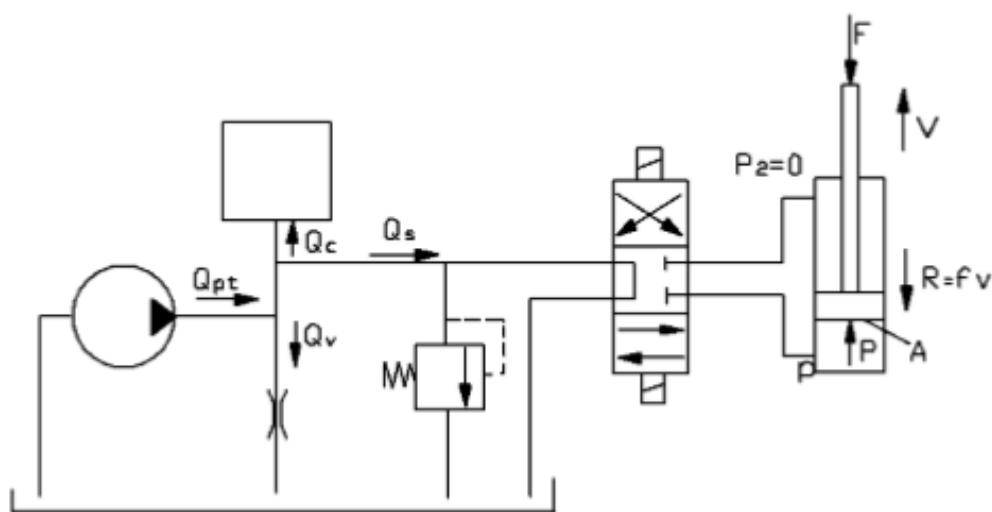
Do ważniejszych wskaźników charakteryzujących właściwości dynamiczne można zaliczyć: maksymalne odchylenie dynamiczne, oscylacyjność, czas zanikania przebiegów przejściowych, nadwyżek dynamicznych. Wskaźniki dynamiczne wyznacza się dla przebiegów przejściowych, które mogą być wywołane wymuszeniami skokowymi, impulsowymi, harmonicznymi.

Zagadnieniom rozruchowym w hydrostatycznych układach napędowych poświęcone są, między innymi prace [1, 2, 3, 4]. W pracach tych przyjmowano powszechnie liniowy układ równań opisujących przebiegi ciśnienia i prędkości tłoka podczas rozruchu. Równania te powstawały przy szeregu założeń upraszczających:

- obroty silnika napędzającego pompę są stałe i nie zależą od obciążenia,
- luzy w elementach układu napędowego w czasie pracy mechanizmu nie ulegają zmianie a czynnik roboczy posiada niezmiennie własności fizykalne,
- przyjmuje się parametry skupione,
- przecieki występujące w elementach układu napędowego odwzorowano o przepływie laminarnym,
- pomija się wpływ pulsacji pompy,
- przełączenie rozdzielacza a więc połączenie pompy z cylindrem odbywa się skokowo w czasie $t=0$,
- wiskotyczny charakter tłumienia.

W oparciu o zacytowane pozycje literatury i przy założonych uproszczeniach model matematyczny rozruchu hydrostatycznego układu napędowego tworzy się na podstawie równania ciągłości przepływu oraz warunku równowagi sił działających na tłok cylindra hydraulicznego.

Typowy układ hydrauliczny z zaznaczonymi wielkościami charakterystycznymi z silnikiem tłokowym przedstawiono na rys.1



Rys.1. Typowy badany układ hydrauliczny.

Równanie ciągłości przepływu w króćcu tłoczonym pompy ma postać:

$$Q_{pt}=Q_S+Q_V+Q_C \quad (1)$$

gdzie:

Q_{pt} - wydatek teoretyczny pompy,

Q_S - chłonność silnika/cylindra hydraulicznego,

Q_V - straty przecieków,

Q_C - przepływ wywołany ściśliwością cieczy odkształceniami elementów układu hydraulicznego.

Dla silnika tłokowego chłonność wyraża się związkiem:

$$Q_S= A * v \quad (2)$$

gdzie:

A- pole powierzchni czynnej tłoka,

v- prędkość tłoka.

Straty przecieków zależą liniowo od ciśnienia w układzie, Można więc napisać:

$$Q_V=a * p \quad (3)$$

gdzie:

a- współczynnik przecieków, którego wartość można określić na podstawie charakterystyk statycznych elementów z których zastawiony został układ,

p- wartość ciśnienia w układzie.

Przepływ wywołany ściśliwością i odkształceniami elementów określany jest wg relacji:

$$Q_C= C * (dp/dt) \quad (4)$$

gdzie:

C- pojemność układu (kapacytancja).

Równanie ciągłości przepływu w postaci:

$$Q_{pt}= A * v + a * p + C * (dp/dt) \quad (5)$$

oraz równanie równowagi sił działających na tłok cylindra:

$$p * A - m_{zt} * (dv/dt) - f * v - F = 0 \quad (6)$$

gdzie:

m_{zr} - zredukowana masa obciążenia zewnętrznego, części ruchomych cylindra oraz zredukowana masa cieszki roboczej,

v – prędkość tłoka,

f - współczynnik tarcia wiskotycznego,

F -zredukowana siła ciężkości masy obciążnika i ruchomych części cylindra,

tworzą układ równań opisujących zachowanie się hydrostatycznego układu napędowego podczas rozruchu. Po rozwiązaniu układu równań (5) i (6) otrzymano zależność na przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu. Rozruch układu hydrostatycznego odbywa się w dwóch etapach. Etap I obejmuje okres od momentu przesterowania rozdzielacza do chwili w której ciśnienie osiągnie wartość ciśnienia w ruchu ustalonym p_u . Wszystkie masy są wtedy w spoczynku. Narastanie ciśnienia w etapie I opisuje zależność:

$$p = \frac{Q_{pt}}{a} \left(1 - e^{-\frac{at}{c}} \right) \quad (7)$$

Czas trwania tego etapu określa równanie:

$$\tau = \frac{-c}{a} \ln \left(\frac{Q_{pt}}{Q_{pt} - p_u a} \right) \quad (8)$$

W etapie II /wszystkie masy są w ruchu/ przebieg ciśnienia przedstawia wyrażenie:

$$p = p_u + \left(\frac{Q_{pt} - p_u a}{c_w} \right) * e^{-\xi \left(\frac{t}{w_0} \right)} * \sin(\omega t) \quad (9)$$

gdzie:

$\omega_0 = \frac{A}{\sqrt{mC}}$ - częstość drgań własnych nietłumionych,

$\xi = \frac{ma + fC}{2A\sqrt{mC}}$ - zredukowany współczynnik tłumienia,

$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2}$ - częstość drgań własnych tłumionych.

Przy małym tłumieniu / $\xi < 0,15$ / a takiego należy się spodziewać w układach hydrostatycznych maszyn roboczych maksymalną wartość ciśnienia w okresie rozruchu określa związek:

$$p_m = p_u + \frac{Q_{pt} - p_u a}{c_w} e^{-\frac{\pi \xi \omega_0}{2 \xi} \omega} \quad (10)$$

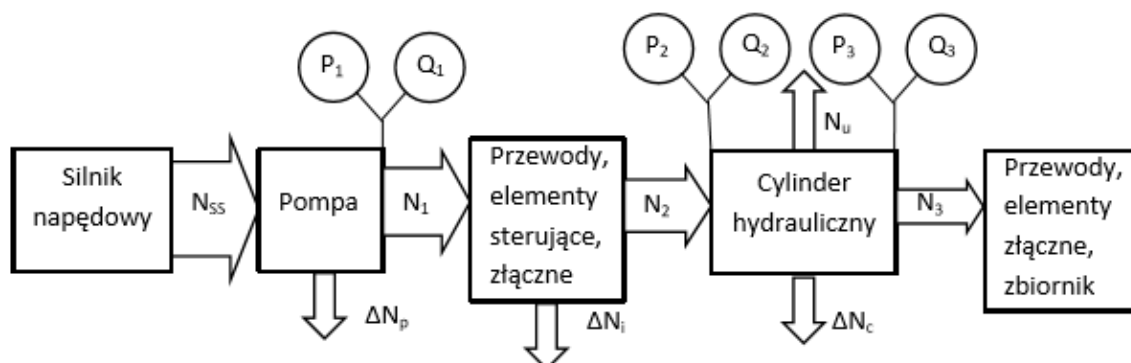
W celu określenia własności układów hydraulicznych należy zdefiniować odpowiednie wielkości kryterialne, które też umożliwią ocenę sprawności skompletowania układu oraz porównanie poszczególnych układów między sobą.

Powszechnie przyjętymi wielkościami kryterialnymi, opisującymi własności dynamiczne układu są:

- współczynnik nadwyżki dynamicznej ciśnienia definiowany jako stosunek różnicy wartości ciśnienia maksymalnego p_m i ciśnienia w stanie ustalonym p_u do wartości ciśnienia w stanie ustalonym, czyli:

odłożona jest od wartości ciśnienia wynikającego z obciążenia cylindra w celu określenia wartości ciśnienia w króćcu tłocznym pompy.

Przepływ mocy i miejsce występowania strat w układzie hydraulicznym pokazano na rys.3.



Rys.3. Schemat przepływu mocy i strat

Układ zasilany jest mocą pochodzącą od silnika napędowego i oznaczoną na rys.3 przez N_{ss} . W pompie występują straty ΔN_p i w króćcu tłocznym występuje hydrauliczna N_1 określana przez wyrażenie $N_1 = p_1 \cdot Q_1$. Na drodze pompa-cylinder występują zarówno straty hydrauliczne jak i objętościowe ΔN_i . Moc wejściowa do cylindra będzie więc równa N_2 i wartość jej wyraża zależność $N_2 = p_2 \cdot Q_2$. Moc ta będzie częściowo tracona w samym cylindrze (ΔN_c), a częściowo będzie uchodziła z przetłaczaną do zbiornika cieczą jako moc $N_3 = p_3 \cdot Q_3$. Pozostała moc będzie przekazywana przez cylinder do układu roboczego maszyny w formie mocy użytecznej N_u . Korzystając z zależności definicyjnej określającej sprawność układu jako stosunek mocy użytecznej do mocy doprowadzonej oraz uwzględniając, w przypadku cylindrów jednostronnych, że stosunek natężeń przepływu po stronie zasilającej i zlewowej określony jest zależnością $\varepsilon = Q_3 / Q_2$ sprawność układu hydraulicznego wyraża równanie:

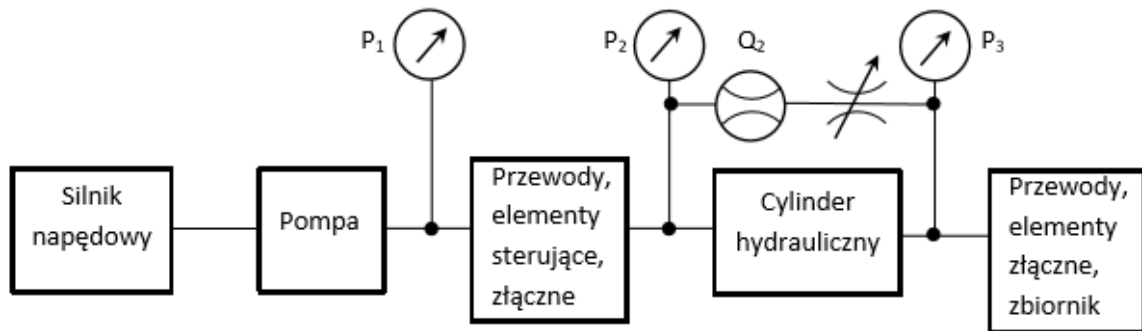
$$\eta_u = \frac{p_2 - p_3 \varepsilon}{p_1} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \quad (12)$$

Podstawiając w wyrażeniu (12) za Q_1 wartość wydatku teoretycznego pompy Q_{pt} oraz uwzględniając sprawność cylindra hydraulicznego $\eta_c \sim 95\%$ oraz sprawność mechaniczno-hydrauliczną η_{mh} pompy /sprawność objętościową pompy uwzględniającą sprawność całego układu hydraulicznego z uwzględnieniem wszystkich występujących strat:

$$\eta_u = \frac{p_2 - p_3 \varepsilon}{p_1} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \eta_{mph} \cdot \eta_c \quad (13)$$

Sposób przeprowadzenia pomiarów

W celu określenia charakterystyk statycznych układu należy w miejsce cylindra zamontować nastawny zawór dławiący, tak jak pokazano schematycznie na rys.4.



Rys.4. Uproszczony schemat układu pomiarowego

Zmieniając nastawę zaworu dławiącego, przy stałych obrotach silnika napędowego i odczytując wartości ciśnień p_2, p_3 oraz natężenie przepływu Q_2 uzyskuje się charakterystykę statyczną układu, tj. zależność $\Delta p_c = f/Q_2$. Wartość wydatku teoretycznego pompy Q_{pt} określa punkt przecięcia prostej 1 na rys.2 z osią odciętych. Straty hydrauliczne (krzywe 3 i 4 na rys.2) określa się odczytując wartości ciśnień p_1, p_2, p_3 w funkcji natężenia przepływu Q_2 . Zmiana natężenia przepływu w przypadku silnika spalinowego następuje poprzez zmianę jego prędkości obrotowej, natomiast w przypadku silnika elektrycznego poprzez wstawienie równoległe zaworu dławiącego i połączenie przewodu zasilającego i zlewowego. W celu określenia wartości wielkości kryterialnych należy znać, obok wyznaczonych w badaniach statycznych takich parametrów jak wartość współczynnika przecieków wewnętrznych, masy zredukowanej m_{zr} , obciążenia zewnętrznego, wydatku teoretycznego pompy Q_{pt} , ciśnienia ustalonego p_u jeszcze wartości pojemności układu C i współczynnika oporów f .

Współczynnik C można wyznaczyć na podstawie zależności (8) poprzez pomiar czasu τ jaki występuje pomiędzy nagłym przesterowaniem rozdzielacza a początkiem ruchu cylindra. Najwygodniej jest tutaj zastosować 2 czujniki przemieszczeń, jeden na rozdzielaczu drugi na cylindrze i dwukanałowy rejestrator z odpowiednio dobranym znacznikiem czasu.

Współczynnik tarcia lepkiego f jest sumą odpowiednio zredukowanych współczynników tarcia lepkiego w przewodach i w cylindrze hydraulicznym:

$$f = f_p + f_s$$

gdzie: f_p, f_s – odpowiednio zredukowane współczynniki tarcia lepkiego w przewodach i w cylindrze.

Wartość zredukowanego współczynnika tarcia lepkiego w przewodach wg [6] określa zależność:

$$f_p = \frac{\Delta p \cdot A}{v} \quad (14)$$

gdzie: Δp – spadek ciśnienia w instalacji.

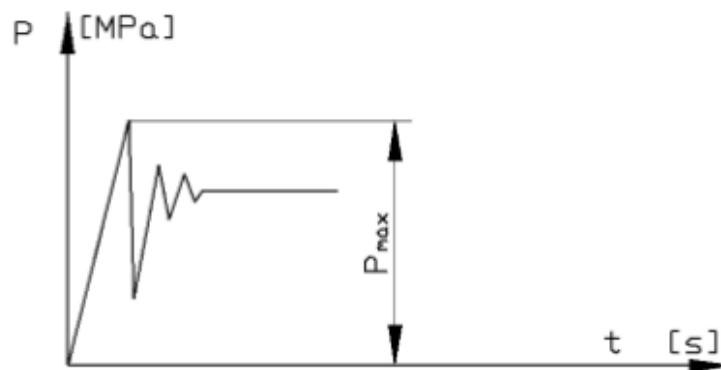
Współczynnik f_s wyznaczyć można wg [1] z zależności przybliżonej:

$$f_s \approx \frac{F(1-\eta_c)}{v} \quad (15)$$

gdzie: F - obciążenie cylindra, η_c - sprawność cylindra

Wzrastające wymagania, dotyczące szybkości działania, stabilności powodują konieczność uwzględnienia w projektowaniu układów hydraulicznych ich własności dynamicznych. Badania eksploatacyjne układów hydraulicznych maszyn roboczych ciężkich wykazują duży wpływ stanów przejściowych (rozruch, hamowanie) na pracę układu. Układy hydrauliczne napędowe i sterownicze podlegają różnym wymuszeniom powstającym podczas rozruchu hamowania mas lub oddziaływania podłoża na układ. Jednym z najbardziej niebezpiecznych efektów wywołanych właściwościami dynamicznymi układu są uderzenia dynamiczne, powstające podczas przesterowania rozdzielaczy lub zaworów odcinających. Uderzenia dynamiczne wywołują krótkotrwałe wzrosty ciśnień o amplitudzie przewyższającej wartości ciśnienia ustalonego w instalacji, powodują bardzo duże przeciążenia węzłów konstrukcyjnych elementów uruchamiających, zaworów, rozdzielaczy, przewodów.

Maksymalne odchylenie dynamiczne jest to maksymalna wartość wielkości charakteryzującej dynamiczne właściwości (np. ciśnienia) występująca w zarejestrowanym cyklu pomiarowym. Wskaźnik ten posiada duży wpływ na trwałość węzłów konstrukcyjnych, uszczelnień przewodów, sprężyn w zaworach itp.



Rys.5. Maksymalne odchylenie dynamiczne

Oscylacyjność charakteryzuje skłonność układu do drgań. Określa bezwzględną wartość stosunku amplitudy, drugiego odchylenia do amplitudy pierwszego odchylenia.



Rys.6. Ilustracja oscylacyjności

Oscylacyjność określa zależność

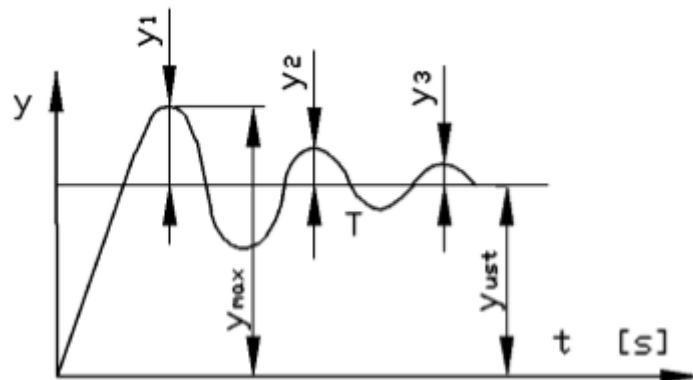
$$Osc = \left| \frac{y_z}{y_1} \right| * 100\% \quad (16)$$

Współczynnik nadwyżek dynamicznych (współczynnik przewyższenia)

Jest miarą maksymalnych obciążeń jakie mogą powstać w układzie podczas trwania procesu przejściowego lub zakłócenia.

Współczynnik nadwyżki dynamicznej określa zależność:

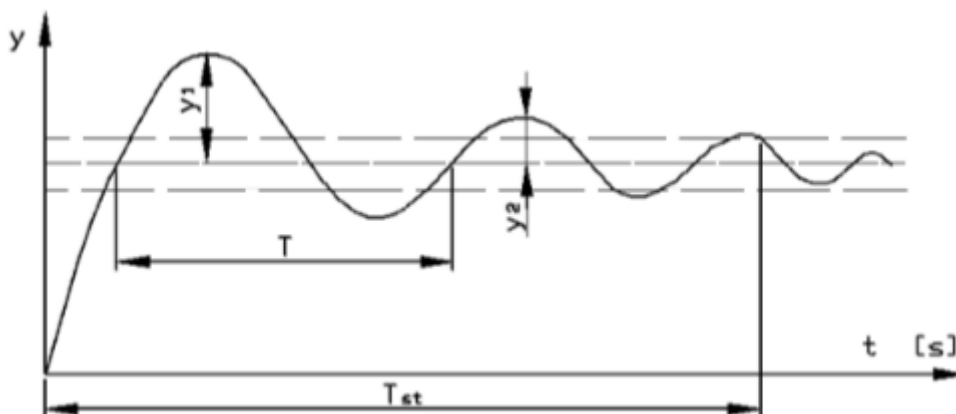
$$\varphi_d = \frac{Y_{max} - Y_{ust}}{Y_{ust}} \quad (17)$$



Rys.7. Charakterystyka procesu przejściowego

Współczynnik tłumienia ξ oraz częstość drgań ω

Na podstawie przebiegów wielkości charakteryzujących właściwości dynamicznych wyznaczonych podczas badań eksperymentalnych można wyznaczyć współczynnik tłumienia ξ oraz częstotliwość drgań ω .



Rys.8. Przebieg przejściowy słabo tłumiony

Współczynnik tłumienia ξ przyjmuje postać:

$$\xi = \frac{-\ln \frac{y_3}{y_1}}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\ln \frac{y_3}{y_1}\right)^2}} \quad (18)$$

A częstota drgań ω z zależności:

$$\omega = \frac{2\pi}{T\sqrt{1-\xi^2}} \quad (19)$$

Cel ćwiczenia

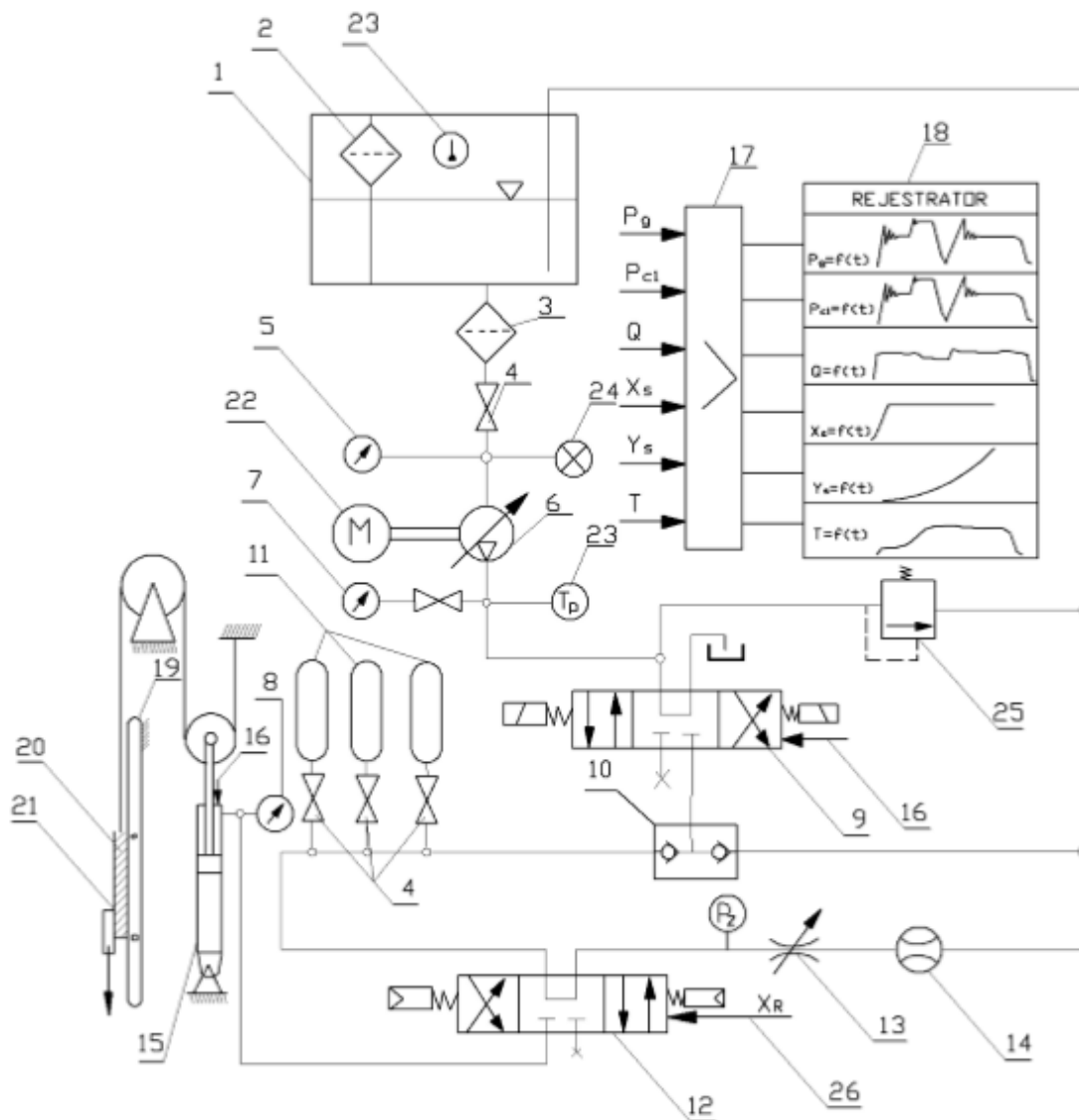
Celem ćwiczenia jest doświadczalne określenie wielkości charakteryzujące właściwości dynamicznych układów sterujących i roboczych. Wyznaczenie przebiegów wielkości charakteryzujących układ, pozwala na ujawnienie zjawisk zachodzących w układzie sterującym lub roboczym, związanych ze stanami przejściowymi (rozruch, harmonia, zakłócenia) i w ruchu ustalonym.

Zakres ćwiczenia obejmuje pomiary:

- 1 – Przebiegi ciśnienia w funkcji czasu $p = f(t)$
- 2 – Przebiegi natężeń przepływów w funkcji czasu $Q=f(t)$
- 3 – przemieszczeń liniowych w funkcji czasu $l=f(t)$
- 4 – prędkości członów roboczych w funkcji czasu $v=f(t)$
- 5 – przyspieszeń członów lub elementów w funkcji czasu $a=f(t)$
- 6 – prędkości kątowych wału w funkcji czasu $n=f(t)$

Przebieg ćwiczenia

Badania przeprowadza się na istniejącej maszynie (podnośnik widłowy, ładowarka, żuraw itp.) lub na stanowisku będącym modelem fizycznym maszyny w odpowiedniej skali (rys.9).



Rys 9. Schemat układu hydraulicznego (badania dynamiki)

1- zbiornik, 2 – filtr, 3 – filtr ssawny, 4 – zawór odcinający, 5 – manowakuometr, 6 – pompa wielotłoczkowa, 7,8 – czujnik ciśnień, 9-12 – rozdzielacz, 10 – zawór przełączający, 11 – akumulator, 13 – zawór dławiący, 14 – przepływomierz, 15 – cylinder, 16 – czujnik przemieszczeń, 17 – wzmacniacz, 18 – rejestrator, 19 – prowadnica wózka, 20 – wózek, 21 – obciążenie, 22 – silnik, 23 – termistorowy miernik temperatury, 24 – czujnik natężenia przepływu, 25 – zawór bezpieczeństwa, 26 – czujnik przemieszczeń.

Układ hydrauliczny zbudowany jest z:

1 – zbiornika, 3 – filtra, 4 – zaworu odcinającego, 6 – pompy, 9 – rozdzielacza elektromagnetycznego, 10 – zaworu przełączającego, 11 – zestawu akumulatorów, 12 – rozdzielacza, 15 – silnika hydraulicznego.

Układ pomiarowy tworzą: 3,7 – czujniki ciśnienia, 5 – manowakuometr, 14 – przepływomierz, 16 – czujnik przemieszczeń (X_s i Y_s), 17 – licznik wielkości mechanicznych, 18 – rejestrator, 24 – czujnik natężenia przepływu. Obciążenie 21 jest połączone liną z tłoczyskiem cylindra.

Wyznaczenie wielkości charakteryzujących układ roboczy takich jak: czas rozruchu, maksymalne dynamiczne odchylenie sygnału, oscylacyjność, współczynnik nadwyżek dynamicznych, opiera się na pomiarze następujących przebiegów w funkcji czasu: ciśnienia w funkcji czasu $p=f(t)$, natężenia przepływu w funkcji czasu $Q=f(t)$, wymuszeń sygnałów wejściowych $x=f(t)$ i odpowiedzi $Y=f(t)$.

Pomiary wielkości charakteryzujących układ hydrauliczny można przeprowadzić dla różnych obciążeń wózka widłowego, przy różnych prędkościach czasu przesterowania suwaka 12, jak również przy włączeniu jednego lub kilku akumulatorów. Ciśnienia 7 i 8 mierzone są za pomocą pojemnościowych czujników ciśnień. Wzorcowanie czynników ciśnień należy przeprowadzić na prasce do manometrów, dla zakresu ciśnień od 0 do 25MPa. Średnią wydajność pompy podczas pomiarów mierzona jest za pomocą czujników przepływów współpracujących ze wzmacniaczem 17 i rejestratorem 18. Przemieszczenia suwaka X_s i odpowiedzi tłoka cylindra mierzone są za pomocą czujników przemieszczeń liniowych, współpracujących z miernikiem wielkości mechanicznych 17 i rejestratorem 18. Temperaturę w zbiorniku mierzono za pomocą termopary 23 a w przewodzie tłocznym pompy temperaturę mierzono za pomocą termistorowego czujnika temperatury. Ciągłą rejestrację temperatury mierzono za pomocą rejestratora 18.

Badania należy przeprowadzić po ruchu próbnym układu, którego celem jest wykazanie prawidłowości pracy układu. Podczas ruchu próbnego należy sprawdzić nastawę zaworu bezpieczeństwa 8 i działanie rozdzielaczy 9 i 12 oraz sprawdzić prawidłowość i powtarzalność wskazań przyrządów pomiarowych. Układ należy odpowietrzyć i sprawdzić prawidłowość połączeń instalacji hydraulicznej. Podczas próbnych uruchomień należy ustalić żądane natężenie przepływu na pompie lub za pomocą zaworu dławiącego 13 zależnie od wskazań prowadzącego zajęcia (rys.9)

Układ pozwala na realizację różnych cykli pracy np. podnoszenie ciężaru skokami z zatrzymaniem aż do górnego położenia, podnoszenie ciężaru od położenia dolnego do górnego lub opuszczanie ciężaru z górnego położenia do dolnego z nagłym zatrzymaniem tuż nad podłożem.

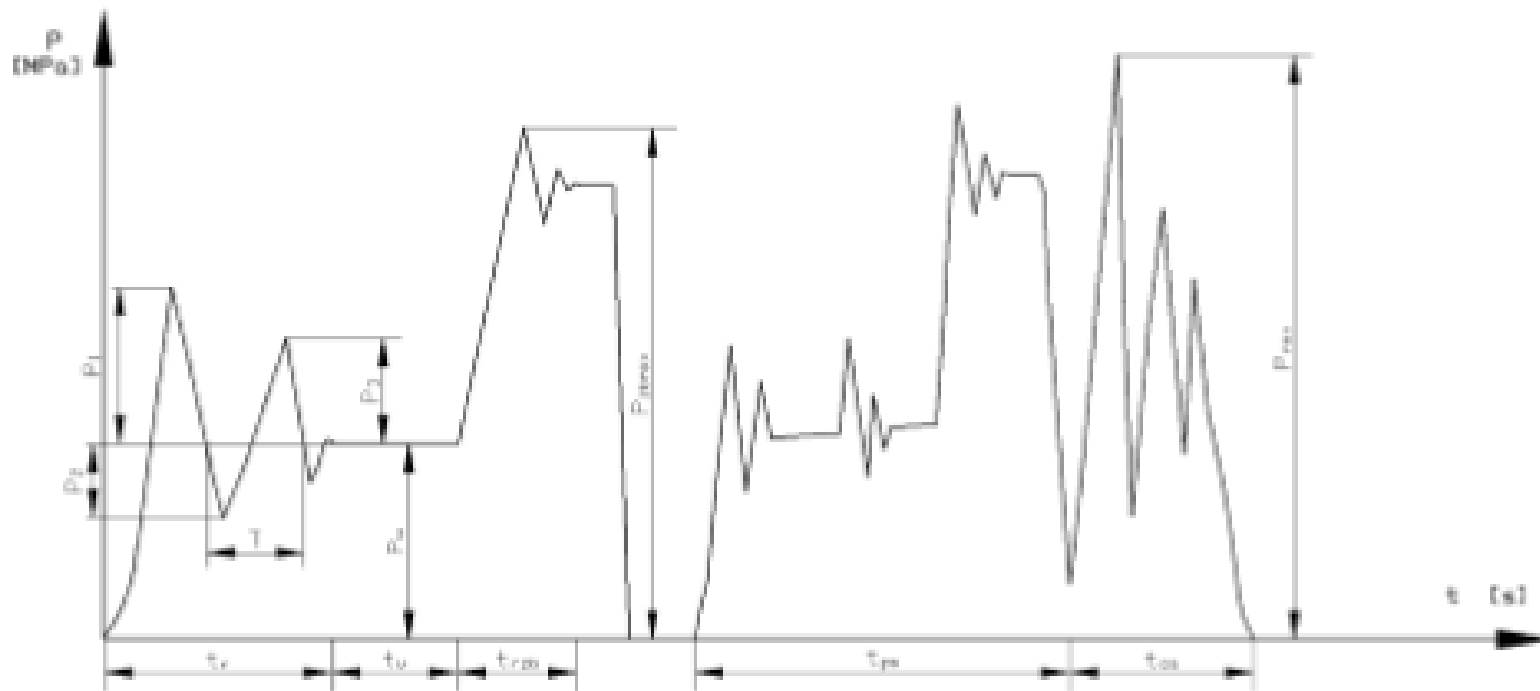
Po wyborze odpowiedniego cyklu pracy, wzorcowaniu i aparatury pomiarowej można rejestrować przebiegi w funkcji czasu poszczególnych wielkości charakteryzujących właściwości dynamiczne układu.

Wytyczne do sprawozdania

Z otrzymanych oscylogramów przebiegów wielkości charakteryzujących właściwości dynamiczne układu wyznaczyć:

Czas rozruchu, oscylacyjność, współczynnik nadwyżek dynamicznych, czas ruchu ustalonego, częstotliwość drgań układu, okres drgań i współczynnik tłumienia, czas cyklu.

Przykładowe przebiegi przedstawia rysunek (Rys. 10)



Rys. 10. Oscylogram przebiegów ciśnień w przewodzie tłocznym pompy w cyklu badawczym

P_{max} -maksymalna wartość ciśnień, p_1 , p_2 , p_3 – amplituda ciśnień, T – Okres drgań ciśnień, P_u – ciśnienie w ruchu ustalonym, P_{zbmax} – maksymalna wartość ciśnienia otwarcia zaworu, t_r – czas rozruchu, t_u – czas ruchu ustalonego, t_{rzb} – czas drgań, z_b , t_{zb} – bezpieczny czas otwarcia, z_b , t_c – czas cyklu roboczego, t_{ps} – czas cyklu podnoszenia z zatrzymaniem obciążeń, t_{ps} – czas cyklu opuszczania z zatrzymanie

LITERTURA

1. Stryczek S.: Zjawiska rozruchu dźwignic z napędem hydrostatycznym tłokowym. *Archiwum Budowy Maszyn*. T.XV, zeszyt 2, 1967.
2. Lityński K., Stryczek S.; Zjawiska rozruchowe hydrostatycznych układów napędowych z akumulatorem hydraulicznym. *Prace Naukowe IKIEM Politechniki Wrocławskiej* Nr 7, 1971.
3. Tomczyk J.: Dynamika napędu hydrostatycznego. *Przegląd Mechaniczny* Nr 1, 1980.
4. Kopacek J.: Übergangsvorgänge In hydraulischen Antrieben mit Rotationshydromotoren. *Olhydraulik Und Pneumatik* Nr 2, 1967.