

# Hydrostatyczne Układy Napędowe Laboratorium

Temat:

Dynamika układów hydraulicznych – wiadomości  
podstawowe

Opracował: Z. Kudźma, J. Rutański, M. Stosiak

## CEL ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest doświadczalne określenie wskaźników charakteryzujących właściwości dynamiczne hydraulicznych układów sterujących i roboczych na podstawie wyznaczonych przebiegów czasowych ciśnienia w stanach przejściowych (rozruch, hamowanie). Przykładowe opracowanie, przy przyjętych założeniach upraszczających modelu matematycznego, rozruchu hydrostatycznego układu napędowego.

## WSTĘP

Hydrostatyczne układy napędowe z uwagi na swoje zalety: duża moc, wysoka sprawność, łatwość regulacji i sterowania, wysoki moment rozruchowy znajdują szerokie zastosowanie w maszynach roboczych ciężkich. Jako przykład można podać ładowarki, gdzie napęd osprzętu roboczego jest rozwiązywany wyłącznie na drodze hydrostatycznej, podczas gdy w mechanizmie jazdy spotyka się zarówno rozwiązania hydrostatyczne jak i hydromechaniczne z elementami hydrokinetycznymi.

W hydrostatycznych układach napędowych osprzętu roboczego stosowane są 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.

Pierwsze rozwiązanie mimo, iż bardziej energochłonne stosowane jest częściej. Podyktowane jest to 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 tego też względu, określenie własności statycznych i dynamicznych oraz ocena poszczególnych obwodów wyposażonych w pompy stałego wydatku pod względem energetycznym nabiera szczególnego znaczenia.

W przebiegu procesu pracy hydrostatycznych układów napędowych wyróżnić można dwa podstawowe cykle pracy:

- cykl pracy ustalonej,
- cykl pracy nieustalonej.

Podczas cyklu ustalonego, parametry charakteryzujące pracę układu jak: ciśnienie, natężenie przepływu, prędkość obrotowa, prędkość liniowa, prędkość kątowna czy też amplituda drgań, mają wartość ustaloną, są niezmiennie w czasie. Opisuując zatem pracę układu na podstawie charakterystycznych parametrów ustalonych dokonujemy tym samym określenia jego własności statycznych.

Cykl pracy niustalanej jest związany z występowaniem procesów przejściowych wynikających z przejścia układu od pewnego początkowego stanu równowagi do ponownego – nowego. Występowanie stanów przejściowych w pracy układu związane jest najczęściej z procesem rozruchu i hamowania, a zatem z dynamicznym charakterem pracy układu.

Stan przejściowy jest to stan pracy układu hydrostatycznego lub maszyny odznaczający się zmiennością w czasie, charakterystycznych dla nich parametrów takich jak: ciśnienie, natężenie przepływu, prędkość obrotowa, prędkość liniowa, prędkość kątowna czy też amplituda drgań. Występuje on od momentu wprowadzenia wymuszenia (uruchomienie, hamowanie), czy też wystąpienia zakłócenia, do momentu osiągnięcia stanu ustalonego tych parametrów. W naszym przypadku jest to wymuszenie skokowe zmiany kierunku przepływu cieczy przez rozdzielacz zapewniające rozpoczęcie realizacji procesu podnoszenia, opuszczania lub hamowania.

Znajomość przebiegu zmian parametrów charakterystycznych w funkcji czasu, podczas całego cyklu pracy układu hydraulicznego lub maszyny stwarza możliwość dokonania oceny jej własności dynamicznych.

Badania własności dynamicznych hydrostatycznych układów napędowych można dokonać metodami doświadczalnymi na obiekcie rzeczywistym, lub metodą analityczną na drodze opracowania modelu matematycznego.

Pomiary doświadczalne zapewniające dużą dokładność i wiarygodność wyników badań własności dynamicznych hydrostatycznego układu napędowego są kosztowne, pracochłonne i wymagają wykorzystywania kosztownej specjalistycznej aparatury.

Określenie własności dynamicznych hydrostatycznych układów napędowych na drodze analitycznej jest niezwykle złożone, wymagające przyjęcia szeregu założeń upraszczających co w efekcie zapewnia mniejszą dokładność i wiarygodność wyznaczonych charakterystyk dynamicznych. Wynika to z faktu, że układy hydrostatyczne stanowią obiekty o złożonej strukturze fizycznej, w których podstawowe wielkości charakteryzujące układ przyjmują zmienne wartości, np. lepkość czynnika roboczego zmienia 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 wielkości te w rozważaniach analitycznych przyjmuje się jako wartości uśrednione 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 eksperymentalnie.

## **ANALIZA TEORETYCZNA, MODEL MATEMATYCZNY ROZRUCHU HYDROSTATYCZNEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO**

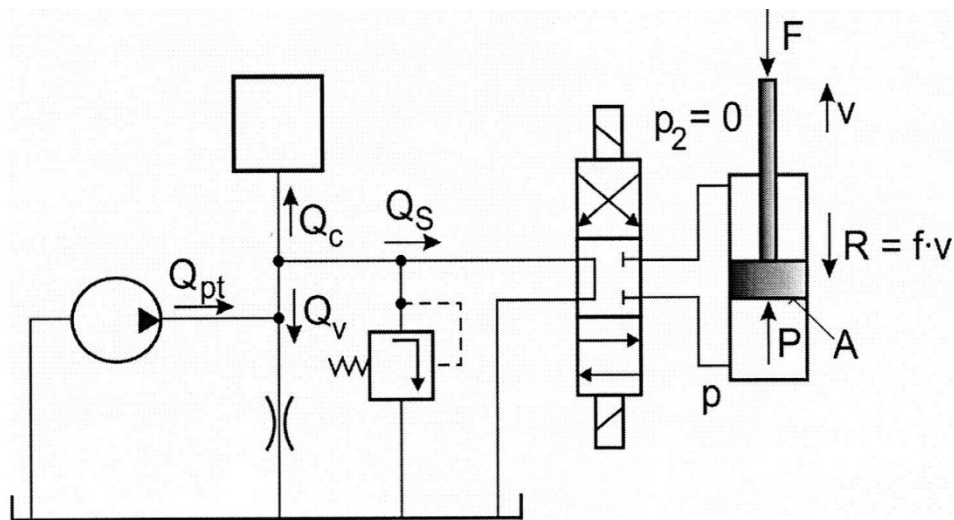
Analiza teoretyczna rozruchu typowego hydrostatycznego układu napędowego ma na celu analityczne (obliczeniowe) wyznaczenie charakterystyk amplitudowo – czasowych przebiegu

ciśnienia i prędkości jakie występują podczas tego cyklu pracy. W dalszej kolejności, odczytane z przebiegów czasowych parametry umożliwiają określenie wskaźników charakteryzujących właściwości dynamiczne układu hydraulicznego.

Charakterystyki amplitudowo czasowe wyznaczono w oparciu o rozwiązanie powszechnie przyjmowanego układu równań liniowych opisujących przebiegi ciśnień i prędkości tłoka podczas rozruchu. W równaniach tych przyjęto szereg 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 fizyczne,
- przyjmuje się parametry skupione,
- przecieki występujące w elementach układu napędowego odwzorowano o przepływie laminarnym,
- pomija się wpływ pulsacji pompy,
- przełączanie rozdzielacza a więc połączenie pompy z siłownikiem odbywa się skokowo w czasie  $t = 0$ ,
- przyjmuje się wiskotyczny charakter tłumienia.

Model dynamiczny układu hydraulicznego z silnikiem tłokowym i pompą stałej wydajności przedstawiono w sposób poglądowy na rysunku 1.



Rys. 1. Model układu hydraulicznego z silnikiem tłokowym i pompą stałej wydajności:  $Q_{pt}$  – wydajność teoretyczna pompy,  $Q_s$  – chłonność silnika (siłownika hydraulicznego),  $Q_v$  – straty przecieków,  $Q_c$  – przepływ wywołany ściśliwością ciecży oraz odkształceniami elementów układu hydraulicznego,  $A$  – pole powierzchni czynnej tłoka,  $v$  – prędkość tłoka,  $f$  – współczynnik tarcia wiskotycznego.

Ze względu na strukturę analizowanego układu i charakter występujących w nim zjawisk do analizy teoretycznej wykorzystano model układu o parametrach skupionych, opisany równaniami różniczkowymi zwyczajnymi i algebraicznymi przyjmując powszechnie stosowane założenia upraszczające.

Przy przyjętych założeniach upraszczających model matematyczny rozruchu układu hydrostatycznego napędowego tworzy się według równania ciągłości przepływu (zasada zachowania masy) oraz warunku równowagi sił działających na tłok siłownika. Równanie ciągłości przepływu w króćcu tłocznym pompy ma postać:

$$Q_{pt} = Q_s + Q_v + Q_c \quad (1)$$

Dla silnika tłokowego chłonność wyraża się związkiem

$$Q_s = Av \quad (2)$$

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

$$Q_v = ap \quad (3)$$

gdzie:

- $a$  – współczynnik proporcjonalności, którego wartość można określić na podstawie charakterystyk statycznych elementów z których zestawiony został układ,
- $p$  – wartość ciśnienia w układzie.

Przepływ wywołany ściśliwością i odkształceniami elementów określany jest wg relacji:

$$Q_c = K_c \frac{dp}{dt} \quad (4)$$

gdzie:

- $K_c$  – pojemność ściśliwości układu (kapacytancja)

Równanie ciągłości przepływu można zapisać następująco:

$$Q_{pt} = Av + ap + K_c \frac{dp}{dt} \quad (5)$$

oraz równanie równowagi sił działających na tłok siłownika w postaci:

$$m_{zr} \frac{dv}{dt} + fv + F = pA \quad (6)$$

gdzie:

- $m_{zr}$  – zredukowana masa obciążenia zewnętrznego, ruchomych części siłownika (tłok, tłoczysko) i cieczy roboczej,
- $f$  – współczynnik tarcia płynnego określany na podstawie sprawności mechanicznej siłownika i sprawności hydraulicznej obwodu,
- $F$  – obciążenie zewnętrzne,
- $A$  – pole powierzchni czynnej tłoka,
- $t$  – czas.

Równania (5) i (6) Pozwalają, po rozwiązaniu, na określenie przebiegu ciśnienia podczas rozruchu analizowanego układu.

Dla rozpatrywanego układu (rys. 1.) rozruch układu odbywa się w dwóch etapach:

**Etap 1** – obejmuje okres od momentu przesterowania rozdzielacza do chwili, w której w układzie wystąpi ciśnienie  $p_u$  o wartości odpowiadającej obciążeniu zewnętrznemu, tłok siłownika wraz z obciążeniem znajduje się w tym okresie w spoczynku  $v = 0$ .

**Etap 2** – w którym wszystkie masy układu są w ruchu .

Analiza pierwszego etapu rozruchu. Warunki początkowe etapu 1 :

$$V = 0, t = 0, p = 0$$

Zależność ciśnienia  $p$  od czasu  $t$  w 1 etapie otrzymuje się całkując równanie bilansu przepływu (5) zestawionego dla przewodu tłoczego pompy (pomijając człon  $A v$ ) Rozwiązanie równania (5) jest następujące:

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

W chwili dla której ciśnienie osiągnie wartość  $p = p_u$  (wartość ciśnienia w ruchu ustalonym) następuje zakończenie 1 etapu rozruchu (w układzie mechanicznym odpowiada to procesowi kasowania luzów).

Czas trwania etapu 1 (czas reakcji) uzyskujemy przekształcając równanie (7)

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

Warunki końcowe etapu 1, (indeks  $1k$ ) stanowiące jednocześnie warunki początkowe (indeks  $2p$ ) dla etapu 2, otrzymamy dla  $p = p_u$  uwzględniając zależność (8) w równaniu (5).

Warunki te są następujące:  $p_{1k} = p_{2p} = p_u$

$$\left( \frac{dp}{dt} \right)_{1k} = \left( \frac{dp}{dt} \right)_{2p} = \frac{Q_{pt} - p_u a}{K_c} \quad (9)$$

Po przekształceniach Laplace'a i rozwiązaniu układu równań (5) i (6), w jednostkach bezwzględnych, przebieg ciśnienia w 2 etapie rozruchu hydrostatycznego układu napędowego z silnikiem tłokowym przedstawia wyrażenie:

$$p = p_u + \frac{Q_{pt} - p_u a}{K_c \omega} e^{-\zeta \omega_0 t} \sin \omega t \quad (10)$$

gdzie:

$\omega_0$  – jest to częstość kołowa drgań własnych nie tłumionych:

$$\omega_0 = \frac{A}{\sqrt{K_c m_{zr}}} \quad (11)$$

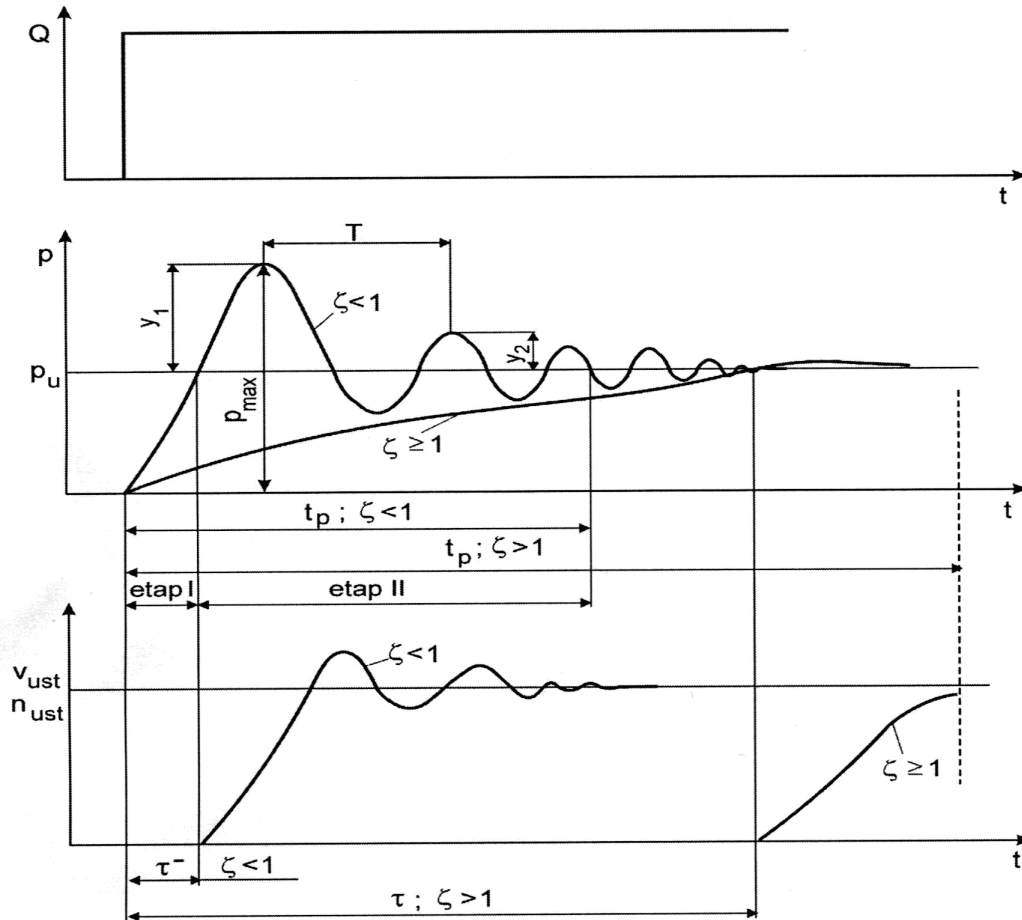
$\omega$  – częstość kołowa drgań tłumionych układu:

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{A}{\sqrt{K_c m_{zr}}} - \left( \frac{m_{zr} a + f K_c}{2 m_{zr} K_c} \right)^2} \quad (12)$$

$\zeta$  – zredukowany (bezwymiarowy) współczynnik tłumienia:

$$\zeta = \frac{m_{zr}a + fK_c}{2A\sqrt{K_c m_{zr}}} \quad (13)$$

Przebieg ciśnienia  $p(t)$  po skokowym wymuszeniu natężenia przepływu  $Q$  (przy przyjęciu parametrów skupionych i założeń upraszczających) opisany jest równaniem różniczkowym liniowym drugiego rzędu, analogicznym jak dla jedno masowego ruchu drgającego. Poglądowo przebieg podstawowych parametrów podczas rozruchu dla dwóch wartości współczynnika tłumienia:  $\zeta < 1$  i  $\zeta > 1$  i z zaznaczonymi wielkościami kryterialnymi pokazano na rys. 2 .



Rys. 2. Przebieg ciśnienia  $p$ , prędkości liniowej  $v$  (obrotowej  $n$ ) przy skokowym wymuszeniu natężenia przepływu  $Q$  podczas rozruchu.  $T$  – okres drgań własnych,  $\tau$  – czas reakcji (zawarty pomiędzy wprowadzeniem wymuszenia a odpowiedzią układu – początek ruchu elementu wykonawczego),  $\zeta$  – zredukowany współczynnik tłumienia,  $t_p$  – czas trwania procesu przejściowego.

Z punktu widzenia wydajności maszyny roboczej z napędem hydrostatycznym o stanie przejściowym decydują dwa podstawowe parametry: zredukowany współczynnik tłumienia  $\zeta$  oraz czas reakcji  $\tau$ .

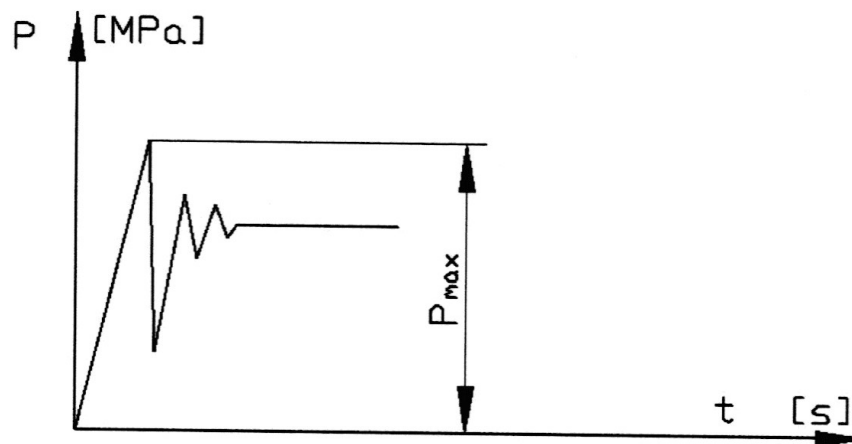
# WIELKOŚCI KRYTERIALNE OPISUJĄCE WŁASNOŚCI UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Powszechnie przyjętymi wielkościami kryterialnymi, opisującymi własności dynamiczne układu są:

- maksymalne uderzenie hydrauliczne  $p_{max}$ ,
- oscylacyjność  $Osc$ ,
- współczynnik nadwyżki dynamicznej ciśnienia  $\varphi_d$ ,
- częstość drgań własnych tłumionych  $\omega$ ,
- zredukowany współczynnik tłumienia  $\zeta$ ,
- czas trwania procesu przejściowego  $t_p$ ,
- czas reakcji  $\tau$ .

## Maksymalne uderzenia dynamiczne

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.

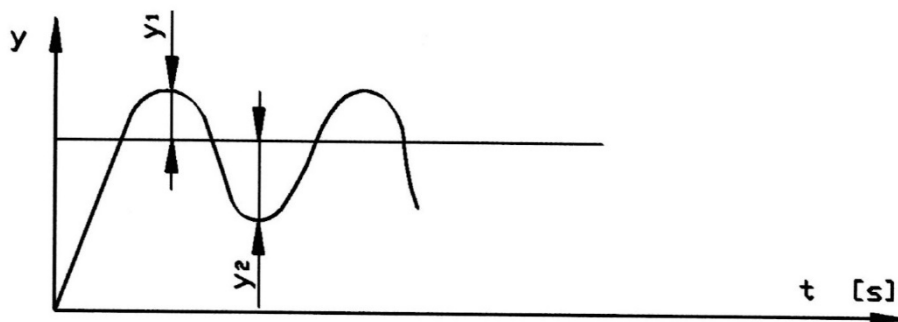


Rys. 3. Maksymalne uderzenie hydrauliczne.

## Oscylacyjność

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





Rys. 4. ilustracja oscylacyjności.

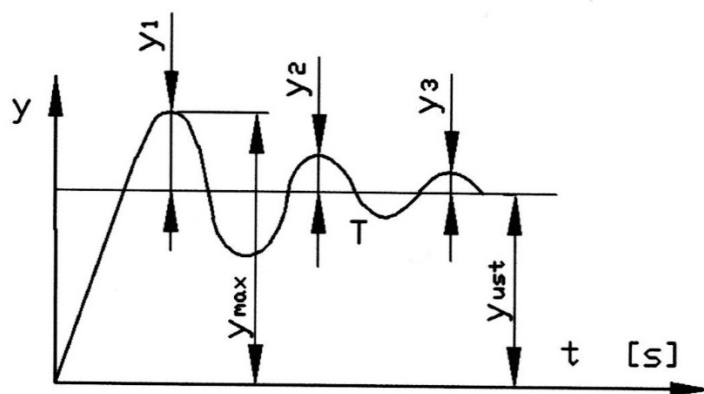
Oscylacyjność określa zależność:

$$Osc = \left| \frac{y_2}{y_1} \right| \cdot 100\% \quad (14)$$

### Współczynnik nadwyżek dynamicznych (współczynnik przewyższenia)

Jest miarą maksymalnych obciążeń jakie mogą powstać w układzie podczas trwania procesu przejściowego lub zakłócenia. Definiowany jako stosunek różnicy wartości ciśnienia maksymalnego  $p_m$  i ciśnienia w stanie ustalonym  $p_u$  do wartości ciśnienia w stanie ustalonym, czyli:

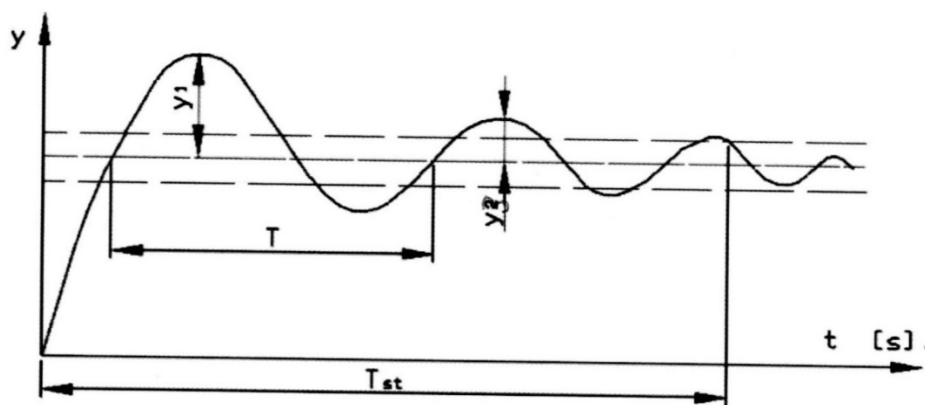
$$\varphi_d = \frac{p_m - p_u}{p_u} = \frac{y_{max} - y_{ust}}{y_{ust}} \quad (15)$$



Rys. 5. Charakterystyka procesu przejściowego.

### Współczynnik tłumienia oraz częstotliwość drgań

Na podstawie przebiegów wielkości charakteryzujących właściwości dynamicznych wyznaczonych podczas badań eksperymentalnych można wyznaczyć współczynnik tłumienia  $\zeta$  oraz częstotliwość kołową drgań własnych  $\omega_0$ .



Rys. 6. Przebieg przejściowy słabo tłumiony.

Współczynnik tłumienia  $\zeta$  przyjmuje postać:

$$\zeta = \frac{-\ln \frac{y_3}{y_1}}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\ln \frac{y_3}{y_1}\right)^2}} \quad (16)$$

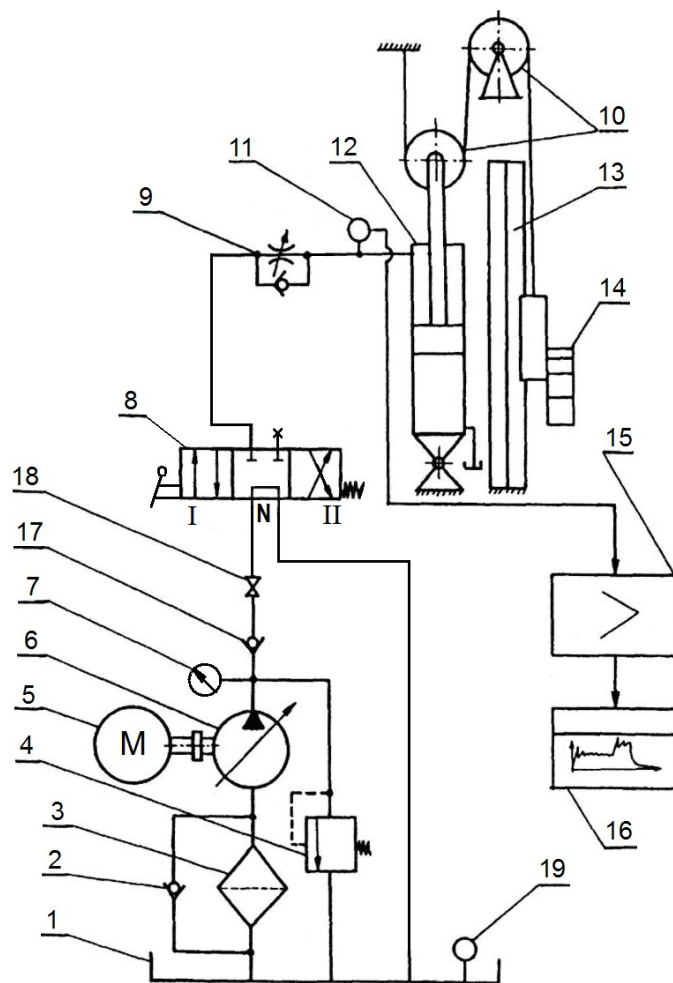
A częstotliwość kołowa drgań własnych nie tłumionych  $\omega_0$  z zależności:

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (17)$$

## STANOWISKO POMIAROWE

Na rys. 7 przedstawiono schemat hydrauliczny stanowiska do badań stanów przejściowych, który jest odwzorowaniem fizycznym mechanizmu podnoszenia. Układ hydrauliczny składa się z obwodów: napędzającego, sterującego, obciążającego, pomiarowego oraz zabezpieczającego przed przeciążeniem.

Układ zasilający stanowi pompa wielotłoczkowa 6 typu PTOZ-40 R napędzana silnikiem elektrycznym 5 typu SZD-114 o mocy 11 kW i prędkości obrotowej  $n = 1400$  obr/min. Układ sterujący składa się z rozdzielacza 8 typu RBS-20/160-P25L (4/3) sterowanego dźwignią, oraz z zaworu dławiącego jednostronnego 9. Obciążenie siłownika 12 stanowią obciążniki 14 prowadzone w prowadnicach 13 za pomocą układu linowego z krążkami linowymi 10. Zabezpieczenie układu przed nadmiernym przeciążeniem realizowane jest za pomocą zaworu maksymalnego 4 typu ZP-42. Układ pomiarowy składa się z tensometrycznego czujnika ciśnienia 11, wzmacniacza pomiarowego 15, komputera 16 oraz manometru 7. Podnoszenie ciężaru 14 realizowane jest za pomocą siłownika 12 zasilanego czynnikiem roboczym z pompy 6 przy położeniu I rozdzielacza 8. Opuszczanie obciążników 14 odbywa się pod wpływem własnego ciężaru po przesterowaniu rozdzielacza 8 z położenia neutralnego N w położenie II. Prędkość opuszczania ciężaru 14 można zmieniać przez odpowiednią nastawę zaworu dławiącego jednostronnego 9.



Rys. 7. Schemat hydrauliczny stanowiska mechanizmu podnoszenia: 1 – zbiornik, 2 – zawór zwrotny, 3 – filtr, 4 – zawór maksymalny, 5 – silnik elektryczny, 6 – pompa, 7 – manometr, 8 – rozdzielacz, 9 – zawór dławiący jednostronny, 10 – krążki linowe, 11 – czujnik ciśnienia, 12 – siłownik hydrauliczny, 13 – prowadnica, 14 – obciążniki, 15 – wzmacniacz pomiarowy, 16 – komputer, 17 – zawór zwrotny, 18 – zawór odcinający, 19 – czujnik temperatury.

## SPOSÓB WYZNACZENIA WIELKOŚCI CHARAKTERYZUJĄCYCH WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNE HYDRAULICZNEGO UKŁADU PODNOSZENIA.

Wyznaczenie wielkości charakteryzujących hydrauliczny układ roboczy, takich jak: czas rozruchu  $t_r$ , maksymalne odchylenie sygnału  $p_{max}$ , oscylacyjność  $Osc$ , współczynnik nadwyżek dynamicznych  $\varphi_d$ , opiera się na pomiarze przebiegu ciśnienia w funkcji czasu  $p_t = f(t)$ . Ciśnienie  $p_t$  mierzone jest za pomocą tensometrycznego czujnika ciśnienia 11 współpracującego ze wzmacniaczem pomiarowym 15 i jest rejestrowane w postaci numerycznej i wyświetlane na ekranie komputera 16.

Pomiary należy przeprowadzić po ruchu próbnym układu, którego celem jest wykazanie prawidłowości pracy układu. Podczas ruchu próbnego należy sprawdzić czujnikiem ciśnienia

11 nastawę zaworu bezpieczeństwa. Układ podnoszenia pozwala na realizację różnych cykli pracy np.:

- podnoszenie ciężaru skokami z zatrzymaniem aż do górnego krańcowego położenia,
- podnoszenie ciężaru w sposób ciągły od położenia dolnego do górnego położenia krańcowego,
- opuszczanie ciężaru z górnego położenia do dolnego z nagłymi zatrzymaniami w trakcie cyklu opuszczania,
- opuszczanie ciężaru z górnego położenia do dolnego z nagłym zatrzymaniem tuż nad podłożem.

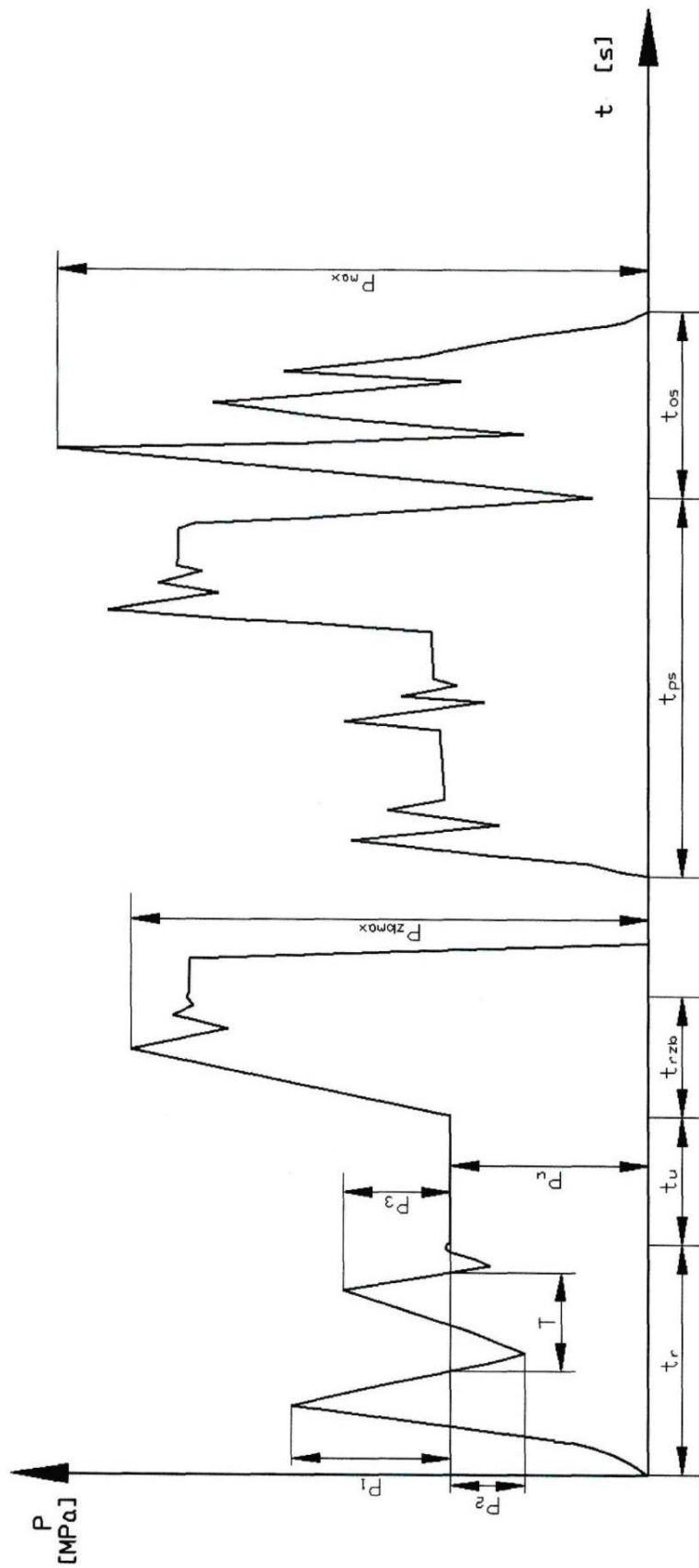
Po wyborze odpowiedniego cyklu pracy i wykonanym ruchu próbnym układu należy zapisać w postaci numerycznej przebieg ciśnienia w funkcji czasu  $p_t = f(t)$ .

## OPRACOWANIE WYNIKÓW POMIARÓW

Z zarejestrowanego w postaci numerycznej, przebiegu ciśnienia  $p_t = f(t)$  należy wyznaczyć wielkości charakteryzujące właściwości dynamiczne układu podnoszenia:

- czas rozruchu  $t_r$ ,
- oscylacyjność  $Osc$ ,
- maksymalne uderzenie dynamiczne  $p_{max}$ ,
- współczynnik nadwyżek dynamicznych  $\varphi_d$  (dla rozruchu i pracy zaworu maksymalnego),
- częstotliwość kołową drgań własnych układu  $\omega_0$  (dla rozruchu i pracy zaworu maksymalnego),
- okres drgań  $T$ ,
- współczynnik tłumienia  $\zeta$ .

Przykładowy przebieg ciśnienia w układzie podnoszenia przedstawia rys. 8.



Rys. 8. 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,  $P_{zbnmax}$  – maksymalna wartość ciśnienia otwarcia zaworu,  $t_r$  – czas rozruchu,  $t_u$  – czas ruchu ustalonego,  $t_{rzb}$  – czas drgań zaworu bezpieczeństwa,  $t_{ps}$  – czas cyklu podnoszenia z zatrzymaniem obciążenia,  $t_{os}$  – czas cyklu opuszczania z zatrzymaniem