

Zajęcia laboratoryjne  
*Napęd Hydrauliczny*

**Instrukcja do ćwiczenia nr 7**

**Funkcja i zastosowania akumulatora  
hydropneumatycznego**

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

Wrocław 2016

## 1. Wstęp:

Głównym zadaniem akumulatora hydraulicznego jest gromadzenie cieczy pod ciśnieniem w okresach zmniejszonego zapotrzebowania i oddawanie jej do układu podczas zwiększonego zapotrzebowania. Podstawowe zadanie (funkcja) akumulatora hydraulicznego:

- zasobnik cieczy pod ciśnieniem.

Akumulatory mogą także spełniać inne funkcje, mianowicie:

- funkcję kompensatora przecieków cieczy,
- funkcję tłumika pulsacji ciśnienia,
- funkcję tłumika uderzeń hydraulicznych.

W akumulatorach hydropneumatycznych ciecz robocza gromadzona jest w komorze cieczowej akumulatora pod ciśnieniem, które musi być zrównoważone oddziaływaniem zewnętrznym na ruchomą przegrodę zamykającą komorę cieczową. W zależności od sposobu realizacji tego oddziaływania rozróżniamy:

- a) Akumulatory ciężarowe.
- b) Akumulatory sprężynowe.
- c) Akumulatory gazowe.

Obecnie stosuje się prawie wyłącznie akumulatory gazowe, mimo, iż odznaczają się największą zmiennością ciśnienia. Ich powszechne zastosowanie spowodowane jest małymi wymiarami i masą oraz możliwością uzyskiwania dużych pojemności. Do napełnienia przestrzeni gazowej stosuje się najczęściej azot jako czynnik obojętny chemicznie w stosunku do cieczy i materiałów, z których wykonany jest akumulator. Spotykane są następujące rozwiązania konstrukcyjne akumulatorów gazowych:

- a) Akumulatory pęcherzowe.
- b) Akumulatory membranowe.
- c) Akumulatory tłokowe.

Istotną rolą akumulatora hydraulicznego jest redukcja nadwyżek ciśnienia (impulsów). Na podstawie artykułu zamieszczonego poniżej podano przykład obniżenia nadwyżek dynamicznych ciśnienia w trakcie rozruchu.

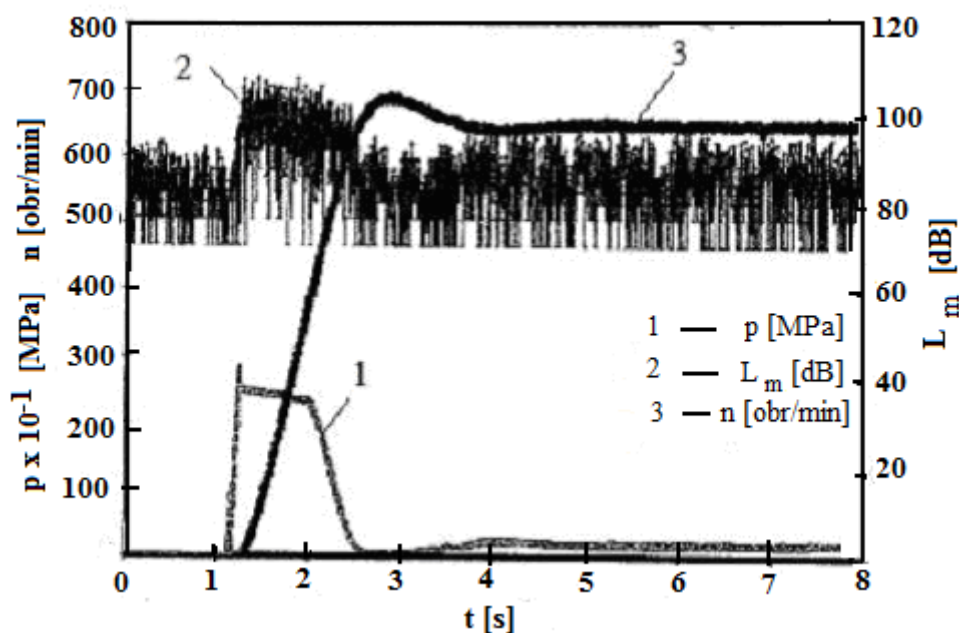
## 1a. Wiadomości podstawowe

W ostatnich latach zauważyć można intensywny rozwój różnego typu systemów sterowania wpływających na parametry stanów nieustalonych hydrostatycznych układów napędowych, szczególnie należy tu wymienić układy „load sensing” lub sterowane mikroprocesorowo w technice proporcjonalnej.

Należy jednak nadmienić, że ze względu na stosunkowo niski koszt jak i specyficzne warunki pracy, wiele maszyn roboczych ciężkich z napędem hydrostatycznym wyposażonych w pompy stałego wydatku sterowanych jest za pomocą rozdzielaczy konwencjonalnych. Projektant układu napędowego, obok tak podstawowych parametrów jak moc wyjściowa, sprawność itd., stoi przed problemem zapewnienia określonych właściwości dynamicznych ze względu na specyfikę projektowanej maszyny. Kryteria oceny maszyn i urządzeń, a w szczególności maszyn z napędem hydrostatycznym, stawiane wspólnie, zostały ostatnio poszerzone o kryterium hałaśliwości ich pracy. Z tego też względu poprawnie skonstruowany układ obok założonych właściwości statycznych i dynamicznych powinien zapewnić możliwie najniższy poziom emitowanego hałasu [1]. Potwierdzeniem tego może być wymóg przedstawiony w Dyrektywie 2000/14/WE [2] a dotyczący dopuszczalnego poziomu mocy akustycznej maszyn emitujących hałas do środowiska i tak na przykład dla ładowarki kołowej o mocy do 55 kW poziom tej mocy do dnia 3 stycznia 2002 r. wynosił 104 dB, natomiast już od 3 stycznia 2006 poziom mocy akustycznej dopuszczalnej tego typu maszyny został obniżony do 101 dB. Należy tu nadmienić, że od 15 lutego 2006 roku obowiązuje w Polsce, tak jak we wszystkich krajach UE, nowa dyrektywa 2003/10/EG [3] dotycząca ochrony przed hałasem. Obniża ona dopuszczalną wartość maksymalną hałasu na stanowisku operatora, ustaloną z uśrednienia wartości z 8 godzinnej ekspozycji do poziomu 80 dB(A) (dotychczasowa wartość 85 dB(A)).

Literatura poświęcona stanom nieustalonym w hydrostatycznych układach napędowych jest stosunkowo bogata [4,5,7,8,9,10], z krajowej, kompleksowe podejście do zagadnienia prezentują książki prof. J.Tomczyka [4], oraz prof.Palczaka [5] w których, stosując różne podejście, przedstawiono podstawy tworzenia modeli dynamicznych elementów i układów.Uwzględniając współczesne techniki obliczeniowe nie jest więc problemem stworzenie i rozwiązanie modelu matematycznego stanów nieustalonych układów hydrostatycznych nawet rozbudowanych pod względem strukturalnym. Problem istotny tkwi w wiarygodności i przedziale zmienności przyjętych poszczególnych współczynników równań modelu matematycznego [11]. Z praktyki pomiarowej wynika, że jednym z głównych

źródeł dźwiękotwórczych hydrostatycznych układów napędowych jest pompa wyporowa. Z danych literaturowych i doświadczeń własnych wynika fakt, że poziom emitowanego hałasu przez pompę wyporową jest proporcjonalny do obciążenia tego elementu. Takiego samego zjawiska można spodziewać się w trakcie stanów nieustalonych hydrostatycznych układów napędowych gdzie w większości przypadków przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu ma charakter oscylacyjny z tłumieniem, a więc występuje wartość ciśnienia  $p_{max}$  i jak się należy spodziewać występowanie hałasu o przebiegu niestacjonarnym i o maksymalnym natężeniu. Potwierdzają to przeprowadzone przez autorów badania rozpoznawcze (rys.1) polegające na jednoczesnym pomiarze i rejestracji parametrów rozruchu i poziomu ciśnienia akustycznego przekładni hydrostatycznej, o mocy 10kW, obciążonej stosunkowo dużym masowym momentem bezwładności, zbudowanej na bazie krajowych jednostek zębatych. Zostaje potwierdzony fakt wzrostu poziomu ciśnienia akustycznego  $\Delta L_m$  aż o 15dB w trakcie rozruchu silnika hydraulicznego w stosunku do pracy ustalonej. Parametry przekładni i sposób przeprowadzenia pomiarów przedstawiono w opracowaniu [9].



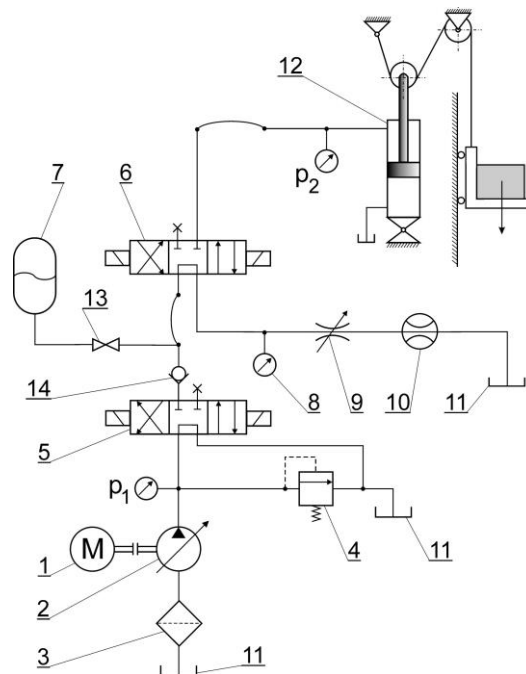
**Rys.1.** Przykłady zmian wartości ciśnienia  $p$ , prędkości obrotowej  $n$ , poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$ , w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej [11].

### 1b. Przykład badań – opis obiektu badań

Dla przykładu podaje się wyniki badań typowego hydrostatycznego układu napędowego z silnikiem tłokowym którego schemat hydrauliczny obrazuje rysunek 2.

Pompa wielotłoczkowa 2 typu PTOZ-40R napędzana silnikiem elektrycznym 1 typu SZD-114 (moc  $N = 11$  kW, obroty 1400 obr/min) zasysa olej ze zbiornika 11, przez filtr ssawny 3 i

podaje go przez rozdzielacze 5 i 6 typu RSR-12 z wmontowanymi przystawkami elektromagnetycznymi do cylindra hydraulicznego 12 ( $D = 50 \text{ mm}$ ,  $d = 25 \text{ mm}$ ). Cylinder obciążony był przez układ linowy (pominięto odkształcalność) i bloczki masą  $m_{zr}$ . Układ przed przeciążeniem zabezpieczony był zaworem maksymalnym 4 typu ZP-42. Ponadto układ badawczy wyposażony był w akumulator hydropneumatyczny 7 ( $p_o = 2,0 \text{ MPa}$ ,  $V_o = 2, 5 \text{ dm}^3$ ), który można było odłączyć od instalacji za pomocą zaworu odcinającego 13. Rejestrację zmian ciśnienia w układzie podczas rozruchu poprzedzono badaniami statycznymi w celu określenia wartości współczynników równań modelu matematycznego. Podstawowym celem badań było określenie wpływu pojemności układu na charakter rozruchu, a dokładniej na wartość współczynnika tłumienia i czas reakcji i w konsekwencji na poziom emitowanego hałasu.



**Rys. 2.** Schemat hydrauliczny układu doświadczalnego z silnikiem tłokowym 1 – silnik elektryczny, 2 – pompa wielotłoczkowa, 3 – filtr ssawny, 4 – zawór bezpieczeństwa, 5,6 – rozdzielacz sterowany elektromagnetycznie, 7 – akumulator hydropneumatyczny, 8 – manometr, 9 – zawór dławiący, 10 – przepływomierz, 11 – zbiornik, 12 – cylinder hydrauliczny, 13 – zawór odcinający, 14 – zawór zwrotny

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów statycznych i geometrii układu parametry charakterystyczne układu wynoszą:

- powierzchnia czynna tłoka  $A = 14,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ ;

- współczynnik przecieków  $a = 4,6 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns}$ ;
- pojemność układu:
  - bez akumulatora  $K_c = 4,33 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N}$ ;
  - z akumulatorem  $K_{ca} = 2,1 \cdot 10^{-10} \text{ m}^5/\text{N}$ ;
- wydajność teoretyczna pompy  $Q_{pt} = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ;
- masa zredukowana  $m_{zr} = 1220 \text{ kg}$ ;
- wartość ciśnienia w ruchu ustalonym  $p_u = 5 \text{ MPa}$ ;
- prędkość w ruchu ustalonym  $v_u = 0,41 \text{ m/s}$ ;
- spadek ciśnienia w instalacji  $\Delta p = 8 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ .
- zredukowany współczynnik tarcia płynnego  $f = 3585 \text{ Ns/m}$

Rozpatrzono rozruch układu w pierwszej kolejności bez akumulatora i następnie z akumulatorem hydropneumatycznym.

W literaturze [ 4, 5, 8, 10] podawane są modele matematyczne pozwalające określić przebieg podstawowych parametrów podczas rozruchu układu hydrostatycznego przy wymuszeniu skokowym natężeniem przepływu odpowiadającym szybkiemu przesterowaniu rozdzielacza. Przebieg ciśnienia (przy przyjęciu parametrów skupionych i założeń upraszczających zgodnie z [4], gdy wartość ciśnienia przekroczy wartość w ruchu ustalonym  $p_u$ , opisany jest równaniem różniczkowym liniowym drugiego rzędu analogicznym jak dla jedno masowego ruchu drgającego. Jest to drugi etap rozruchu. Pierwszy etap liczony od momentu wprowadzenia wymuszenia do chwili uzyskania wartości ciśnienia w ruchu ustalonym  $p_u$  opisany jest równaniem (1) [4].

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

gdzie  $t$  czas.

Przebieg ciśnienia w drugim etapie rozruchu , gdy zredukowany współczynnik tłumienia  $\xi < 1$  (układ bez akumulatora) opisuje równanie [4].

$$p = p_u + \frac{Q_{pt} - p_u a}{K_c \omega} \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 t} \sin \omega t \quad (2)$$

Poszczególne symbole w równaniu (2) oznaczają:

częstość kołowa drgań własnych nie tłumionych:

$$\omega_0 = \frac{A}{\sqrt{K_c m_{zr}}} \quad (3)$$

częstość kołowa drgań tłumionych układu:

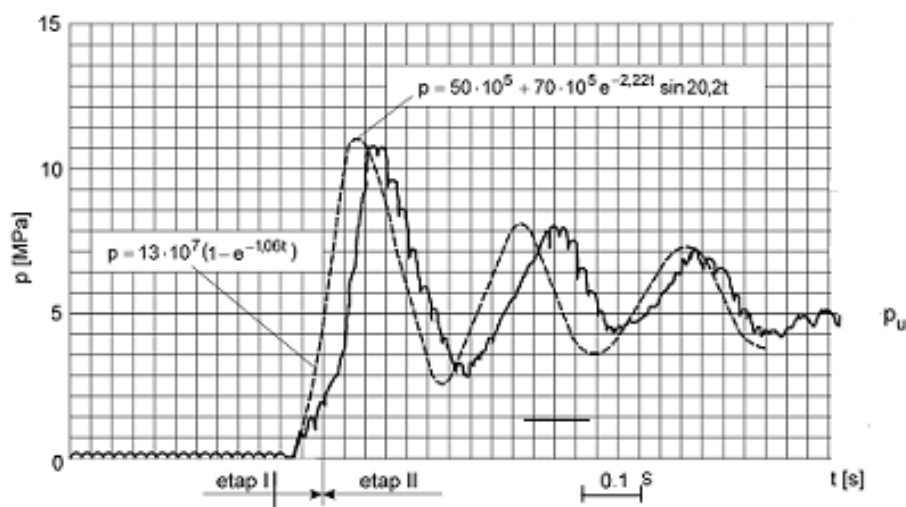
$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{A^2}{m_{zr} K_c} - \left( \frac{m_{zr} a + f K_c}{2 m_{zr} K_c} \right)^2} \quad (4)$$

zredukowany współczynnik tłumienia

$$\zeta = \frac{m_{zr} a + f K_c}{2 A \sqrt{K_c m_{zr}}} \quad (5)$$

### 1c. Wyniki symulacji i badań doświadczalnych

Przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu dla układu badawczego bez akumulatora pokazano na rysunku 2.

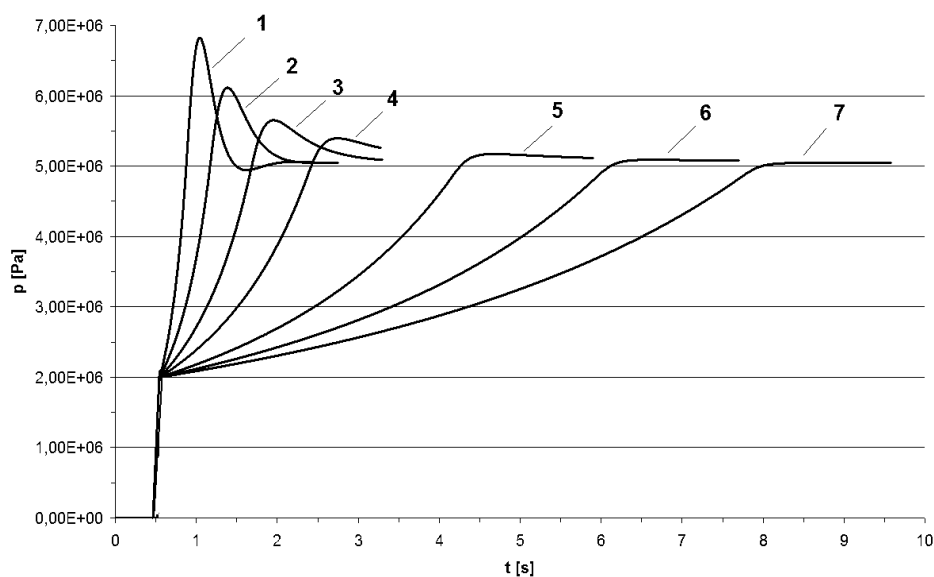


**Rys. 3.** Porównanie przebiegu ciśnienia obliczeniowego (wzory 1 – 5 linia kreskowa) z przebiegiem rzeczywistym (linia ciągła)

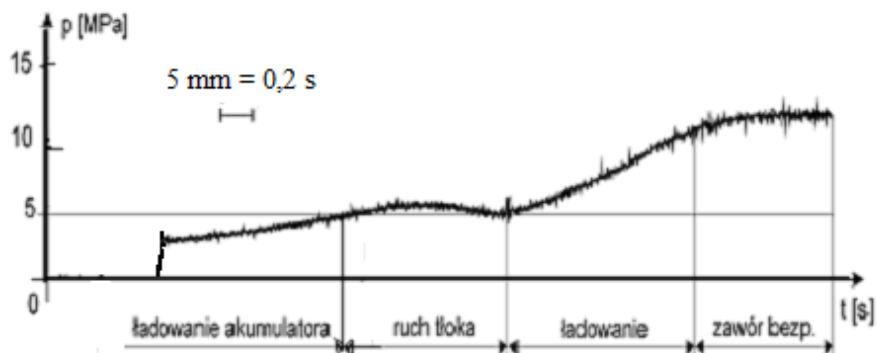
Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na parametry rozruchu układu badawczego określono w trakcie symulacji komputerowych których dokonano w środowisku Matlab'a wykorzystując specjalistyczny pakiet SimHydraulics. Budowa układów w tym środowisku odbywa się metodą „drag and drop” (przeciągnij i upuść) polegającą na tym, że z biblioteki elementów hydraulicznych wybiera się odpowiednie elementy i umieszcza się je w

przestrzeni roboczej. Każdy z wykorzystanych elementów posiada możliwość wprowadzenia opisujących go parametrów (np. wydajność jednostkowa, ciśnienie otwarcia zaworu, powierzchnia szczeliny, i.t.d.), również czynnik roboczy może być określony poprzez lepkość, gęstość i moduł sprężystości objętościowej. Wyniki symulacji można zbierać i eksportować w celu ich dalszej obróbki w innych programach.

Wpływ objętości akumulatora na charakter rozruchu pokazano na rysunku 4. Rysunek 5 obrazuje przebieg rzeczywisty ciśnienia w trakcie rozruchu układu badawczego z zamontowanym akumulatorem hydropneumatycznym o objętości początkowej  $V_0 = 2,5 \text{ dm}^3$  i wartości ciśnienia naładowania wstępnego  $p_0 = 2 \text{ MPa}$ .



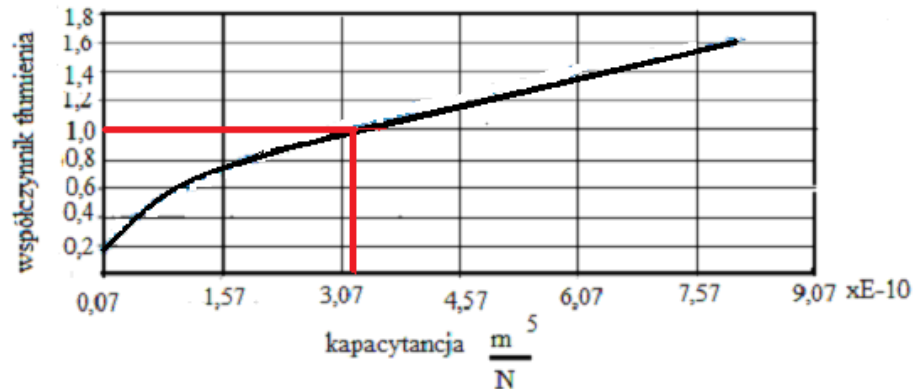
**Rys. 4.** Wpływ objętości akumulatora hydropneumatycznego na charakter rozruchu układu hydrostatycznego **1**  $V_0 = - 0,4 \text{ dm}^3$ , **2** -  $0,8 \text{ dm}^3$ , **3** -  $1,5 \text{ dm}^3$ , **4** -  $2,5 \text{ dm}^3$ , **5** -  $5 \text{ dm}^3$ , **6** -  $7,5 \text{ dm}^3$ , **7** -  $10 \text{ dm}^3$ .



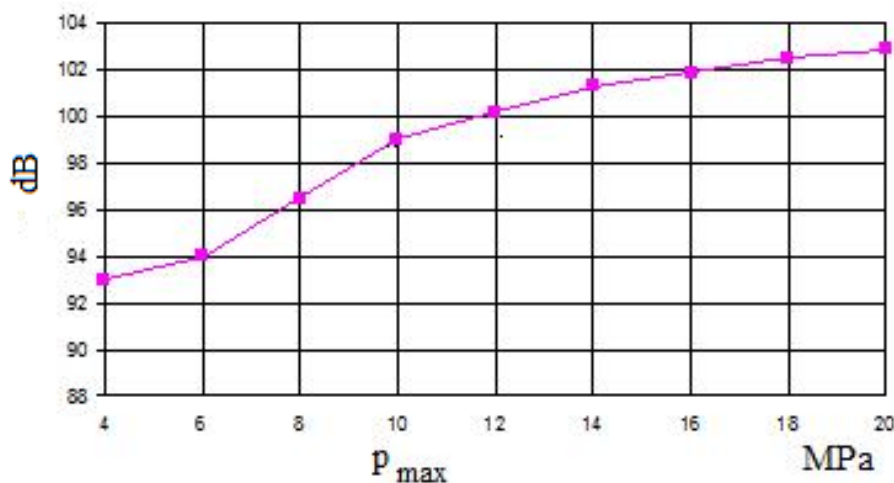
**Rys. 5.** Przebieg rzeczywisty ciśnienia w trakcie rozruchu układu badawczego z akumulatorem.  $V_0 = 2.5 \text{ dm}^3$ ,  $p_0 = 2 \text{ MPa}$ .



Z teorii równań różniczkowych wynika, że charakter narastania ciśnienia podczas rozruchu zależy od wartości zredukowanego współczynnika tłumienia (zależność 5)  $\zeta < 1$  – przebieg oscylacyjny;  $\zeta \geq 1$  – przebieg asymptotyczny do wartości w ruchu ustalonym. Na rysunku 6 pokazano zależność zredukowanego współczynnika tłumienia od pojemności dla układu badawczego z akumulatorem. Sposób określania pojemności akumulatora opisano dokładnie w [6].



**Rys. 6.** Zależność zredukowanego współczynnika tłumienia  $\zeta$  od pojemności hydrostatycznego układu badawczego. (układ z akumulatorem)



**Rys. 7.** Zależność poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  [dB] od wartości ciśnienia maksymalnego  $p_{max}$  w trakcie rozruchu układu badawczego.

Przeprowadzono badania akustyczne określając poziom ciśnienia akustycznego w funkcji wartości ciśnienia maksymalnego w trakcie rozruchu układu badawczego. Wyniki tych pomiarów obrazuje rysunek 7.

## 1d. Podsumowanie wiadomości wprowadzających

Na parametry stanu nieustalonego wpływać można poprzez odpowiedni dobór tłumienia charakteryzowanego poprzez zredukowany współczynnik tłumienia  $\zeta$ . Jego postać określają następujące wielkości charakterystyczne układu napędowego:

- współczynnik strat objętościowych  $a$ ;
- pojemność układu  $K_c$ ;
- opory ruchu i przepływu czynnika scharakteryzowane współczynnikiem  $f$ ;
- pole powierzchni tłoka  $A$ ;

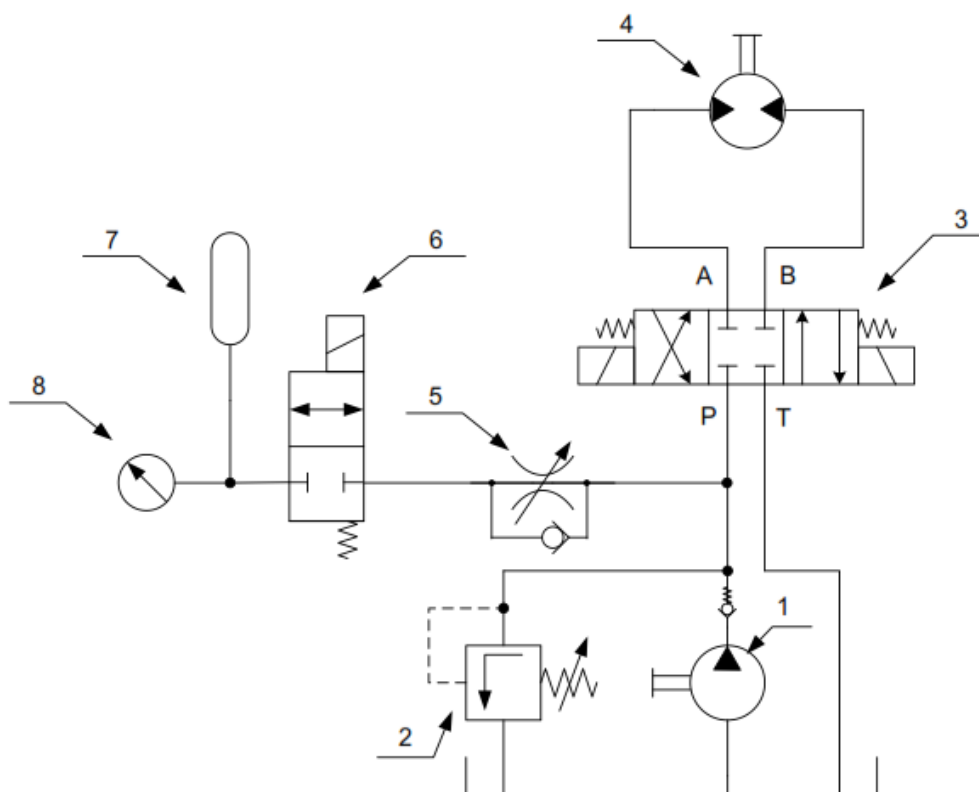
Analizując zależność (5) realnymi wielkościami z pomocą których konstruktor może wpływać na wartość tłumienia jest wartość współczynnika przecieków  $a$  i pojemność układu  $K_c$ . Zwiększając przecieki pogarszamy sprawność napędu, z tego względu wygodniej jest kształtować wartość  $K_c$ . Im większa pojemność układu tym większe tłumienie. Uzyskanie dostatecznie dużej wartości pojemności ściśliwości uzyskuje się poprzez zainstalowanie odpowiednio wymiarowanego akumulatora hydropneumatycznego. Przykładowo w układzie badawczym bez akumulatora hydraulicznego przy  $K_c = 4,33 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N}$  współczynnik tłumienia przyjmuje wartość  $\zeta = 0,11$ , maksymalna wartość ciśnienia  $p_{\max} = 11 \text{ MPa}$  i odpowiadający poziom ciśnienia akustycznego – 99 dB. Zwiększając wartość pojemności do poziomu  $K_c = 2,1 \cdot 10^{-10} \text{ m}^5/\text{N}$ ; poprzez zainstalowanie akumulatora hydropneumatycznego uzyskano wartość zredukowanego współczynnika tłumienia  $\zeta = 0,9$  i obniżenie wartości ciśnienia akustycznego o  $\Delta L_m = 6 \text{ dB}$ . Należy jednak podkreślić, że zwiększając współczynnik tłumienia uzyskujemy wzrost czasu reakcji  $\tau$  (pierwszy etap rozruchu) W układzie badawczym bez akumulatora  $\tau = 0,11 \text{ s}$ , z akumulatorem  $\tau_a = 1,6 \text{ s}$ .

## 2. Cel ćwiczenia:

Celem ćwiczenia jest praktyczne zapoznanie kursantów z funkcjami akumulatora hydropneumatycznego w układzie hydraulicznym.

## 3. Schematy układów hydraulicznych:

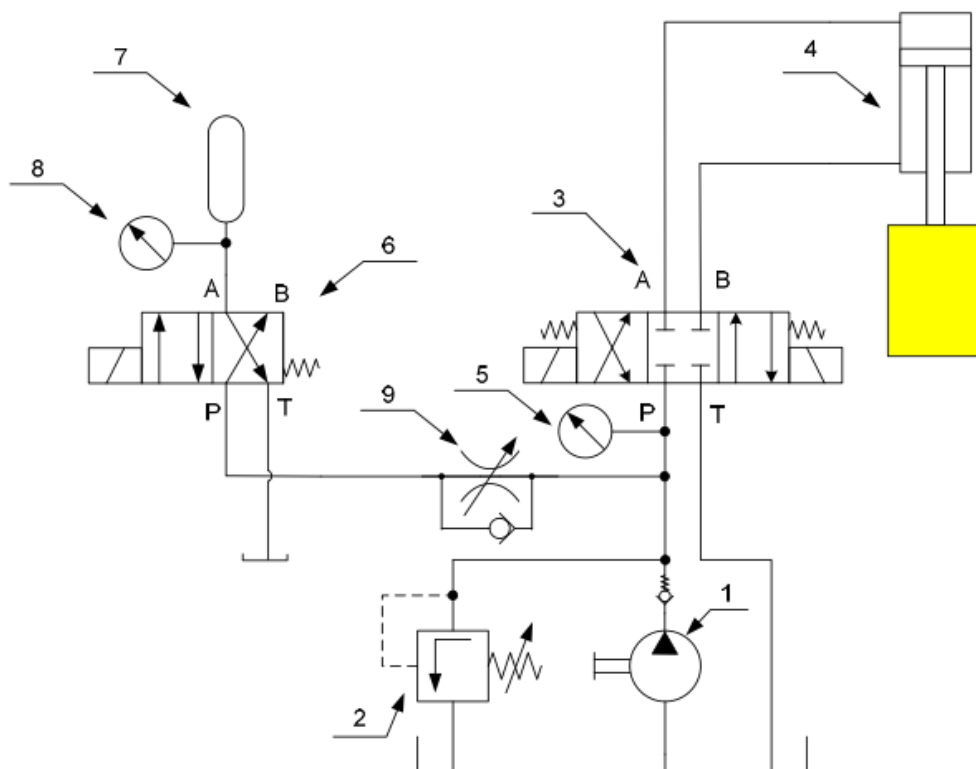
3a. Zbudować układ hydrauliczny, w którym poprawiono bezpieczeństwo poprzez zastosowanie akumulatora hydropneumatycznego jako awaryjnego źródła zasilania - rys. 3.



**Rys. 8.** Schemat stanowiska z akumulatorem jako awaryjnym źródłem zasilania: 1 - pompa, 2 - zawór bezpieczeństwa, 3 - rozdzielacz 4/3, 4 - silnik hydrauliczny, 5 - zawór dławiąco-zwrotny, 6 - zawór odcinający, 7 - akumulator hydrauliczny, 8 - manometr

W momencie włączenia układu wszystkie zawory są w pozycji jak na rys. 8. Po włączeniu pompy 1 przesterować zawór 6 łącząc akumulator 7 z pompą i napełniając cieczą roboczą do wartości ciśnienia ustalonego za pomocą zaworu bezpieczeństwa 2 (5 MPa). Po naładowaniu akumulatora 7 odciąć go od układu przesterowując zawór 6. Ciśnienie naładowania akumulatora kontrolować manometrem 8. Przesterować rozdzielacz 3 wprowadzając w ruch obrotowy odbiornik hydrauliczny. Wyłączyć pompę 1, przesterować rozdzielacz 3 w neutralną pozycję, przesterować zawór 6 tak aby akumulator 7 połączony był z układem, przesterować rozdzielacz 3 - silnik hydrauliczny zacznie się poruszać. Zaworem 5 sterować szybkością ruchu silnika hydraulicznego. Badania przeprowadzić bez udziału zaworu bezpieczeństwa. Akumulator 7 może pracować również jako dodatkowe źródło zasilania. W tym celu należy w trakcie pracy układu włączyć w układ naładowany uprzednio akumulator, co spowoduje wzrost prędkości odbiornika. Dokonując pomiaru zwiększonej prędkości silnika hydraulicznego (za pomocą tachometru cyfrowego) oszacować należy wartość strumienia cieczy pochodzącego z akumulatora.

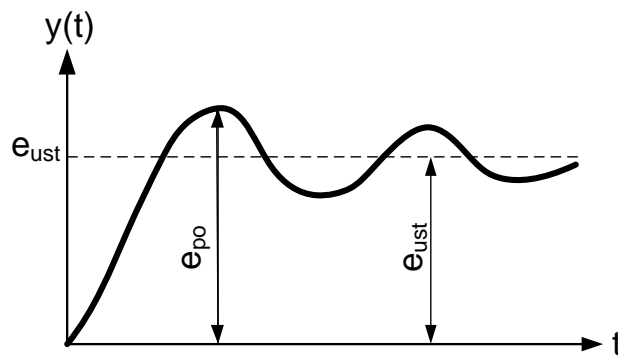
3b. Zbudować układ hydrauliczny z akumulatorem hydraulicznym jako tłumikiem nadwyżek dynamicznych ciśnienia w układzie hydraulicznym i łagodzącym rozruch - rys. 9.



**Rys. 9.** Schemat stanowiska z akumulatorem jako tłumik nadwyżek dynamicznych ciśnienia:  
 1 - pompa, 2 - zawór bezpieczeństwa, 3 - rozdzielacz 4/3, 4 - siłownik, 5 - manometr cyfrowy,  
 6 - rozdzielacz 4/2, 7 - akumulator hydrauliczny, 8 - manometr, 9 - zawór dławiąco-zwrotny.

Przed uruchomieniem pompy 1 rozładować akumulator 7 (zawór 6 w pozycji jak na rysunku powyżej), manometr 8 powinien wskazywać 0. Siłownik 4 powinien być maksymalnie wysunięty. Przesterować rozdzielacz 6 w drugą, skrajną pozycję (łącząc P z A) - akumulator włączony w układ. Przesterować rozdzielacz 3 tak aby połączone zostały kanały: P z B oraz A z T. Włączyć pompę 1 obserwując proces rozruchu siłownika 4 i rejestrując w tym czasie maksymalną wartość ciśnienia na manometrze cyfrowym 5. Proces rozruch powtórzyć dla przypadku gdy akumulator jest odłączony od układu (rozdzielacz 6 w prawej skrajnej pozycji). Zarejestrować maksymalną wartość ciśnienia podczas rozruchu - manometr cyfrowy 5. Stany przejściowe porównać używając jako wskaźnika jakości dynamicznej współczynnika nadwyżki dynamicznej, zdefiniowanego jako:

$$\varphi_d = \frac{e_{po} - e_{ust}}{e_{ust}} \quad (6)$$



Rys. 5: Przebieg przejściowy wywołany wymuszeniem skokowym

Współczynnik ten jest miarą maksymalnych obciążeń naprężeń jakie mogą powstać w układzie w czasie trwania procesu przejściowego.

Badania przeprowadzić bez udziału zaworu bezpieczeństwa. Podać ponadto wartość ciśnienia przy której obciążony siłownik zaczyna się przemieszczać i porównać ją z teoretyczną. Wskazać przyczyny ewentualnych różnic.

Dane układu potrzebne do obliczeń:

- Średnica tłoka  $D = 25$  mm,
- średnica tłoczyska  $d = 16$  mm,
- wydajność jednostkowa pompy  $q_p = 4,3$  cm<sup>3</sup>/obr,
- prędkość obrotowa na wałku pompy  $n_p = 1450$  obr/min.

Niezbędne wzory podaje prowadzący w trakcie ćwiczenia.

#### 4. Wnioski/notatki.

Sprawozdanie wykonać zgodnie z zaleceniami prowadzącego.

## 5. Literatura

1. Dyrektywa nr 98/37/WE
2. Dyrektywa 2000/14/WE
3. Dyrektywa 2003/10/EG
4. Tomczyk J.: *Modele dynamiczne elementów i układów napędowych hydrostatycznych*. WNT Warszawa 1999.
5. Palczak E.: *Dynamika elementów i układów hydraulicznych*. Wydawnictwo Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wrocław-Warszawa-Kraków, 1999.
6. Kudźma Z, i inni: *Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia jako filtr akustyczny układów hydrostatycznych*. Raport: SPR nr 17/2006 Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska
7. Watton I.: *Fluid power systems. Modeling, simulation, analog and microcomputer control*. Prentice Hall International (UK) L.t.d. 1989.
8. Fiebig W., Kudźma Z.: *Rozruch przekładni hydrostatycznej z udziałem maksymalnego zaworu*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 1990 nr 6.
9. Kudźma Z.: *Obniżenie hałasu przekładni hydrostatycznej podczas rozruchu*. *Hydraulika i Pneumatyka* 2001 nr.6 s.
10. Kudźma Z. Łomotowski G.: *Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu*. *Hydraulika i Pneumatyka* nr 3 2009 r .
11. Kollek W., Kudźma S., Kudźma Z., Stosiak M.: *Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na hałas podczas rozruchu hydrostatycznego układu napędowego* . *Hydraulika i Pneumatyka*. 2010, R. 30, nr 1, s. 17-20,