

Maciej OLEJNIK¹, Andrzej KOSUCKI¹

¹Politechnika Łódzka, 800528@edu.p.lodz.pl, andrzej.kosucki@p.lodz.pl

BADANIA EKSPERYMENTALNE ZAWORU CIŚNIENIOWEGO O ZMODYFIKOWANEJ KONSTRUKCJI

Streszczenie: W artykule przedstawiono badania eksperymentalne dynamiki hydrostatycznego układu napędowego sterowanego rozdzielaczem, zasilanego pompą o stałej wydajności jednostkowej i wyposażonego w zawór ciśnieniowy o zmodyfikowanej konstrukcji. Przedstawiono schematy konstrukcyjne i ideowy zaworu i opisano zasadę jego działania. Badania przeprowadzone na eksperymentalnym stanowisku badawczym umożliwiły uzyskanie charakterystyk statycznych i dynamicznych zaworu zmodyfikowanego. Określono wpływ współczynnika dławienia oraz natężenia przepływu na działanie zaworu zmodyfikowanego. Przedstawiono także porównanie charakterystyk statycznych zaworu zmodyfikowanego i zaworu o zwyczajnej konstrukcji.

1. Wstęp

Napędy hydrostatyczne, ze względu na szereg zalet, ciągle znajdują zastosowanie w budowie maszyn, w tym w układach napędowych maszyn roboczych. Każdy układ hydrostatyczny musi być wyposażony w co najmniej jeden zawór ciśnieniowy, pełniący rolę zaworu bezpieczeństwa, ograniczającego wzrost ciśnienia, podobnie, jak układ elektryczny musi być wyposażony w bezpiecznik ograniczający wzrost natężenia prądu. Szczególnie ważną rolę spełniają zawory ciśnieniowe w układach hydrostatycznych zasilanych pompami o stałej wydajności i sterowanych rozdzielaczami. Napędy maszyn roboczych pracują bardzo często dynamicznie, w cyklach roboczych, złożonych z rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania, które realizowane jest często na drodze hydraulicznej. Szybkie przesterowanie rozdzielacza, przy przejściu do kolejnej fazy cyklu roboczego, wywołuje przeważnie gwałtowny wzrost ciśnienia, który musi być ograniczany za pomocą zaworu ciśnieniowego. Istotna w takim przypadku staje się charakterystyka dynamiczna zaworu i dobre rozpoznanie zjawisk towarzyszących pracy takim układem.

W artykule [1] zwrócono uwagę na zjawiska zachodzące podczas rozruchu dźwignic, z napędem hydrostatycznym, z pompą o stałej wydajności. Badania symulacyjne, potwierdzone eksperymentalnie, wykazują oscylacyjny charakter drgań ciśnienia po szybkim przesterowaniu rozdzielacza dla spowodowania rozruchu układu. Maksymalna amplituda drgań ciśnienia, może osiągać wartości znacznie przekraczające wartości ciśnienia statycznego, występującego w ruchu ustalonym – przy stałej prędkości silnika hydraulicznego i maszyny. Wysokie wartości przeciążeń

dynamicznych mają oczywisty, negatywny wpływ na trwałość elementów maszyn, a także inne własności eksploatacyjne.

W pracach [2, 3] przedstawiono niekorzystny wpływ pulsacji ciśnienia oraz jego maksymalnych wartości na hałas emitowany przez przekładnię hydrostatyczną.

Zawór ciśnieniowy może być elementem zmniejszającym niekorzystne w skutkach zjawiska dynamiczne, zachodzące podczas stanów nieustalonych pracy układów hydrostatycznych o stałej wydajności, sterowanych za pomocą rozdzielaczy. W pracy [4] zaproponowano modyfikację dwustopniowego zaworu ciśnieniowego, powodującą ograniczenie niekorzystnych obciążeń dynamicznych za pomocą automatycznej regulacji przebiegu ciśnienia w okresie rozruchu układu. Przy wykonywaniu tych badań nie dysponowano jeszcze technikami komputerowymi i pomiarowymi jakimi dysponujemy obecnie.

2. Konstrukcja i działanie zaworu zmodyfikowanego

Na rysunku 1 przedstawiono schemat konstrukcyjny i ideowy zaworu zmodyfikowanego. Oznaczenia odpowiadających sobie elementów są takie same.

W dwustopniowym zaworze przelewowym, zwyczajnej konstrukcji, wartość ciśnienia otwarcia zaworu p_z , jest wartością stałą, nastawianą mechanicznie poprzez śrubę regulacyjną. Przyjmuje się, że ciśnienie otwarcia zaworu odpowiada wartości ciśnienia w punkcie przecięcia zlinearyzowanej części charakterystyki statycznej zaworu z osią ciśnienia. Za pomocą śruby regulacyjnej nastawiane jest ugięcie wstępne sprężyny, o sztywności k_g , zaworu grzybkowego I stopnia. W efekcie wywierana jest siła na grzybek zaworu.

Modyfikacja konstrukcji zaworu, polega na zastąpieniu mechanicznej regulacji ciśnienia otwarcia zaworu p_z – regulacją automatyczną. W tym przypadku, w stanie nieustalonym pracy układu, wartość ciśnienia otwarcia zaworu p_z nie jest wartością stałą, lecz zmienną w czasie. Ciśnienie to narasta od wartości początkowej p_{zI} , wynikającej z ugięcia wstępnego sprężyny (5), nastawianego za pomocą śruby regulacyjnej (1).

W pierwszej fazie pracy układu śruba (1), poprzez zespół popychacz - tłoczek (4), wywiera nacisk na sprężynę (5) zaworu sterującego. Komora (3) tłoczka (4b), automatycznie regulującego napięcie sprężyny (5), poprzez zawór dławiąco-zwrotny (2), połączona jest z linią wysokiego ciśnienia (10). Ciśnienie p_z może wzrosnąć maksymalnie do wartości p_{zII} , która odpowiada maksymalnemu ugięciu sprężyny(5) zaworu I stopnia. Regulowane jest to położeniem odsadzenia (11) względem korpusu (12) zaworu dwustopniowego.

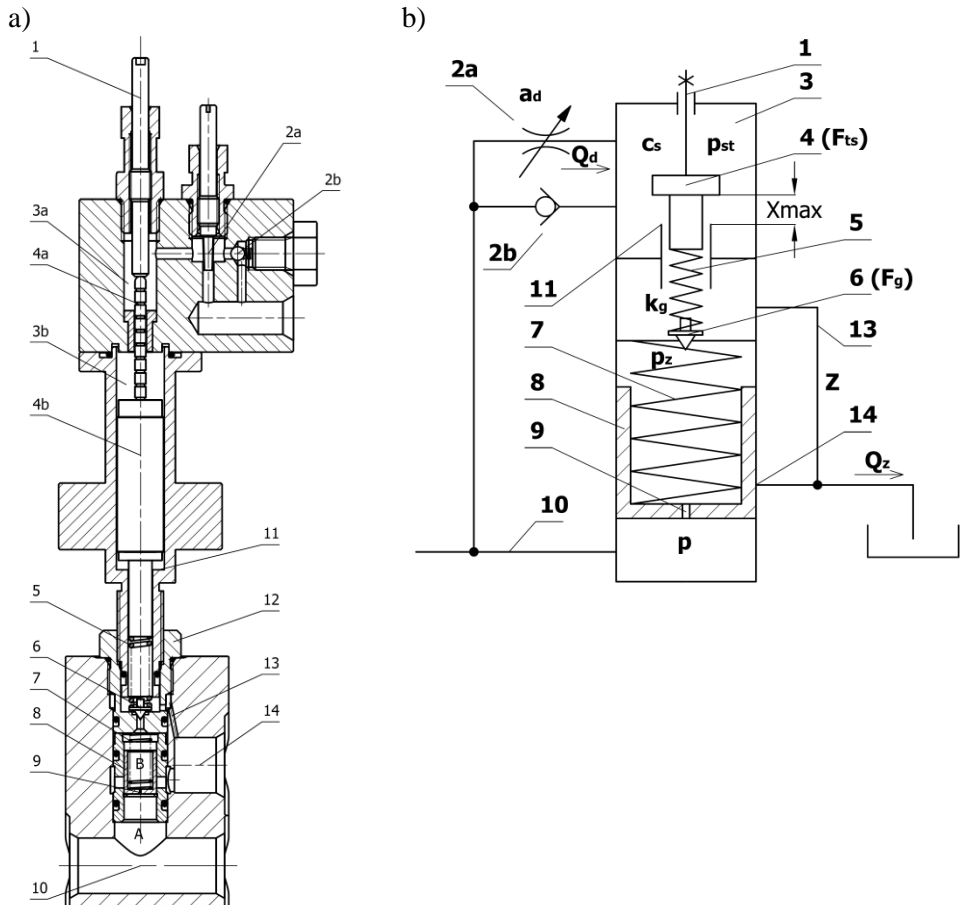
Można wyodrębnić trzy obszary pracy zaworu, których zakres zależy od nastaw ciśnień p_{zI} i p_{zII} . Proporcjonalne do nich są wartości p_{stI} oraz p_{stII} .

$$p_{stI,II} = p_{zI,II} \cdot \frac{F_g}{F_{ts}} \quad (1)$$

gdzie :

F_g - pole powierzchni czynnej grzybka (6) zaworu I stopnia [m²]

F_{ts} - pole powierzchni czynnej tłoczka sterującego [m²]



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny: a) oraz ideowy b) zaworu przelewowego o zmodyfikowanej konstrukcji

Pierwszy obszar pracy występuje dla wartości ciśnienia sterującego p_{st} w komorze tłoczka (3), nie przekraczającej p_{stl} . Na grzybek (6) zaworu sterującego działa siła, pochodząca od ugięcia wstępnego sprężyny (5). Z wartości tej siły i pola czynnego przekroju grzybka (6) wynika początkowe ciśnienie otwarcia zmodyfikowanego zaworu przelewowego p_{zl} . Zatem :

$$p_{zl} = \frac{k_g \cdot x_0}{F_g} \quad (2)$$

Ciśnienie w układzie jest mniejsze, niż p_{zl} , zatem zawór I stopnia pozostaje zamknięty. Ciśnienia w komorze A oraz B, poprzez kapilarę (9) w tłoczku (8), są wyrównane. Na skutek działania siły pochodzącej od ugięcia sprężyny (7), tłoczek (8) dociśnięty jest do swojego gniazda. Kanał wlotowy (10) zaworu nie jest połączony z kanałem odprowadzającym (14) olej do zbiornika. Czynnik roboczy poprzez zawór dławiąco-zwrotny (2) dostaje się do komory (3) tłoczka sterującego (4). Następuje wzrost ciśnienia sterującego p_{st} w komorze (3). Gdy ciśnienie w układzie przekroczy wartość p_{zl} , grzybek (6) zaworu sterującego uniesie się, otwierając przepływ z komory B do zbiornika, poprzez kanał Z (13). Ciśnienie w komorze B spadnie. Na skutek różnicy ciśnień między komorą A oraz B, tłoczek (8) zaworu głównego przemieści się do góry, łącząc kanał wlotowy (10) zaworu z kanałem odprowadzającym (14) ciecz roboczą do zbiornika. Autor prac [4, 5] na podstawie bilansu przepływu w komorze (3) wyprowadził zależność określającą przebieg ciśnienia sterującego p_{st} :

$$c_s \cdot \frac{dp_{st}}{dt} = a_d \cdot (p - p_{st}) \quad \text{dla} \quad p_{st} \leq p_{stl} \quad (3)$$

gdzie :

c_s - pojemność komory sterującej [m^5/N]

a_d - współczynnik dławienia zaworu dławiąco-zwrotnego $\left[\frac{m^5}{N \cdot s} \right]$

p - ciśnienie w linii wysokiego ciśnienia [Pa]

Przebieg natężenia przepływu przez zawór uzyskano z modelu dynamicznego, traktującego zawór ciśnieniowy, jako człon inercyjny I rzędu.

$$\begin{cases} T_z \cdot \frac{dQ_z}{dt} + Q_z = h_z \cdot (p - p_{zl}) & \text{dla} \quad p > p_{zl} \\ Q_z = 0 & \text{dla} \quad p \leq p_{zl} \end{cases} \quad (4)$$

gdzie :

T_z - stała czasowa zaworu ciśnieniowego [s]

Q_z - natężenie przepływu przez zawór ciśnieniowy [m^3/s]

h_z - współczynnik wzmocnienia zaworu ciśnieniowego $\left[\frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right]$

Drugi obszar pracy zaworu zmodyfikowanego znajduje się w zakresie ciśnienia sterującego p_{st} od wartości p_{stI} do wartości p_{stII} . Wzrost wartości ciśnienia w komorze (3) tłoczka (4) powyżej wartości p_{stI} powoduje jego przemieszczenie w dół, na skutek którego zwiększa się ugięcie sprężyny (5) zaworu I stopnia. Oznacza to, iż wartość ciśnienia otwarcia zaworu p_z również wzrasta. W drugim obszarze pracy, ciśnienie p_z jest wartością zmienną w czasie i jest proporcjonalne do ciśnienia p_{st} . Zatem :

$$p_{st} = p_z \cdot \frac{F_g}{F_{ts}} \quad (5)$$

Przebieg ciśnienia sterującego w II obszarze pracy został wyznaczony z równowagi sił działających na tłoczek (4) oraz bilansu przepływu w komorze (3).

$$\left(\frac{F_{ts}^2}{a_d \cdot k_g} + \frac{c_s}{a_d} \right) \cdot \frac{dp_{st}}{dt} + p_{st} = p \quad (6)$$

gdzie:

k_g - sztywność sprężyny zaworu I stopnia [N/m]

Natomiast przepływ przez zawór określony jest poniższą zależnością :

$$\begin{cases} T_z \cdot \frac{dQ_z}{dt} + Q_z = h_z \cdot (p - p_z) & \text{dla } p > p_z \\ Q_z = 0 & \text{dla } p \leq p_z \end{cases} \quad (7)$$

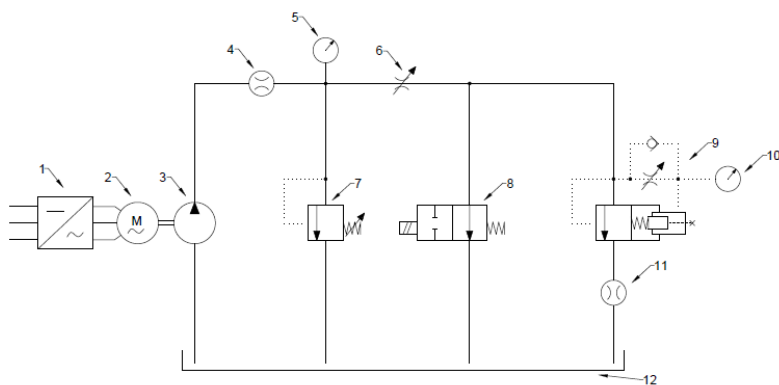
Trzeci obszar pracy nastąpi, gdy ciśnienie sterowania p_{st} przekroczy wartość p_{stII} , co odpowiada wartości ciśnienia otwarcia zaworu $p_z = p_{zII}$. Tłoczek (4) sterujący ugięciem sprężyny (5) I stopnia zaworu znajduje się w krańcowym położeniu, oparty o odsadzenie (11). Dalszy wzrost ciśnienia p_{st} nie powoduje wzrostu wartości ciśnienia p_z . Zawór zmodyfikowany pracuje jak zawór zwyczajny o wartości ciśnienia otwarcia zaworu równej p_{zII} . Przepływ przez zawór w trzecim obszarze pracy opisany jest poniższą zależnością :

$$\begin{cases} T_z \cdot \frac{dQ_z}{dt} + Q_z = h_z \cdot (p - p_{zII}) & \text{dla } p > p_{zII} \\ Q_z = 0 & \text{dla } p \leq p_{zII} \end{cases} \quad (8)$$

3. Badania eksperymentalne

W celu przeprowadzenia badań eksperymentalnych zaworu przelewowego o zmodyfikowanej konstrukcji przygotowane zostało

stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiony jest na rysunku 2. Do regulacji prędkości obrotowej zastosowano napęd falownikowy (1, 2). Z wałem silnika sprzęgnięta jest pompa zębata (3), o stałym wydatku, firmy PARKER, seria PGP500. Poprzez regulację prędkości obrotowej wału silnika regulowane jest natężenie przepływu generowane przez pompę wyporową. Natężenie przepływu w linii wysokiego ciśnienia, na wyjściu z pompy, mierzone jest przepływomierzem turbinkowym (4) PMB 1500, o zakresie pomiarowym do 25 l/min. Ciśnienie w linii wysokiego ciśnienia mierzone jest czujnikiem ciśnienia produkcji HMB. Układ hydrauliczny, w celu zabezpieczenia przed nadmiernym obciążeniem, wyposażony jest w zawór ciśnieniowy (7). Zawór dławiący (6) służy do wyznaczania charakterystyki statycznej pompy. Ciśnienie w komorze sterującej zmodyfikowanego zaworu (9), również mierzone jest czujnikiem ciśnienia (10) produkcji HMB. Natężenie przepływu przez badany zawór mierzone jest przepływomierzem turbinkowym PMB 1500 (11). W układzie hydraulicznym, równoległe do badanego zaworu, podłączony jest zawór odcinający (8) sterowany elektromagnesem. Sygnały pomiarowe odczytywane są przez wzmacniacz pomiarowy Spider 8, natomiast przebieg badań jest rejestrowany przez program CATMAN v. 6.0.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego

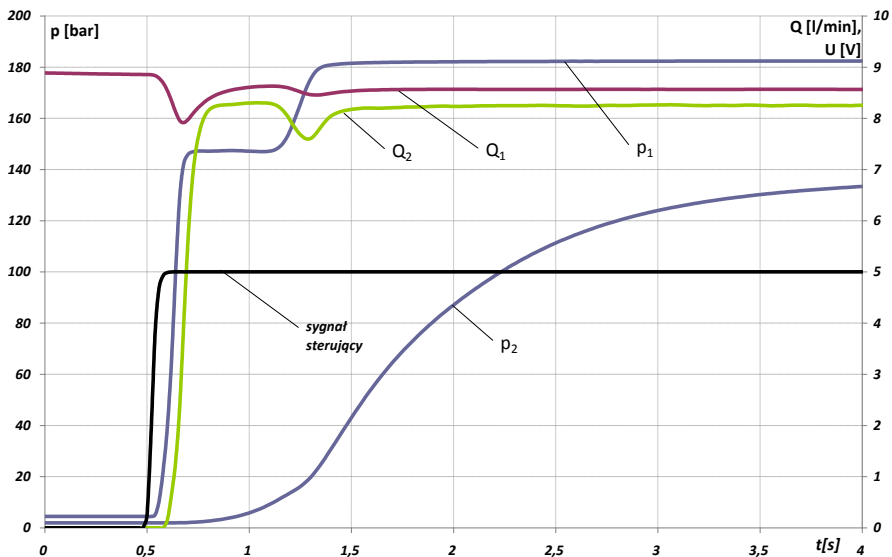
Na stanowisku zbadano odpowiedź dynamiczną zmodyfikowanego zaworu na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu. Skokową zmianę natężenia przepływu przez badany zawór uzyskano poprzez szybkie przesterowanie zaworu odcinającego (8), podając sygnał napięciowy na elektromagnes sterujący jego pracą. Sygnał ten również jest odczytywany i rejestrowany. W normalnym położeniu pracy zaworu odcinającego, zawór ten łączy wylot tłoczny pompy ze zbiornikiem (12). W układzie panuje niskie ciśnienie wynikające z oporu przepływów cieczy roboczej w obiegu zwartym, badany zawór pozostaje zamknięty. Po przesterowaniu zaworu

odcinającego (8) przepływ z wylotu tłocznego pompy do zbiornika przez zawór (8) zostaje zamknięty, a cały wydatek pompy zostaje skierowany do przewodu wlotowego badanego zaworu zmodyfikowanego. W podobny sposób przeprowadzono badania dynamiki tradycyjnego zaworu przelewowego II stopniowego ZP-160-10.

Na stanowisku badawczym wyznaczono również charakterystykę statyczną zaworu zmodyfikowanego oraz tradycyjnego zaworu przelewowego II stopniowego ZP-160-10. W tym celu zawór odcinający (8) został zamknięty. Na falowniku zadawano prędkość obrotową zespołu silnik-pompa zębata, w celu zmiany natężenia przepływu generowanego przez pompę.

Ciśnienie otwarcia zaworu (7) zostało ustawione na wartość wyższą niż badanych zaworów przelewowych w celu uniknięcia jego wpływu na wyniki pomiarów.

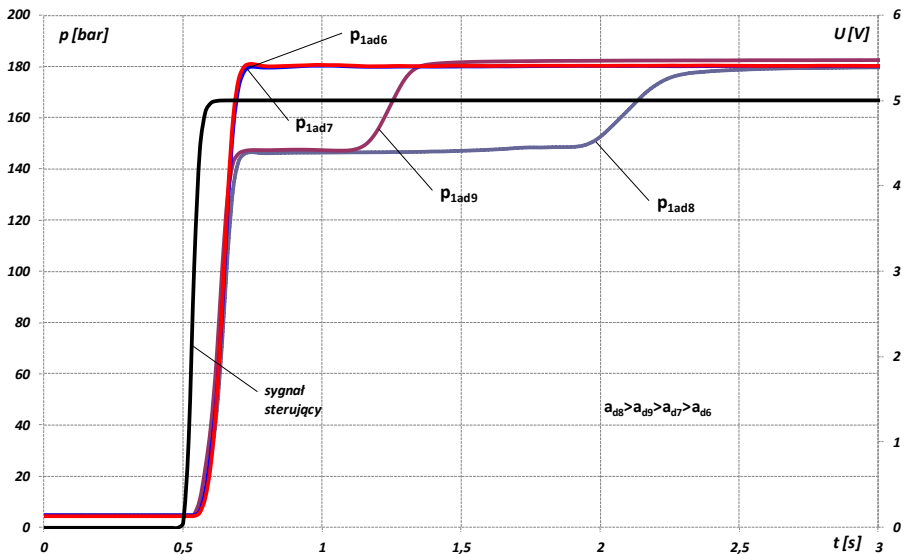
W trakcie przeprowadzania badań eksperymentalnych zbadano odpowiedź dynamiczną zaworu o zmodyfikowanej konstrukcji na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu. Na rysunku 3 przedstawiono przebieg ciśnienia p_1 w układzie, ciśnienia p_2 w komorze sterującej zaworu, natężenia przepływu Q_1 na wylocie z pompy, natężenia przepływu Q_2 na wylocie z zaworu ciśnieniowego oraz napięciowego sygnału sterującego pracą zaworu odcinającego.



Rys. 3. Odpowiedź dynamiczna zmodyfikowanego zaworu przelewowego

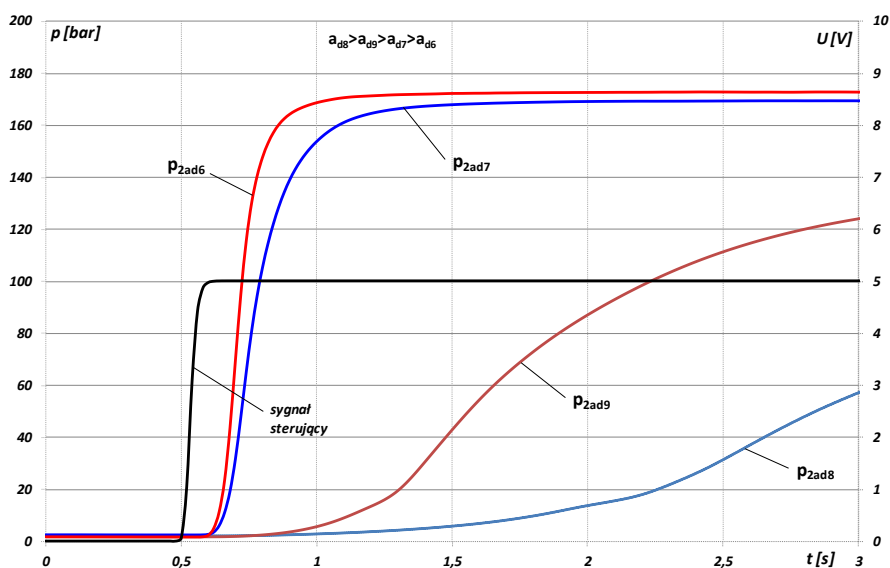
Na wykresie można zaobserwować trzy obszary pracy zaworu zmodyfikowanego. Ciśnienie w układzie szybko wzrasta do początkowej

wartości ciśnienia otwarcia zaworu p_{zI} ustawionej za pomocą śruby regulacyjnej. W trakcie przeprowadzania badania wartość p_{zI} ustawiona została na ok. 150 bar. Jest to pierwszy obszar pracy zaworu. Z pewnym opóźnieniem, ciśnienie p_2 w komorze sterującej zaczyna wzrastać, jednakże tłoczek sterujący napięciem sprężyny zaworu I stopnia pozostaje w spoczynku. Przez pewien czas, w układzie panuje ciśnienie odpowiadające początkowej wartości ciśnienia otwarcia zaworu. Gdy ciśnienie p_2 przekroczyło odpowiednią wartość (ok. 10-11 bar), wystarczającą do pokonania siły pochodzącej od napięcia wstępnego sprężyny zaworu I stopnia, nastąpił ruch tłoczka sterującego, a zawór zmodyfikowany znalazł się w drugim obszarze pracy. Na wykresie można to zaobserwować poprzez wzrost ciśnienia p_1 w układzie od wartości p_{zI} do maksymalnej wartości ciśnienia otwarcia zaworu p_{zII} . W trakcie badań, wartość p_{zII} została ustawiona na ok. 180 bar. W drugim obszarze pracy zaworu, poprzez dodatnie sprzężenie zwrotne komory sterującej z linią wysokiego ciśnienia, następuje gwałtowniejsze narastanie wartości ciśnienia p_2 . Gdy wartość ciśnienia p_1 osiągnie maksymalną wartość ciśnienia otwarcia zaworu p_{zII} , zawór znajduje się w trzecim obszarze pracy. Tłoczek sterujący opiera się o odsadzenie, przez co jego dalszy ruch jest niemożliwy i pozostaje w spoczynku. Ciśnienie p_1 w układzie utrzymywane jest na stałym poziomie, natomiast ciśnienie p_2 asymptotycznie wzrasta do wartości wynikającej ze współczynnika dławienia ustawionego na zaworze dławiająco-zwrotnym i przecieków wewnętrznych w badanym zaworze.



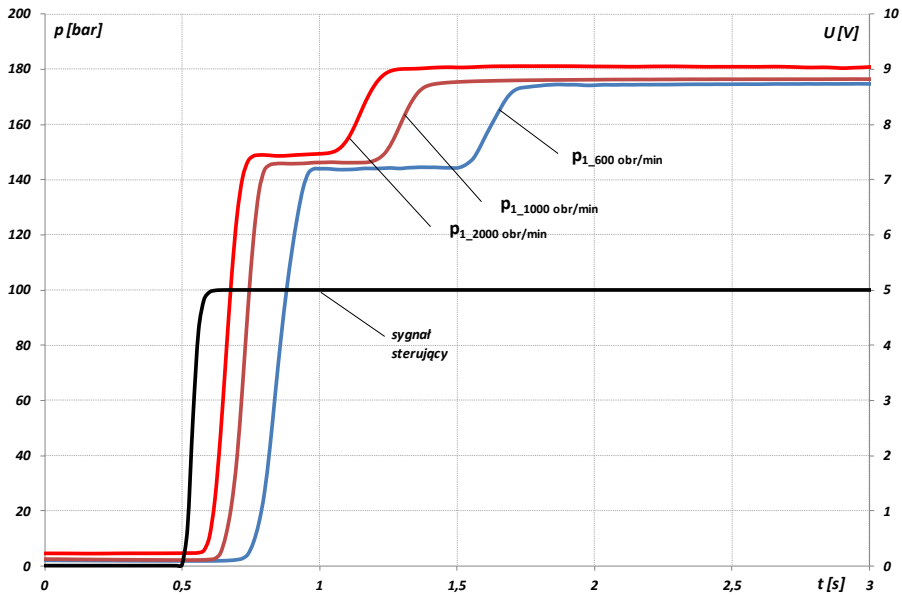
Rys. 4. Wpływ współczynnika dławienia na przebieg wartości ciśnienia w układzie

Na rysunku 4 przedstawiono wpływ współczynnika dławienia a_d na przebieg ciśnienia p_1 w układzie w stanie nieustalonym. Dla najmniejszych wartości współczynnika dławienia a_{d6} oraz a_{d7} nie można wyróżnić obszarów pracy zaworu zmodyfikowanego. Ciśnienie p_1 w układzie gwałtownie wzrasta do wartości p_{zII} ustawionej w trakcie przeprowadzania badań na ok. 180 bar. Działanie zaworu zmodyfikowanego zbliżone jest do tradycyjnego zaworu przelewowego II stopniowego. Dla większych wartości współczynnika dławienia a_{d8} i a_{d9} , przy czym $a_{d8} > a_{d9}$, można zaobserwować trzy obszary pracy zaworu zmodyfikowanego. Na podstawie uzyskanych wyników badań można stwierdzić, iż czas trwania pierwszego obszaru pracy zależy od współczynnika dławienia a_d . Czym większe dławienie ustawione na zaworze dławiająco-zwrotnym, tym czas trwania I obszaru pracy jest dłuższy. Parametr ten ma również wpływ na przebieg ciśnienia p_1 w drugim obszarze pracy badanego zaworu. Dla większej wartości współczynnika a_d , wartość ciśnienia p_1 łagodniej narasta, przez co czas trwania drugiego obszaru pracy również jest dłuższy dla nastaw z większym dławieniem.



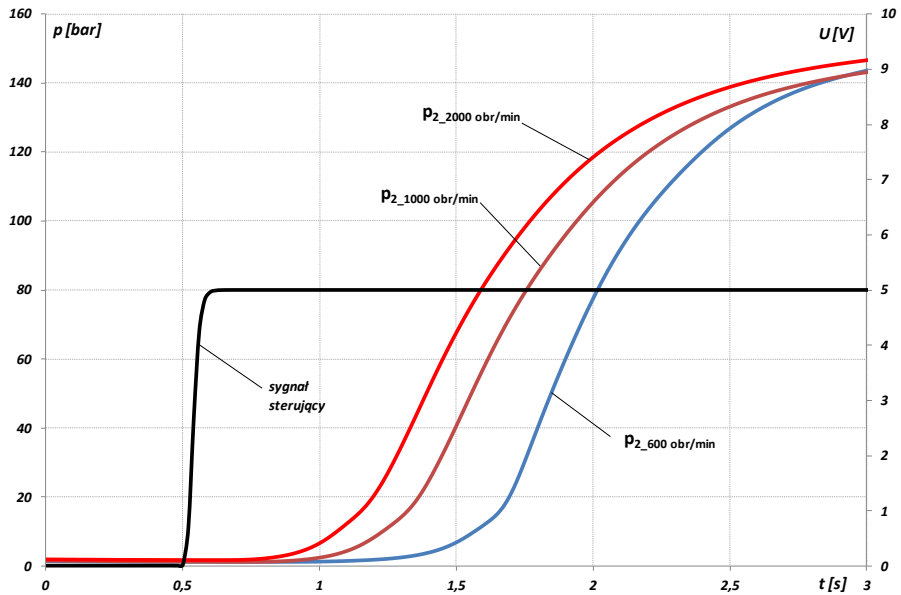
Rys. 5. Wpływ współczynnika dławienia na przebieg wartości ciśnienia sterującego

Zbadano również wpływ dławienia między linią wysokiego ciśnienia a komorą sterującą na przebieg ciśnienia p_2 . Rezultaty przedstawiono na rys.6. Można zaobserwować, że czym większa wartość współczynnika a_d , tym łagodniejsze narastanie wartości ciśnienia p_2 .



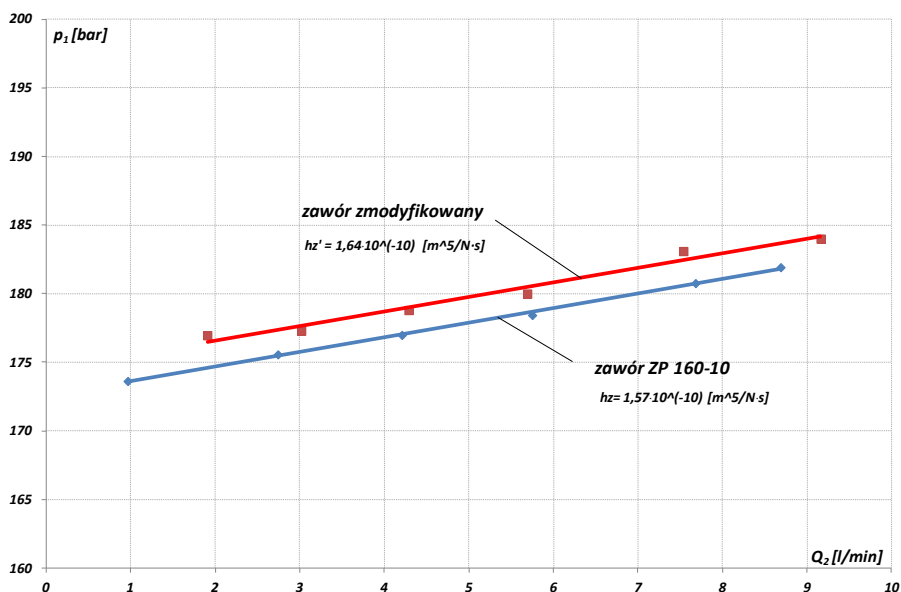
Rys. 6. Wpływ natężenia przepływu na przebieg ciśnienia p_1

Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono odpowiedź dynamiczną zaworu zmodyfikowanego na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu dla różnych wartości natężenia przepływu, przy jednakowych nastawach współczynnika dławienia zaworu dławiącego oraz ciśnień otwarcia zaworu p_{zI} oraz p_{zII} . Na wykresie znajdującym się na rysunku 6 porównano przebieg w czasie ciśnienia p_1 w układzie. Można zaobserwować, że dla najmniejszej prędkości obrotowej pompy zębatej, a zatem dla najmniejszego natężenia przepływu, ciśnienie p_1 zaczyna wzrastać z największym opóźnieniem. Natomiast dla największego natężenia przepływu, ciśnienie p_1 zaczyna wzrastać z najmniejszym opóźnieniem. Z uzyskanych odpowiedzi dynamicznych można również wywnioskować, iż czym mniejsza wartość natężenia przepływu przez badany zawór, tym dłużej znajduje się on w pierwszym obszarze pracy. Zatem przedział czasu, w którym w układzie panuje ciśnienie p_{zI} jest dłuższy. Wartość natężenia przepływu przez zawór o zmodyfikowanej konstrukcji ma nieznaczny wpływ na drugi obszar pracy zaworu, gdy ciśnienie otwarcia p_z jest zmienne w czasie. Różnice wartości ciśnień p_{zI} oraz p_{zII} dla różnych wartości natężenia przepływu wynikają z charakterystyki statycznej zaworu przelewowego.



Rys. 7. Wpływ natężenia przepływu na przebieg ciśnienia p_2 w komorze sterującej

Na rysunku 7 przedstawiono wpływ natężenia przepływu przez zawór na przebieg ciśnienia p_2 w komorze sterującej. Można zaobserwować, iż czym mniejsza wartość natężenia przepływu, tym większe opóźnienie w czasie narastania wartości ciśnienia p_2 w odpowiedzi na skokową funkcję wymuszającą.



Rys. 8. Charakterystyki statyczne zaworu zmodyfikowanego i zaworu przelewowego ZP 160-10

Na rysunku 8 porównano charakterystyki statyczne zaworu o konstrukcji zmodyfikowanej oraz zaworu przelewowego ZP 160-10. Z wykresu można wywnioskować, iż modyfikacja zaworu nie ma wpływu na jego charakterystykę statyczną. Wartości współczynnika wzmocnienia są zbliżone do siebie. Dla zaworu o zmodyfikowanej konstrukcji wartość współczynnika wzmocnienia h_z wynosi $1,64 \cdot 10^{-10} \left[\frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right]$, natomiast dla zaworu bez modyfikacji – $h_z = 1,57 \cdot 10^{-10} \left[\frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right]$.

4. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i uzyskanych wyników, można wyciągnąć następujące wnioski :

- w działaniu zaworu o zmodyfikowanej konstrukcji można wyróżnić trzy obszary pracy
- współczynnik dławienia w sprzężeniu zwrotnym między linią wysokiego ciśnienia a komorą sterującą ma wpływ na przebieg ciśnienia p_1 w pierwszym i drugim obszarze pracy oraz przebieg ciśnienia p_2 w komorze sterującej

- przebieg ciśnienia p_2 w komorze sterującej ma charakter członu inercyjnego II rzędu
- natężenie przepływu przez zawór ma wpływ na opóźnienia w czasie odpowiedzi przebiegu ciśnienia p_1 oraz p_2 na skokową funkcję wymuszającą
- modyfikacja konstrukcji zaworu ma wpływ na jego pracę w stanie nieustalonym, nie ma natomiast wpływu na jego charakterystykę statyczną

Wydaje się pożądane wykonanie badań teoretycznych dla opracowania bardziej szczegółowego modelu dynamicznego zaworu zmodyfikowanego oraz badań symulacyjnych, które mogą być wykorzystane dla opracowania nowszej wersji rozwiązania konstrukcyjnego zaworu.

Abstract: This paper is focused on operation of the modified two-stage pressure relief valve. The set pressure of the valve is a time variable during a transient response of the system. Dynamic response of the modified valve was examined. Also, the influence of the throttle coefficient and the flow rate through the valve were investigated. The static characteristics of the modified valve and the traditional two-stage pressure relief valve were compared.

Literatura

- [1] STRYCZEK S.: Zjawiska rozruchu dźwignic z napędem hydrostatycznym tłokowym. Archiwum Budowy Maszyn 1967, t.XV, z.2, str. 201-224.
- [2] KUDŹMA Z.: Obniżenie hałasu przekładni hydrostatycznej podczas rozruchu. Hydraulika i Pneumatyka 6/2001
- [3] KUDŹMA Z., ŁOMOTOWSKI G.: Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu. Hydraulika i Pneumatyka 3/2009, str. 5-10
- [4] TOMCZYK J.: Wpływ przebiegu zmienności ciśnienia na dynamikę rozruchu układu z napędem hydrostatycznym o stałym wydatku. Praca Doktorska. Politechnika Łódzka 1978.
- [5] TOMCZYK J.: Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Fundacja Książka Naukowo-Techniczna. Warszawa 1999.