

ŁUKASZ STAWIŃSKI

Wydział Mechaniczny

Politechnika Łódzka

Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn

Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, Polska

E-mail: lukasz.stawinski@p.lodz.pl

Eksperymentalne i modelowe badania układu hydraulicznego z zaworami hamującymi typu counterbalance stosowanymi w układach dźwigowych z obciążeniem biernym i czynnym.

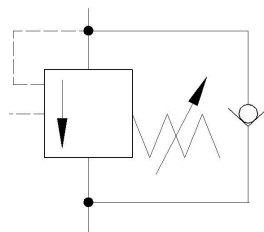
Słowa kluczowe: bezpieczeństwo obsługi maszyn, układy hydrostatyczne, zawór hamujący, counterbalance, dźwigi koszowe, żurawie.

Streszczenie: Artykuł opisuje budowę oraz zasadę działania zaworu hamującego typu counterbalance oraz wpływ jego nastaw na bezpieczeństwo pracy układów hydrostatycznych przy zmieniającym się obciążeniu, a w szczególności problem drgań i niestabilności pracy takiego układu hydrostatycznego po zatrzymaniu i ponownym uruchomieniu po przejściu z obciążenia biernego na czynne. Opracowane zostały modele matematyczne i fizyczne zaworu oraz układu hydrostatycznego ze zmiennym obciążeniem, które zweryfikowano na stanowisku badawczym, na którym możliwe jest kształtowanie dowolnych przebiegów i wymuszeń. Zamieszczone zostały charakterystyki statyczne i dynamiczne zaworu oraz przebiegi kluczowych parametrów pracy układu hydrostatycznego, które mają wpływ na jego właściwości użytkowe. Przeprowadzone badania symulacyjne identyfikują krytyczne parametry konstrukcyjne zaworu, które mają kluczowe znaczenie na zachowanie się zaworu, a co za tym idzie, układu hydrostatycznego.

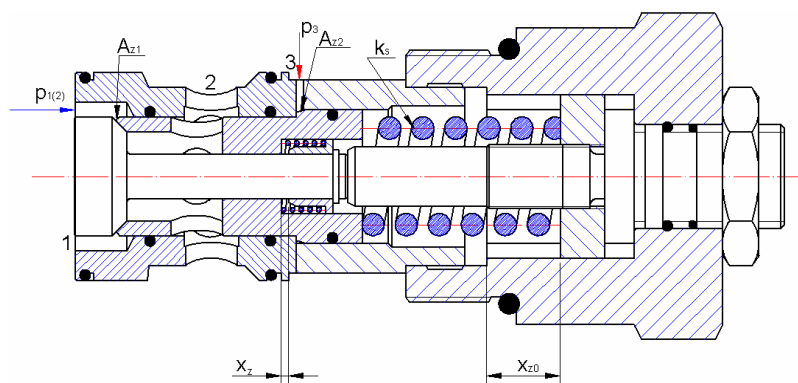
1. Wprowadzenie

Układy hydrostatyczne ze zmiennym, co do kierunku i wartości, obciążeniem elementu wykonawczego w postaci siłownika hydraulicznego stosuje się powszechnie w wielu gałęziach przemysłu. Spotykane są różne rozwiązania hydrauliczne z użyciem odpowiednich zaworów hamujących (rys.1), których zadaniem jest m.in. hamowanie tłoczyska obciążonego ładunkiem, gdzie zachodzi potrzeba odbierania mocy podczas jego opuszczania, m.in. w koparkach, ładowarkach kołowych lub żurawiach. Przy odpowiedniej nastawie, zawór kontroluje również ruch tłoczyska przy zmieniającym się jego obciążeniu, co do wartości oraz kierunku, w trakcie całego cyklu pracy (np. wysuw oraz ruch powrotny tłoczyska). Zapewnia w ten sposób stabilną pracę układu zarówno przy sile obciążającej czynnej (wektory siły i prędkości mają ten sam zwrot) jak i biernej (wektory siły i prędkości mają zwrot przeciwny). Przykłady zastosowania zaworów hamujących to m.in. podnośniki koszowe, żurawie hydrauliczne, czy układy

podnoszenia pojemników przy śmieciarkach. Co ważne, wszystkie hydrauliczne maszyny robocze w EU, które pracują jako żurawie lub podnoszą ładunki powyżej 1 tony muszą być zabezpieczone przed zerwaniem przewodów. Zabezpieczenie to jest realizowane właśnie poprzez zawory hamujące. Podstawowym europejskim dokumentem opisującym zasadnicze wymagania bezpieczeństwa dla obecnie wprowadzanych do obrotu lub oddawanych do użytku maszyn na terenie Unii Europejskiej jest Dyrektywa 2006/42/WE. W zakresie hydraulicznych układów i elementów maszyn obecnie aktualną normą zharmonizowanymi z Dyrektywą 2006/42/WE jest PN-EN ISO 4413 (Napędy i sterowania hydrauliczne – Ogólne zasady i wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów i ich elementów). Jedną z istotnych funkcji normy jest uświadomienie producentom maszyn, osobom modernizującym maszyny itd., jakie zagrożenia wiążą się z wykorzystaniem instalacji hydraulicznych. Do najbardziej znaczących można zaliczyć m.in. te o pochodzeniu typowo mechanicznym, np. związane z poruszaniem się elementów wykonawczych, nieodpowiednią wytrzymałością materiałową komponentów czy akumulacją energii. Drugą istotną grupę stanowią te wynikające z zawodności systemu sterowania maszyny, np. objawiające się nietypowymi reakcjami maszyn i układów w wyniku zaniku zasilania energią czy nieoczekiwanymi wyrzutami części maszyn lub substancji. Należy zwrócić szczególną uwagę, że bezpieczeństwo tych instalacji niejednokrotnie zależy od niezawodności obwodów sterowania. W tym celu przy ich konstruowaniu konieczne jest uwzględnienie wymagań normy PN-EN ISO 13849-1 – Elementy systemów sterowania związane z bezpieczeństwem. Badania nad tym zaworem zostały podjęte zanim zaczęły obowiązywać te przepisy i zgodnie z kartą katalogową jednego z nich [8], producent podał tylko okrojone, niewystarczające i tylko ogólne informacje, tj. charakterystykę przepływu i charakterystykę oporów przepływu zaworu zwrotnego (przepływ przez zawór w kierunku odwrotnym, bez potrzeby jego dławienia), dlatego celowe wydaje się przeprowadzenie dokładniejszej analizy zachowania się zaworu hamującego przy różnych jego nastawach oraz możliwościach sterowania, co zawarto w tym artykule.



Rys.1.1. Zawór hamujący typu counterbalance – symbol graficzny



Rys.1.2. Zawór hamujący typu UZPHD10 (Ponar Wadowice) – schemat konstrukcyjny

Table 1. Zawór hamujący typu UZPHD10 (Ponar Wadowice) – parametry pracy

Ciecz robocza	Olej mineralny
Lepkość nominalna cieczy	37 mm ² /s w temp. 328 K (55°C)
Zakres lepkości cieczy	2,8 to 328 mm ² /s
Optymalna temperatura pracy (cieczy w zbiorniku)	313 to 328 (40 to 55°C)
Zakres temperatury	243 to 343 (-30 to 70°C)
Wymagana filtracja cieczy	16 μm
Zalecana filtracja cieczy	10 μm
Ciśnienie max. pracy	30 MPa
Max. przepływ	120 dm ³ /min
Ciśnienie otwarcia zaworu zwrotnego	0.2 MPa
Pzełożenie ciśnienia otwarcia	4.5
Masa	0.45 kg

Podczas pracy tych układów mogą pojawiać się wibracje, niekontrolowane ruchy tłoczyska, a także spadki mocy podczas opuszczania ładunków (obciążenie czynne) – zagadnienia omówiono kolejno na różnych przykładach maszyn w literaturze [1, 2, 3, 4, 6, 7, 9, 10, 14, 17]. W publikacjach [1, 3, 11], pojawiają się także negatywne aspekty energetyczne, jakie niesie za sobą nieprawidłowe użytkowanie zaworów, tj. bardzo wysokie ciśnienia pracy odbiorników hydraulicznych oraz grzanie się oleju, czyli odpływ energii w postaci ciepła. Żadna literatura jednak nie omawia problemu, który może pojawić się w takich układach, a mianowicie podciśnienia w jednej z komór siłownika i kawitacji, która jest zjawiskiem niebezpiecznym i może doprowadzić do zniszczenia układu. Najgorsza sytuacja ma miejsce podczas pracy z obciążeniem czynnym, np. opuszczanie ładunku. Niedostateczna wydajność pompy i zbyt duża prędkość tłoczyska mogą spowodować obniżenie ciśnienia w linii zasilającej siłownik, co może być przyczyną powstania podciśnienia. Niekorzystna sytuacja może pojawić się również przy zaniku zasilania, gdy układ obciążony czynnie zatrzymuje się. Podczas ponownego uruchomienia obserwuje się trudności z płynnym i kontrolowanym rozruchem i pracą elementu wykonawczego, a co za tym idzie całego mechanizmu, zwłaszcza przy dużych masach ładunku i konstrukcji nośnych. Ważne

jest zatem, aby układ zapewniał bezpieczeństwo pracy całego urządzenia, łącznie z bezpiecznym sterowaniem i obsługą.

Ze względu na potrzebę precyzji działania elementów wykonawczych układów hydraulicznych, konieczne są badania nad układami sterowania ruchem tłoczyska, jego hamowaniem i rozruchem, w zmieniających się warunkach pracy. Zainteresowanie tymi zagadnieniami ze strony przemysłu maszynowego i transportowego było bezpośrednim powodem podjęcia prac nad budową stanowiska do badania zachowań układów ze zmiennym obciążeniem dla różnych rozwiązań hydraulicznych. Opracowany układ jest przeznaczony dla rozwiązań z pompą o stałej lub o zmiennej wydajności jednostkowej z siłownikiem dwustronnego działania, jako elementem wykonawczym z możliwością zmiany jego obciążenia, co do wartości oraz kierunku działania. W Zakładzie Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej zbudowano stanowisko laboratoryjne (rys.2) do badań układów hydraulicznych ze zmiennym obciążeniem siłownika, wyposażone w dwa identyczne zawory hamujące, typu counterbalance.



Rys. 2. Stanowisko ze zmiennym obciążeniem do badań układów hydrostatycznych

Cały układ opisany jest w literaturze [13], badania symulacyjne układu zostały zawarte w artykule [12], natomiast weryfikacja modelu stanowiska została zamieszczona w pracy dyplomowej autora. Sam model zaworu hamującego został zweryfikowany podczas badań eksperymentalnych układu i tym samym posłużył dalszym badaniom symulacyjnym samego zaworu. Wykresy poniżej przedstawiają przebiegi zmiennych podczas wysuwania się tłoczyska (rys. 3.1 - rys. 3.3) oraz podczas jego powrotu do cylindra siłownika hydraulicznego (rys. 3.4 - rys. 3.6) przy zmiennym

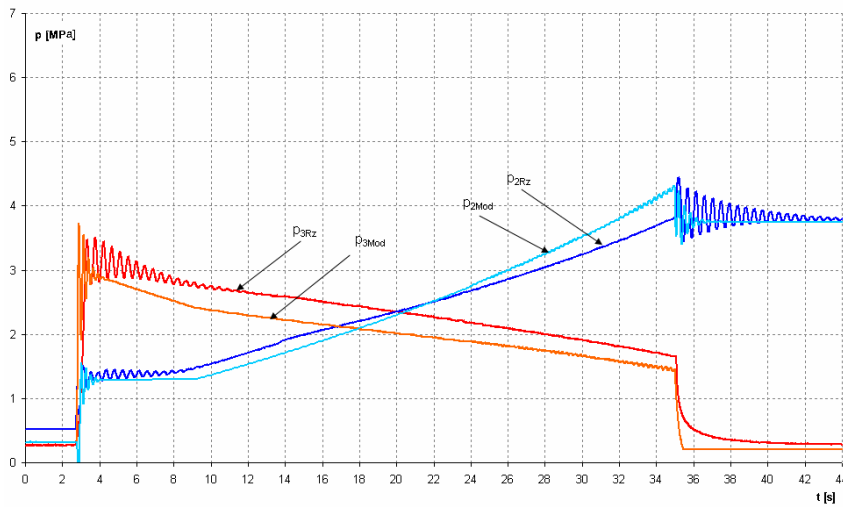
obciążeniu, stałej wydajności pompy hydraulicznej oraz stałych nastawach zaworów hamujących. Wstępne napięcie sprężyny w zaworach jest inne dla różnych kierunków ruchu, co wynika z różnych powierzchni siłownika (od strony tłoka lub tłoczyska). Należy, zatem pamiętać o odpowiednim ustawieniu zaworów dla różnych kierunków pracy siłownika, aby nie narazić się na sytuacje niebezpieczne. Uzyskane wyniki potwierdzają dobrą jakość modelu. Średnie uchyby wynoszą odpowiednio:

- dla wysuwania tłoczyska:

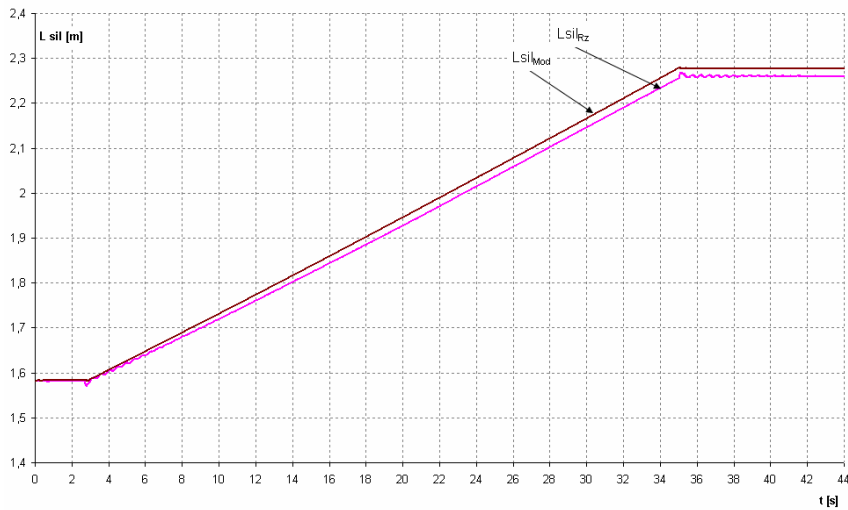
$$\delta p_2 = 4,95\%, \quad \delta p_3 = 11,29\% \text{ - uchyby ciśnień sterujących } p_2 \text{ i } p_3,$$

$$\delta L_{sil} = 2,45\% \text{ - uchyb długości całkowitej siłownika } L_{sil},$$

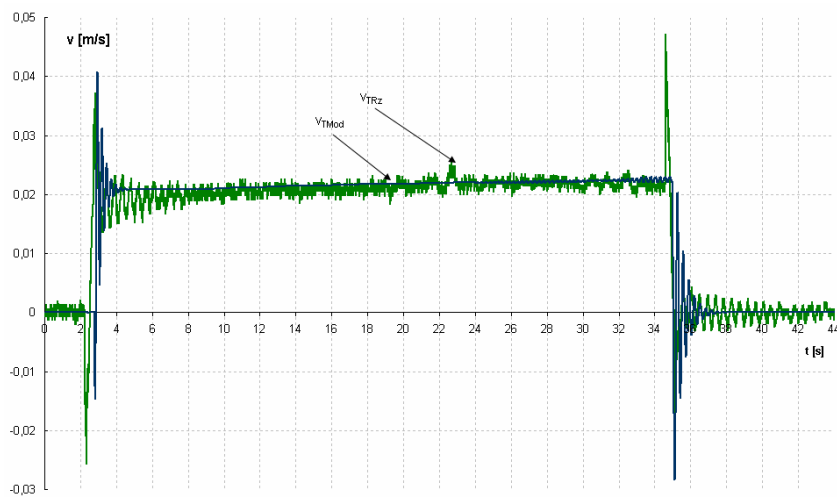
$$\delta v = 2,62\% \text{ - uchyb prędkości tłoczyska siłownika } v_T,$$



Rys. 3.1. Eksperymentalne i modelowe przebiegi ciśnień sterujących zaworem hamującym p_2 i p_3 podczas wysuwania tłoczyska.



Rys. 3.2. Eksperymentalne i modelowe przebiegi długości całkowitej siłownika L_{sil} podczas wysuwania tłoczyska.



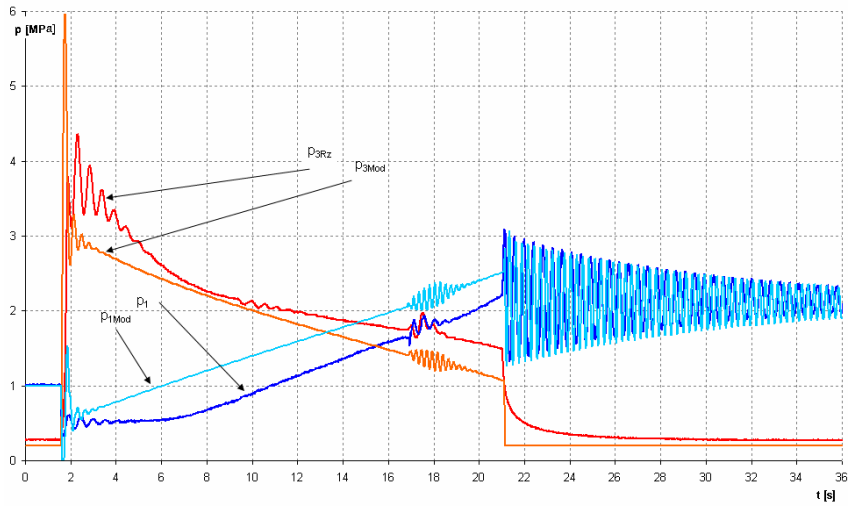
Rys. 3.3. Eksperymentalne i modelowe przebiegi prędkości ruchu tłoczyska siłownika hydraulicznego v_T podczas wysuwania tłoczyska.

- dla ruchu powrotnego tłoczyska:

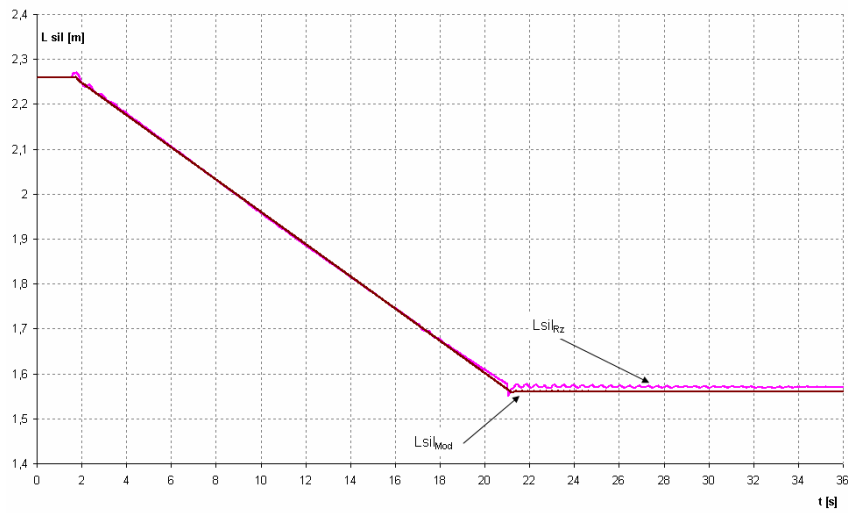
$\delta p_1 = 5,98\%$, $\delta p_3 = 13,40\%$ - uchyb ciśnienia sterującego p_1 i p_3 ,

$\delta L_{sil} = 2,63\%$ - uchyb długości całkowitej siłownika L_{sil} ,

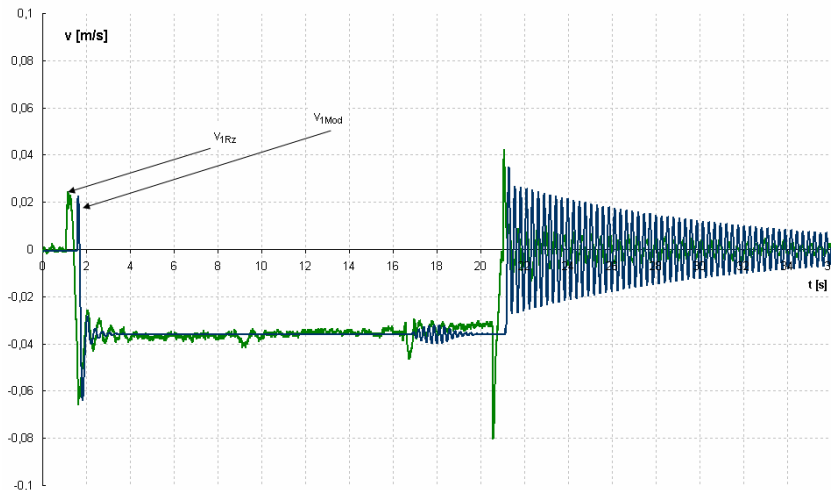
$\delta v = 1,12\%$ - uchyb prędkości tłoczyska siłownika v_T .



Rys. 3.4. Eksperymentalne i modelowe przebiegi ciśnień sterujących zaworem hamującym p_1 i p_3 podczas ruchu powrotnego tłoczyska.



Rys. 3.5. Eksperymentalne i modelowe przebiegi długości całkowitej siłownika L_{sil} podczas ruchu powrotnego tłoczyska.



Rys. 3.6. Eksperymentalne i modelowe przebiegi prędkości ruchu tłoczyska siłownika hydraulicznego v_T podczas ruchu powrotnego tłoczyska.

2. Analiza zaworu hamującego typu counterbalance

Zawór charakteryzuje się dwoma ciśnieniami sterowania niezależnymi od siebie, których suma ważona daje sygnał jego otwarcia, przy czym sygnał p_3 ma kilkukrotne wzmocnienie w stosunku do sygnału p_1 (rys. 1.2). Zawór może pracować w dwóch kierunkach przepływu, tj. jako właściwy zawór hamujący ($1 \rightarrow 2$) lub jako zawór zwrotny ($2 \rightarrow 1$).

Przepływ z kanału 1 do kanału 2 ograniczony jest konstrukcyjnie tłoczkiem podpartym sprężyną. Dopóki ciśnienia p_1 lub/i p_3 , działające na dwa przekroje, odpowiednio A_{z1} i A_{z2} , nie pokonają siły w sprężynie, tłoczek nie przesunie się i ciecz robocza nie będzie mogła przepływać. Dodatkowo, konstrukcja zaworu umożliwia regulację ugięcia wstępnego sprężyny x_{z0} , co daje możliwość wymuszenia odpowiedniej wartości sumy ciśnień potrzebnej do jego otwarcia. Parametr ten decyduje w głównej mierze o reakcji układu hydrostatycznego na wymuszenie i jego dobór jest kluczowy dla prawidłowej pracy układu. Opis matematyczny zaworu przeanalizowano na bazie literatury [5, 15, 16], w której to opisano modele fizyczne i matematyczne zaworów ciśnieniowych o działaniu pośrednim i bezpośrednim z jednym i dwoma ciśnieniami sterowania.

Warunkiem otwarcia zaworu hamującego w tym przypadku i uruchomienia przepływu jest spełnienie zależności:

$$p_1 \cdot A_{z1} + p_3 \cdot A_{z2} > k_s \cdot x_{z0}, \quad (1)$$

gdzie:

- A_{z1} – pole przekroju tulei zaworu hamującego,
- A_{z2} – pole przekroju dodatkowego elementu tulei zaworu hamującego,
- k_s – stała sprężyny,

x_{z0} – wstępne ugięcie sprężyny.

Przepływ przez powstałą szczelinę określa zależność (2). Przesunięcie tulei wewnątrz zaworu jest ograniczone konstrukcją zaworu (3).

$$Q_{sz} = A_{sz} \cdot c_{sz} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho}}, \quad (2)$$

$$Q_{sz} = f(x_z), \quad (3)$$

gdzie:

Q_{sz} – strumień przepływający przez zawór,

A_{sz} – pole przekroju szczeliny zaworu,

c_{sz} – współczynnik strat przepływu przez zawór

ρ – gęstość cieczy roboczej

x_z – zakres ugięcia sprężyny podczas przemieszczania się tulei

Równanie ruchu tłoczka wewnątrz zaworu ma postać (4):

$$m_t \frac{dv_z}{dt} = p_{1(2)} \cdot A_{z1} + p_3 \cdot A_{z2} - k_{1s} \cdot (x_{z0} + x_z) - f_{vz} \cdot v_z, \quad (4)$$

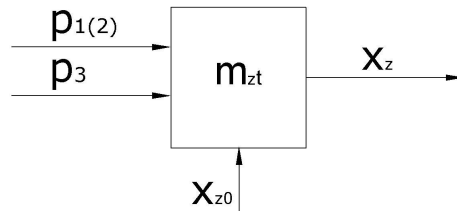
gdzie:

m_t – masa tłoczka,

v_z – prędkość przesunięcia się tłoczka wewnątrz zaworu,

f_{vz} – współczynnik oporów wiskotycznych wewnątrz zaworu,

Na podstawie pomiarów geometrii rzeczywistego zaworu hamującego oraz analizy jego rysunku konstrukcyjnego, który podaje jeden z producentów [8], powstał model fizyczny i matematyczny takiego zaworu, a jego opis sprowadzony został do przestrzeni zmiennych stanu i rozwiązany metodami numerycznymi przy użyciu oprogramowania komputerowego Lazarus. Model blokowy użyty w opisie przedstawiono poniżej (rys. 4).



Rys. 4. Model blokowy zaworu hamującego

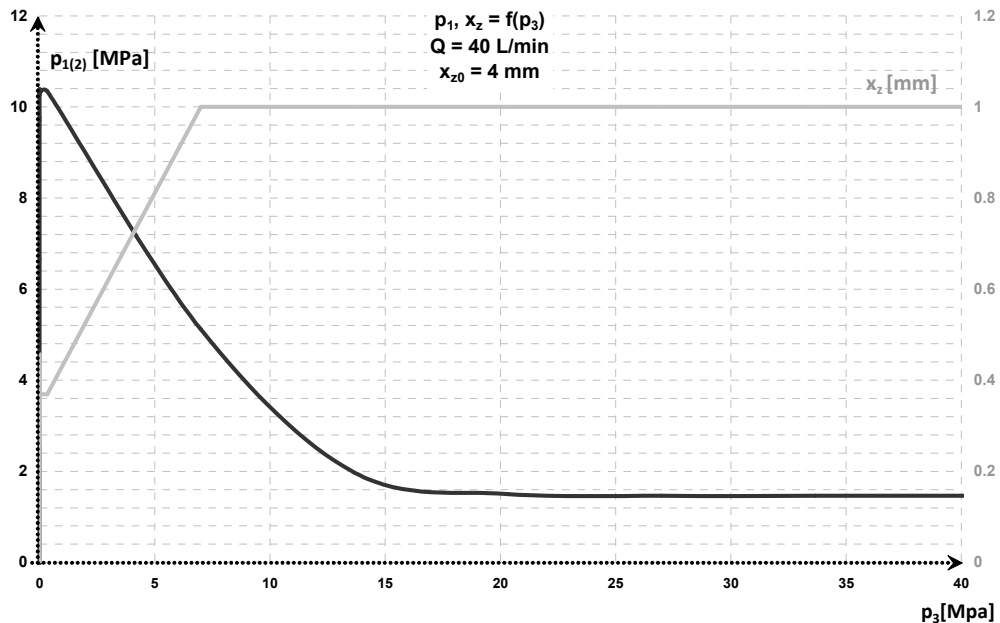
Opracowany został program symulacyjny z prostym interfejsem, umożliwiający obserwację odpowiedzi zaworu na zmieniające się warunki pracy przy różnych jego nastawach.

3. Program badań symulacyjnych zaworu

Zakres badań obejmuje:

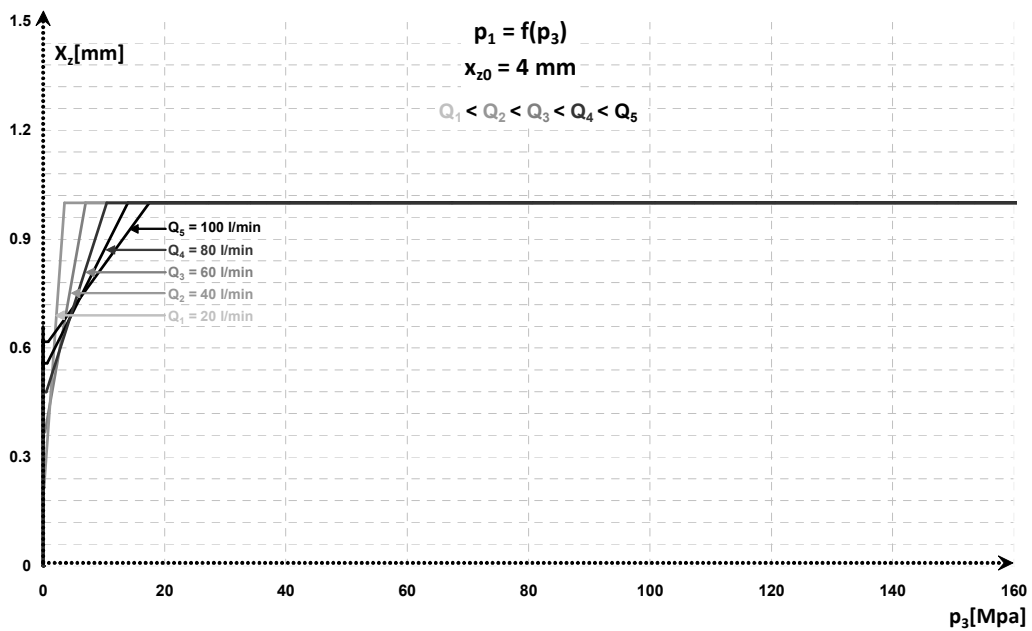
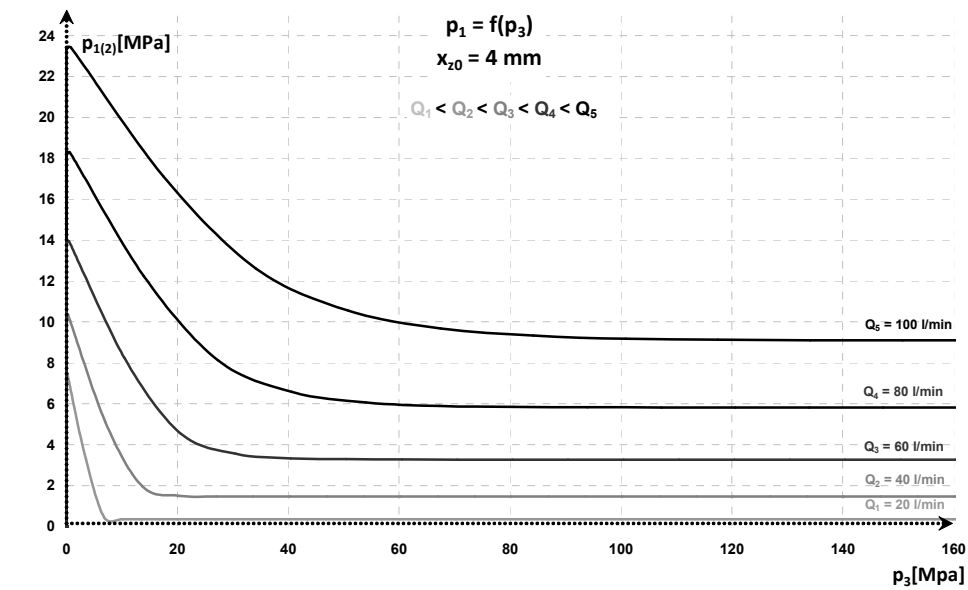
- zmianę nastaw zaworu hamującego przy stałym w czasie strumieniu,
- zmianę nastaw zaworu hamującego przy zmiennym w czasie strumieniu,

- sterowanie otwarciem zaworu przy pomocy jednego ciśnienia p_1 ,
- sterowanie otwarciem zaworu przy pomocy dwóch ciśnień p_1 i p_3 .

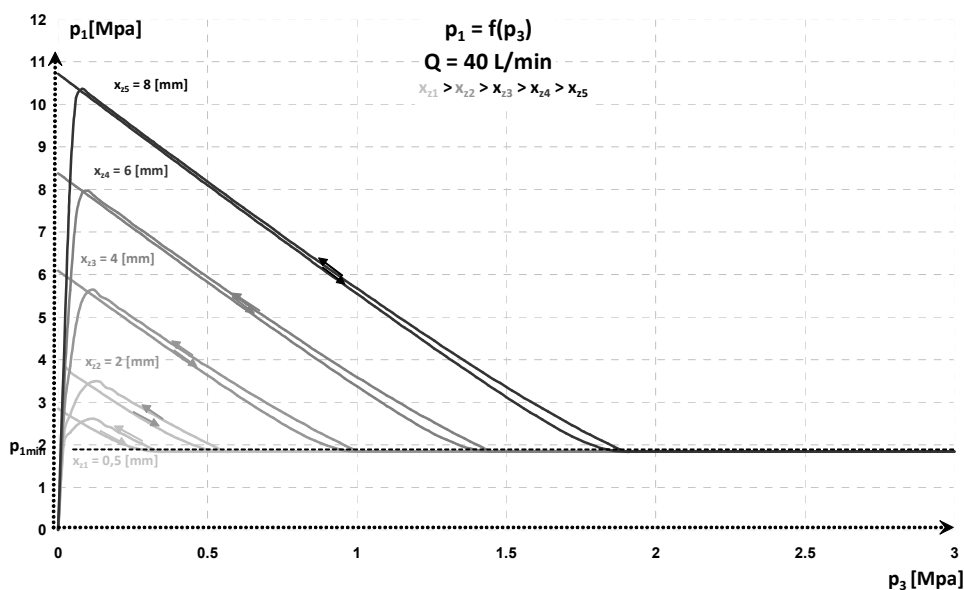


Rys. 5. Charakterystyka statyczna zaworu oraz przebieg przemieszczenia tłoczka wewnątrz zaworu x_z przy stałej wartości wstępnego napięcia sprężyny x_{z0}

Strumień kierowany jest na powierzchnię A_{z1} (rys. 1.2), co w warunkach braku przepływu przez zawór powoduje wzrost ciśnienia p_1 do wartości potrzebnej do pokonania siły napięcia wstępnego sprężyny. Ze wzrostem ciśnienia sterującego p_3 powiększa się szczelina w zaworze i ciśnienie p_1 maleje do momentu, w którym zawór jest całkowicie otwarty. Dalsze zwiększanie ciśnienia p_3 nie ma wpływu na ruch tłoczka wewnątrz zaworu, który opiera się o pierścień oporowy. Charakterystyka ciśnieniowa (rys. 5) zaworu odpowiada przyjętym założeniom teoretycznym, jakie pojawiają się w literaturze [2]. Przesunięcie się tego tłoczka x_z przy danej nastawie i stałym wymuszeniu strumieniem pokazano na rysunku (rys. 6).



Rys. 6. Charakterystyki statyczne oraz przemieszczenia tłoczka wewnątrz zaworu x_z dla różnych wartości przepływu przy stałej wartości napięcia wstępnego sprężyny x_{z0}



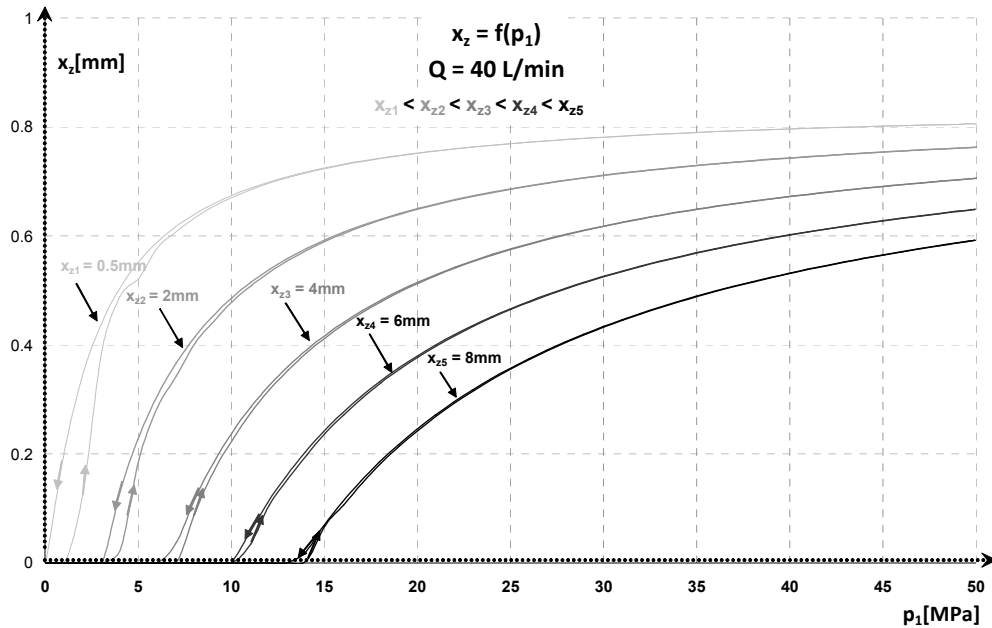
Rys. 7. Charakterystyki zaworu hamującego dla określonego przepływu przy różnych wartościach wstępnej napięcia sprężyny x_{20}

Aby prześledzić zachowanie się zaworu przy jego różnych nastawach przeprowadzone zostały badania symulacyjne przy stałej wartości przepływu. Otrzymano charakterystyki zaworu hamującego przedstawione na rys. 7. Poprzez liniowe w czasie zwiększanie i zmniejszanie wartości ciśnienia p_3 sprawdzono zjawisko histerezy, czyli zależności aktualnego stanu układu od stanów w poprzedzających chwilach.

Wartości ciśnień sterujących p_1 i p_3 , potrzebnych do otwarcia zaworu, zmieniają się wraz ze zmianą nastawy zaworu. Przepływ przez zawór, przy niskim wstępnym ugięciu sprężyny, pojawia się przy niskiej wartości ciśnienia p_3 i niewielki jego przyrost powoduje całkowite otwarcie. Zawór jest wtedy bardzo czuły i pracuje prawidłowo przy niewielkich obciążeniach, gdzie liczy się precyzja. Odwrotna sytuacja ma miejsce, gdy nastawa zaworu jest duża i potrzebny jest większy sygnał sterujący. Osiągamy wtedy duże ciśnienie sterujące p_1 oraz potrzebny jest dodatkowo odpowiednio duży sygnał p_3 . Zjawisko histerezy pojawia się w badanym zaworze, jednak maleje ono ze wzrostem sztywności sprężyny oraz zwiększeniem wstępnej jego nastawy.

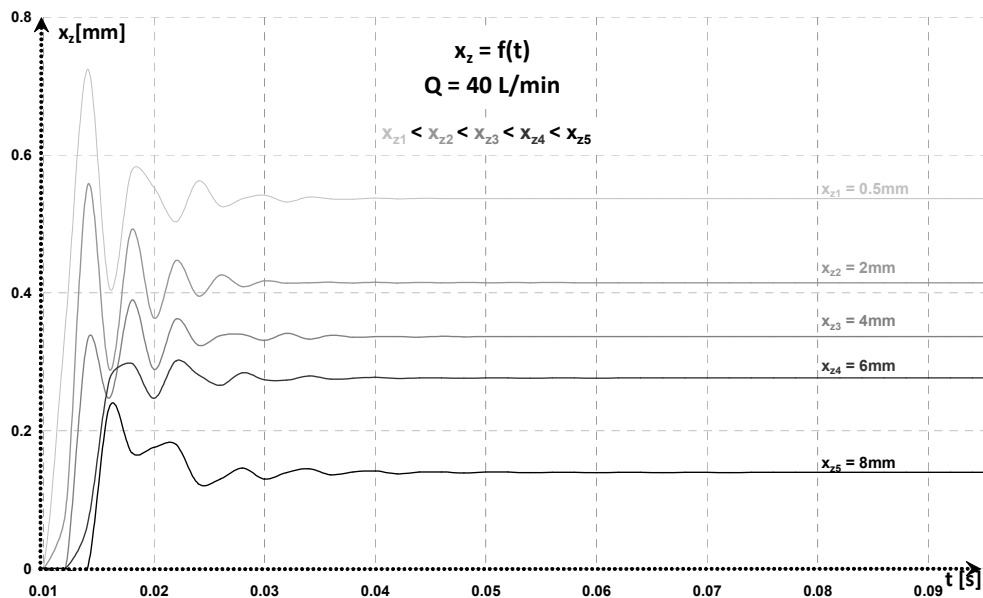
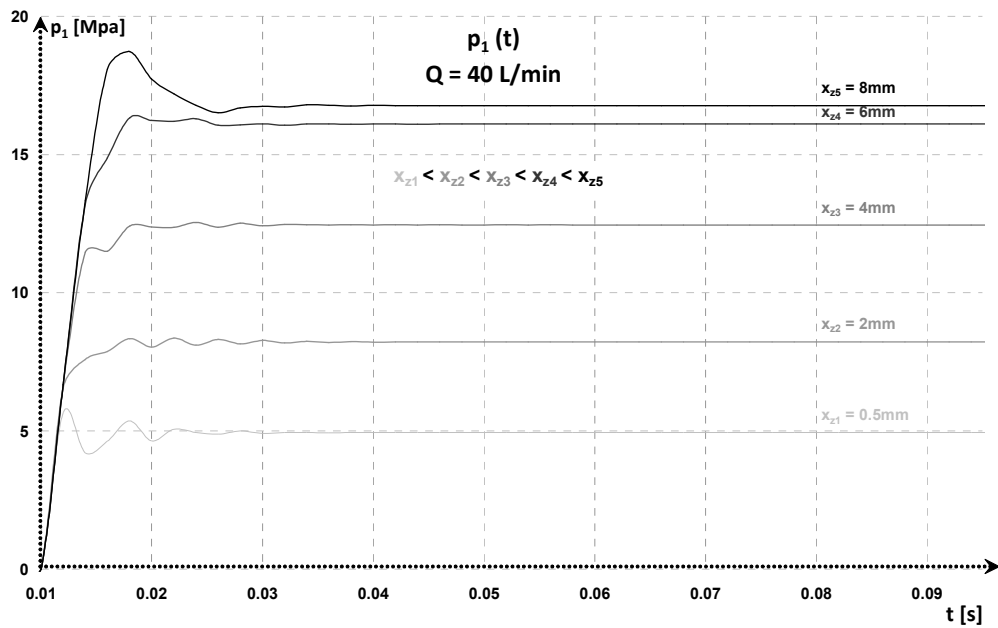
Celem dokładniejszego prześledzenia zachowania się tulei wewnątrz zaworu, przeprowadzono symulację, w której wymuszeniem było ciśnienie p_1 przy braku dodatkowego sterowania ciśnieniem p_3 . Odpowiednio wolno zwiększając i zmniejszając sygnał wejściowy, sprawdzono pojawienie się histerezy, która występuje w początkowej fazie otwierania się zaworu, co zostało przedstawione w powiększeniu (rys. 8). Dalszy przyrost ciśnienia p_1 skutkuje przemieszczeniem się tulei wewnątrz

zaworu, aż do pozycji maksymalnego otwarcia, czyli oparcia się tulei o pierścień oporowy.



Rys. 8. Przebiegi przemieszczenia się tłoczka wewnątrz zaworu przy różnych wstępnych napięciach sprężyny x_{z0} . Początkowa faza otwierania się zaworu

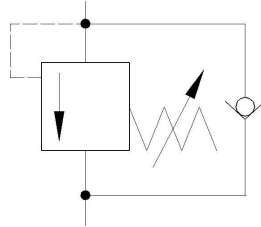
Żeby zwrócić większą uwagę na dynamikę zaworu oraz pokazać jego reakcję na liniowe wymuszenie przeprowadzono symulację, w której sygnałem wejściowym był strumień kierowany do obwodu połączonego z kanałem 1. Przykładowe przebiegi ciśnień oraz przesunięcia tulei wewnątrz zaworu dla różnych nastaw wstępnych sprężyny przedstawione poniżej (rys. 9). Im większa wstępna nastawa zaworu tym ciśnienie p_1 większe i pojawia się widoczny skok tego ciśnienia po otwarciu zaworu, a przesunięcie się tłoczka jest bardziej płynne, bez wibracji. Niższa nastawa skutkuje większą podatnością na drgania tłoczka podczas otwierania, jednak ciśnienie potrzebne do otwarcia zaworu jest mniejsze, bez większych skoków ciśnienia. Przy takim samym charakterze wymuszenia zmienia się czas otwarcia zaworu i następuje on szybciej przy niskich nastawach zaworu.



Rys. 9. Przebiegi ciśnień sterujących p_1 i przemieszczeń tłoczka wewnątrz zaworu x_z przy różnych wstępnych napięciach sprężyny x_{z0}

Sterowanie otwarciem zaworu za pomocą jednego ciśnienia p_1 jest spotykane w praktyce bardzo często. Zawór pełni w tym wypadku rolę zaworu ciśnieniowego. Jego działanie będzie przybliżone do działania zaworu hamującego o sterowaniu wewnętrznym, który stosuje się do zatrzymywania lub utrzymywania ładunku w spoczynku, kiedy działa siła czynna. Nie potrzeba wtedy pełnej mocy zasilania, co daje

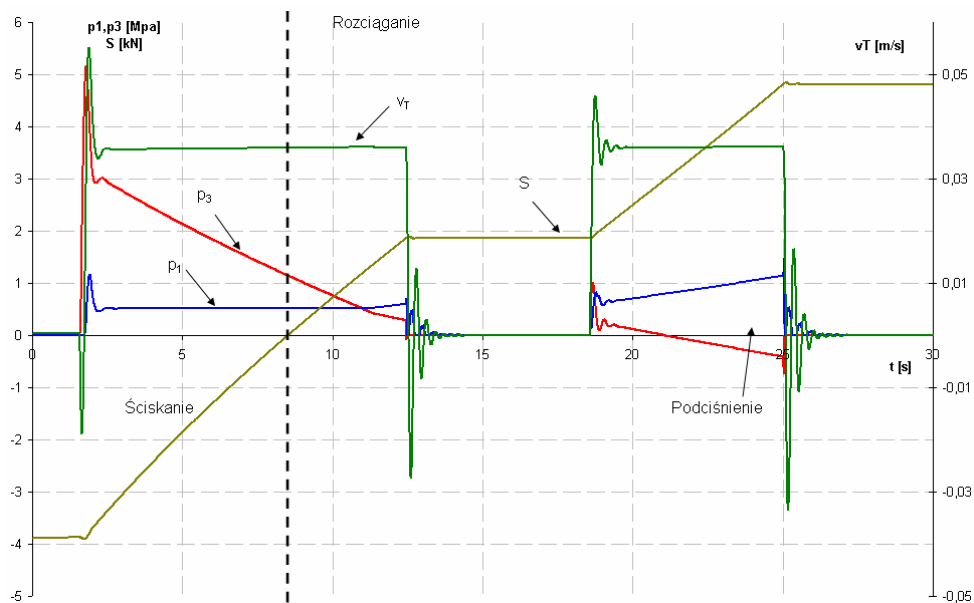
możliwość ograniczenia ciśnienia panującego w układzie, a po awaryjnym zatrzymaniu go w dowolnym momencie, jego ponowne uruchomienie następuje płynnie, bez wstrząsów i przeciążeń. Wadą tego zaworu jest jednak konieczność zmiany nastawy zaworu przy każdej zmianie obciążenia. W literaturze jest on czasami nazywany counterbalance valve [7], w odróżnieniu od zaworu z dwoma ciśnieniami, zwanego over – centre [3],[6], przedstawianego symbolem poniżej (rys. 10).



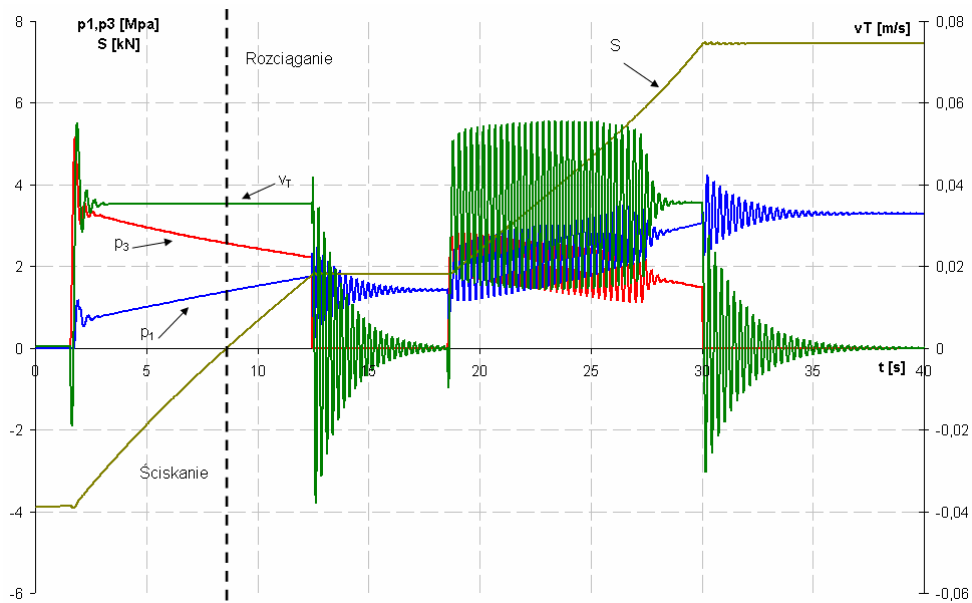
Rys. 10. Symbol zaworu hamującego z wewnętrzną linią sterowania ciśnieniem

4. Ocena wpływu nastaw zaworu hamującego na zachowanie się układu

Na podstawie badań eksperymentalnych zaworu na stanowisku badawczym przeanalizowano zachowanie się układu z zaworami hamującymi w różnych warunkach pracy układu hydrostatycznego. Poniżej przedstawiono przykładowe przebiegi przy nieodpowiedniej nastawie zaworów w najmniej korzystnym cyklu pracy, tzw. awaryjnym, czyli takim, kiedy po przejściu układu w obciążenie czynne zostaje wyłączone (ok. 12 sekundy ruchu) i po chwili ponownie włączone zasilanie (ok. 18 sekundy ruchu) (rys. 11 i rys. 12). Niestety w przypadku źle dobranych nastaw zaworów układ wpada w drgania, a ciśnienia osiągają niekorzystnie duże wartości.

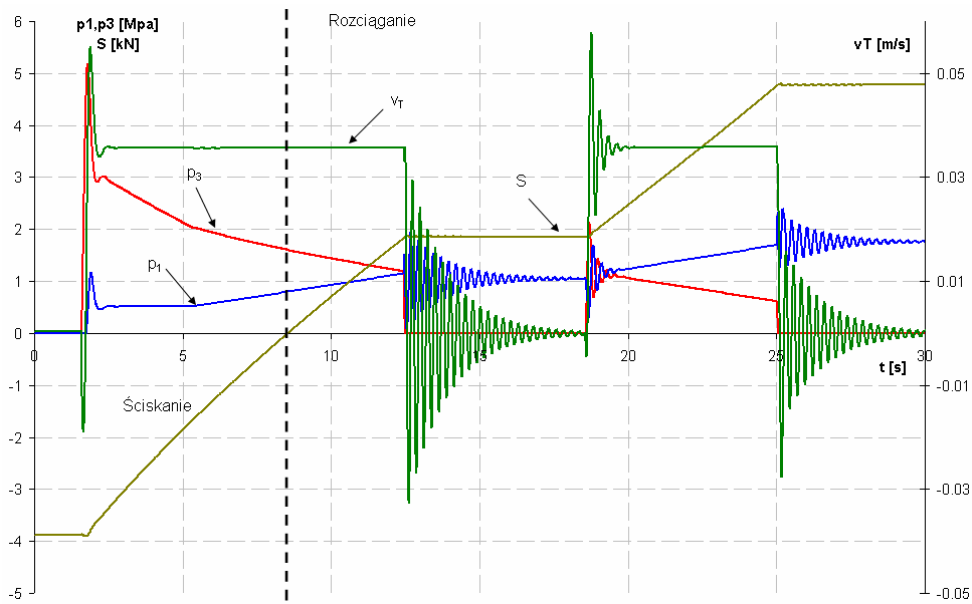


Rys. 11. Przebieg prędkości tłoczyska v_T , ciśnień sterujących zaworem p_1 i p_3 oraz siły, działającej na tłoczek S w czasie cyklu awaryjnego dla zbyt niskiej nastawy zaworu hamującego



Rys. 12. Przebieg prędkości tłoczyska v_T , ciśnień sterujących zaworem p_1 i p_3 oraz siły, działającej na tłoczek S w czasie cyklu awaryjnego dla zbyt wysokiej nastawy zaworu hamującego

Podczas dobrze dobranych nastaw zaworów (rys.13) układ porusza się płynnie zarówno przy obciążeniu biernym, jak i czynnym, co daje pewne zachowanie się maszyny i bezpieczeństwo pracy. Dzięki odpowiednim nastawom można również zapewnić niskie ciśnienia pracy, co wpływa pozytywnie na bilans energetyczny, który jest kluczowym elementem dzisiejszych badań.



Rys. 13. Przebieg prędkości tłoczyska v_T , ciśnień sterujących zaworem p_1 i p_3 oraz siły, działającej na tłoczek S w czasie cyklu awaryjnego dla prawidłowej nastawy zaworu hamującego

5. Podsumowanie

Wybierając nastawę zaworu hamującego, należy uwzględnić wszystkie warunki, w jakich będzie on pracował w układzie hydraulicznym. Każda zmiana warunków niesie za sobą inne ustawienia przedziałów pracy danego układu. Wyżej opracowane wyniki symulacji pokazują, że ustalenie odpowiedniej nastawy zaworu counterbalance warunkuje odpowiednią reakcję układu na dane wymuszenie i możliwe jest znalezienie nastawy, przy której układ nie wpada w drgania nawet przy zaniku zasilania. W pracy omówiono programy symulacyjne, samego zaworu oraz układu hydrostatycznego, dzięki którym można analizować różne parametry pracy dowolnego układu. Oprócz tego mamy możliwość dobrać odpowiednią nastawę zaworu hamującego, która zapewni w pełni kontrolowany ruch tłoczyska w każdych warunkach obciążenia w dowolnym układzie hydrostatycznym z siłownikiem, jako elementem wykonawczym.

Bibliografia

- [1] Andersen Bo, R. Energy efficient load holding valve. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, 2009.
- [2] Bednarski S., Kontrolowany ruch siłownika z obciążeniem czynnym. *Hydraulika i Pneumatyka* 2012; 2: 10-14.

- [3] Cochran K. Cartridge valve and manifold technologies – a components approach to improved energy efficiency. Energy efficient hydraulics and pneumatics conference. Rosemont, 2012.
- [4] Dabholkar R., Indulkar S., Overcenter valves are key to hydraulic control. Design World. www.designworldonline.com, 2012.
- [5] Dasgupta K., Watton J. Modeling and dynamics of a two-stage pressure rate controllable relief valve: A bondgraph approach. International Journal of Modelling and Simulation 2008; 28: 11-19.
- [6] Hitchcox, A. The truth about problem valves. Hydraulics & Pneumatics. The Penton Media Buildings. Cleveland, 2009.
- [7] Johnson J. L., Counterbalance Valve Circuits, Hydraulics & Pneumatics, The Penton Media Building. Cleveland, 2009.
- [8] Karta katalogowa nr WK 498 500 firmy Ponar-Wadowice.
- [9] Nordhammer P. A., Bak M. K., Hansen M. R. A method for reliable motion control of pressure compensated hydraulic actuation with counterbalance valve, 12th International Conference on Control. Automation and Systems 2012; 1: 759-763.
- [10] Nordhammer P. A., Bak M. K., Hansen M. R. Controlling the slewing motion of hydraulically actuated crane using sequential activation of counterbalance valve, 12th International Conference on Control. Automation and Systems 2012; 1: 773-778.
- [11] Ritelli G. F. Energetic and dynamic impact of counterbalance valve in fluid power machines. Energy Conversion and Management. Elsevier 2013; 76: 701-711.
- [12] Stawiński, Ł. Badania symulacyjne układu hydrostatycznego z zaworem counterbalance. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna: Napędy i Sterowanie Hydrauliczne i Pneumatyczne 2012; 1: 246-254.
- [13] Stawiński, Ł. Stanowisko laboratoryjne do badań układów hydrostatycznych ze zmiennym obciążeniem. Hydraulika i Pneumatyka 2014; 1: 9-12.
- [14] Stawiński, Ł. Układy hydrostatyczne do napędu siłowników przy zmiennym kierunku obciążania tłoczyska. Hydraulika i Pneumatyka 2011; 1: 17-20.
- [15] Stryczek S. Napęd hydrostatyczny – elementy. WNT, Warszawa 1998.
- [16] Tomczyk J. Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych WNT, Warszawa 1999.
- [17] Zhao L., Xinhui L., Tongjian W., Influence of counterbalance valve parameters on stability of the crane lifting system, International Conference on Mechatronics and Automation. Xi'an, 2010; 1: 1010-1014.