

Rys. 4. Charakterystyki czasowe procesu hamowania: a – ciśnienie, b – prędkość, c – przemieszczenie

m/s. Średnica tłoka tłumika wynosiła $d = 16$ mm, a wstępne ciśnienie w komorze tłumika $p = 0,6$ MPa. Szczególnie ważne dla konstruktora są dwie zmienne stanu: prędkość tłoka v_1 obrazująca proces hamowania i ciśnienie p_1 , zwłaszcza maksymalna wartość ciśnienia podczas hamowania (rys. 4).

Proces hamowania przebiega w czasie 0,2 s na odcinku 8 mm (rys. 4c). Na rysunku 4b linia 1 opisuje proces hamowania ze stałym ujemnym przyspieszeniem. Najkorzystniej wówczas przenoszone są przeciążenia na hamowany układ mechaniczny. W badanym tłumiku proces hamowania jest zbliżony do hamowania ze stałym ujemnym przyspieszeniem. Uzyskano to dzięki zastosowaniu w budowie tłumika zaworu dławiącego z przepływem laminarnym.

Podsumowanie

Budowa, nawet złożonych modeli dynamicznych elementów i układów hydraulicznych, może zostać w znacznym stopniu zalgorytmizowana. W tym celu układ hydrauliczny dzieli się na mini-układy, dla których generuje się równania w przestrzeni stanów. Wykorzystując model dynamiczny, na etapie projektowania, można dokonać doboru optymalnych parametrów konstrukcyjnych zaworów hydraulicznych i całych układów. Taki sposób postępowania znacznie zawęża pole możliwych rozwiązań konstrukcyjnych. Proces weryfikacji doświadczalnej jest wówczas bardziej skuteczny.

LITERATURA

- [1] Osiecki A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. WNT, Warszawa 1998.
- [2] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1990.
- [3] Ogata K.: *Metody przestrzeni stanów w teorii sterowania*. WNT, Warszawa 1974.
- [4] Szydelski Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne*. WKiŁ, Warszawa 1999.
- [5] Zastempowski B., Musiał J., Styp-Rekowski M.: *Układy oraz elementy hydrauliczne i pneumatyczne w budowie maszyn*. Wydawnictwo Uczelniane UTP, Bydgoszcz 2008.

ŁUKASZ STAWIŃSKI

Układy hydrauliczne do napędu siłowników przy zmiennym kierunku obciążenia tłoczyska

Wprowadzenie

Siłowniki hydrauliczne są rodzajem silników liniowych wyporowych, gdzie następuje przekazanie i zamiana mocy ciekłego czynnika roboczego pod ciśnieniem na moc mechaniczną siły w tłoczysku ruchomym. W odróżnieniu od silników obrotowych, siłowniki wykonują najczęściej ruchy posuwisto-zwrotne o ograniczonym skoku, rzadziej ruchy obrotowe. Ze względu na ograniczony skok (kąt obrotu) ważne jest, rzadziej w silnikach obrotowych, zapewnienie ruchu powrotnego, pod działaniem siły ciężkości lub siły w sprężynie (w siłownikach jednostronnego działania), albo za pośrednictwem rozdzielacza sterującego dopływem cieczy do odpowiednich komór siłownika i z komór si-

łownika (w siłowniku dwustronnego działania i wahliwego). Siłowniki hydrauliczne o posuwisto-zwrotnym ruchu tłoczyska są stosowane jako elementy wykonawcze w: maszynach roboczych, wtryskarkach, obrabiarkach, robotach, układach hydraulicznych samolotów i wielu innych złożonych systemach technicznych z napędem i sterowaniem hydraulicznym. Ze względu na charakter i specyfikę pracy tych elementów wykonawczych należy je zasilać i sterować w odpowiedni sposób, aby ruch tłoczyska był równomierny i niepodatny na zakłócenia, w pełni kontrolowany. Jest to związane z precyzją sterowania przy zmieniających się warunkach obciążenia i kierunku działania siły. Idzie tu o zapewnienie bezpieczeństwa pracy całego urządzenia, łącznie z bezpiecznym sterowaniem i obsługą.

Ze względu na potrzebę precyzji działania elementów wykonawczych układów hydraulicznych, konieczne są badania nad

Mgr inż. Łukasz Stawiński – Wydział Mechaniczny, Katedra Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania, Politechnika Łódzka.

układami sterowania ruchem tłoczyska, jego hamowaniem i rozruchem, gdy zmieniają się warunki pracy.

Układy hydrauliczne hamowania siłownika

Każdy siłownik hydrauliczny jest projektowany na odpowiednie obciążenie znamionowe, któremu będzie podlegało jego tłoczysko. Siła działająca na tłoczysko decyduje o przekroju tłoka i ciśnieniu zasilającym siłownik. Siła ta jest iloczynem ciśnienia zasilania i powierzchni roboczej tłoka:

$$p_1 A_1 = S \quad (1)$$

gdzie: p_1 – ciśnienie zasilania siłownika, A_1 – pole przekroju roboczego tłoka.

Maksymalna wartość ciśnienia zasilania zależy od parametrów pompy hydraulicznej lub układu służących do napędu siłownika. Dla siłowników dwustronnego działania, gdzie ciśnienie zasilania może być podawane z dwóch kierunków, zależność ma postać:

$$p_1 A_1 = p_1 A_2 \pm S \quad (2)$$

w której: p_2 – ciśnienie zasilania siłownika podczas ruchu powrotnego tłoka, A_2 – pole przekroju roboczego tłoka od strony tłoczyska.

Znak „ \pm ” przed S (obciążenie), zależy od kierunku działania obciążenia podczas zadanego kierunku posuwu tłoczyska. W rzeczywistych układach hydraulicznych stosuje się trzy główne sposoby hamowania siłownika obciążonego ładunkiem lub siłą czynną, czyli hamowanie:

- dławieniowe za pomocą zaworu dławiąco-zwrotnego o regulowanej wielkości szczeliny.
- za pomocą sterowanego zaworu zwrotnego.
- za pomocą zaworu hamującego (counterbalance valve).

• **Hamowanie dławieniowe.** Zawór dławiąco-zwrotny (rys. 1) jest często stosowany podczas hamowania lub sterowania prędkością opuszczanego ładunku. Odpowiednio nastawiając dławik można ustabilizować przepływ cieczy przez zawór, a co za tym idzie, nadać ruchowi tłoczyska odpowiednią prędkość. Zawory można regulować w czasie rzeczywistym, czyli przez cały ruch tłoka, a szerokość szczeliny stopniowo zmniejszać, aż do zatrzymania przepływu.



Rys. 1. Zawór dławiąco-zwrotny

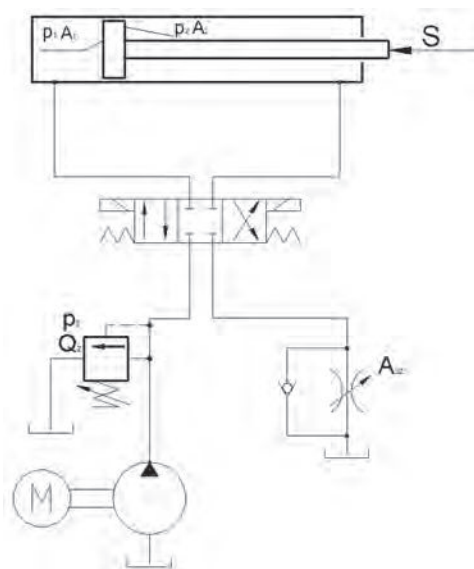
Układ hamowania ładunku z wykorzystaniem zaworu dławiąco-zwrotnego (rys. 2) ma zasadniczą wadę: funkcjonuje prawidłowo tylko wówczas, gdy siła obciążająca tłoczysko działa w tylko w jednym kierunku. Dobór ciśnień w komorze lewej i prawej cylindra pozwala na ruch tłoczyska w obie strony przy jednym, określonym kierunku siły, zatem:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1 + S_1}{A_2} \quad (3)$$

Uwzględniając układ odwrotny, gdy kierunek działania siły jest przeciwny do kierunku ruchu tłoczyska, to:

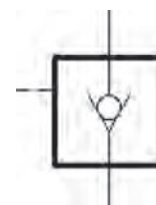
$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1 - S_2}{A_2} \quad (4)$$

Jeżeli S_1 jest równa S_2 (3) i (4), to widać nieścisłość w wartości ciśnienia p_2 podczas obciążenia czynnego i biernego. Układ (rys. 2) po przesterowaniu rozdzielacza w położenie skrajne lewe powoduje przepływ cieczy roboczej z pompy do lewej komory siłownika. Ciśnienie to rośnie aż do pokonania siły biernej S , aby tłoczysko wprawić w ruch. Ponadto, ciśnienie musi osiągnąć wysoki poziom, ci jest konieczne do przetłoczenia cieczy roboczej, wypływającej z prawej komory siłownika przez szczelinę dławiącą w zaworze dławiąco-zwrotnym. Po przesterowaniu rozdzielacza w jego skrajne, prawe położenie siła S działa w tym samym kierunku, jak prędkość tłoczyska, czyli napędza tłok, a jednocześnie ciecz robocza jest tłoczona z pompy do prawej komory siłownika. Jeśli prędkość tłoczyska jest zbyt duża i wydajność pompy niedostateczna, może pojawić się podciśnienie w prawej komorze siłownika. Podciśnienie w siłowniku powoduje kawitacje i jest zjawiskiem niepożądanym. Należy wytworzyć bardzo duże ciśnienie do pokonania oporów ruchu tłoczyska i dławienia cieczy na zaworze, ale można też wywołać podciśnienie. To dyskwalifikuje układ, gdy działająca siła odciążająca ma charakter zmienny.



Rys. 2. Układ hamowania z zaworem dławiąco-zwrotnym

• **Układ hamowania z zaworem zwrotnym sterowanym ciśnieniowo** (rys. 3) to najprostsze rozwiązanie. Zaworu tego typu używa się częściej w prostych układach od bardziej skomplikowanego zaworu hamującego, ze względu na znacznie łatwiejsze sterowanie i możliwość zapobiegania niekontrolowanym ruchom tłoczyska. Zawór zwrotny jest kontrolowany ciśnieniem otwarcia, które ułatwia płynne jego otwieranie się w zmiennych warunkach zasilania.

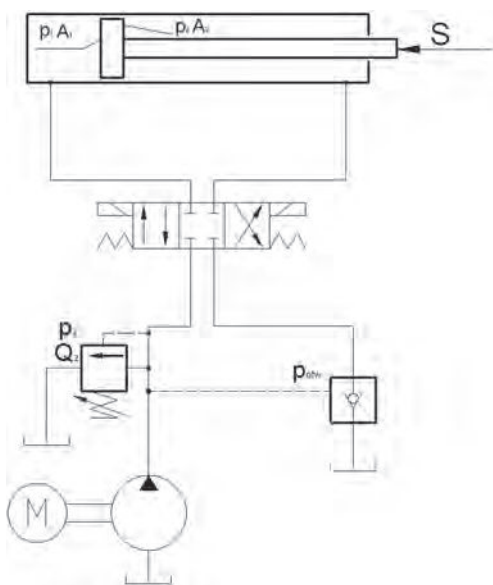


Rys. 3. Zawór zwrotny sterowany ciśnieniowo

Do poprawnego działania układu (rys. 4) i pozostawienia zaworu w pozycji otwartej, konieczne jest odpowiednio wysokie ciśnienie otwarcia. W zależności od budowy zaworu zwrotnego, stosunek ciśnienia otwarcia do ciśnienia na wejściu do zaworu nie może być niższy od:

$$\frac{p_{otw}}{p_2} \geq 0,25 \text{ do } 0,1 \quad (5)$$

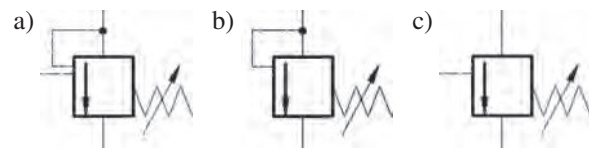
Takie założenia oznaczają ograniczenia w wykorzystaniu tego zaworu w warunkach zmiennego obciążenia. Przerobienie rozdzielacza w skrajne lewe położenie sprawia, że z pompy do lewej komory siłownika dociera strumień cieczy. Ciśnienie w linii pompa-lewa komora siłownika zaczyna wzrastać aż do wartości, która pokona wartość siły biernej S . Wzrost ciśnienia powoduje jednocześnie otwarcie zaworu zwrotnego, dzięki czemu ciecz robocza może wypływać z prawej komory siłownika i przepływać przez otwarty zawór zwrotny. Jeżeli nastawa ciśnienia otwarcia zaworu zwrotnego jest dobra, to można uzyskać stałą prędkość ruchu tłoczyska przy zmiennym obciążeniu. Gdy rozdzielacz zostaje przerobiony w jego skrajne prawe położenie, to pompa generuje ciśnienie, które otwiera zawór zwrotny i tłoczysko zaczyna przesuwac się w lewo, wspomagane siłą czynną S . Niedostateczna wydajność pompy i zbyt duża prędkość tłoczyska wpływają na obniżenie ciśnienia w linii pompa-siłownik, przez co zawór zwrotny zamyka się i spowalnia przepływ cieczy roboczej, a w konsekwencji ruch tłoczyska. Pompa ponownie podnosi ciśnienie cieczy w tej linii do otwarcia zaworu zwrotnego. Cykl powtarza się, aż tłoczysko dojedzie do krańcowego położenia. Taki sposób napędu wywołuje e niekontrolowane ruchy tłoka i brak płynności w jego przemieszczaniu. Zawór sprawdza się w założonych, niezmiennych warunkach zasilania i obciążenia.



Rys. 4. Układ hamujący z zaworem zwrotnym sterowanym ciśnieniowo

Zawory hamujące

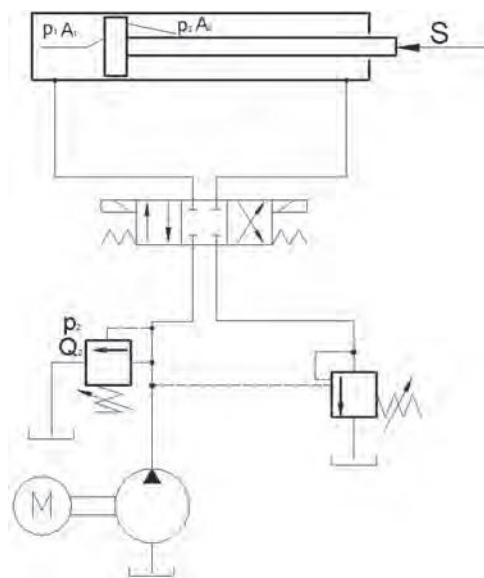
Z zaworów wymienionych wcześniej zawory hamujące (counter-balance valves) zalicza się do najbardziej skomplikowanych. Wykorzystuje się je do kontrolowanego ruchu tłoczyska przy dowolnym rodzaju obciążenia – czynnego lub biernego. Jest to najskuteczniejszy sposób kontrolowania ruchu tłoczyska, jeśli nie liczyć układów sterowanych elektronicznie. Podstawowy zawór hamujący (rys. 5a) funkcjonuje przy ciśnieniach sterowania, których suma daje odpowiedni sygnał otwarcia zaworu. Zaworami hamującymi (rys. 5b i rys. 5c) nazywa się również zawory zdolne do pracy z jednym ciśnieniem sterowania (wewnętrznym lub zewnętrznym), ale ich stosowanie może dawać mniejsze korzyści energetyczne, np. podczas pracy siłownika bez obciążenia.



Rys. 5. Zawory hamujące: a – z dwoma ciśnieniami sterującymi, b – sterowane wewnętrznym, c – sterowane zewnętrznym

Zawór hamujący sterowany wewnętrznym (rys. 5b) wykorzystuje się do utrzymywania ładunku w spoczynku lub ruchu ze stałą prędkością. Wadą tego rozwiązania jest wspomniana konieczność pracy z dużymi ciśnieniami przy niepełnym obciążeniu siłownika. Zawór hamujący o sterowaniu zewnętrznym (rys. 5c) pracuje podobnie jak zawór zwrotny sterowany, czyli może utrzymać ładunek w spoczynku, lecz nie zapewnia kontrolowanego ruchu tłoczyska. Wadą kolejną jest potrzeba stosowania dodatkowego sygnału sterującego.

Zawór hamujący dostosowany do pracy z dwoma ciśnieniami sterującymi (rys. 5a) ma zalety obu opisanych wcześniej zaworów hamujących. Pozwala na pewną i płynną kontrolę posuwu tłoczyska z minimalnym zużyciem energii. Kolejną zaletą jest możliwość wykorzystania tej konstrukcji w zmieniających się warunkach obciążenia, zmiennych prędkościach posuwu, ciśnieniach zasilania bez konieczności używania skomplikowanych układów elektronicznych. Po przerobieniu rozdzielacza w położenie skrajne lewe (rys. 6), pompa zaczyna generować ciśnienie potrzebne tylko do pokonania siły biernej S , jednocześnie doprowadzając ciśnienie otwarcia odpowiednio nastawione na zaworze hamującym. Powoduje to otwarcie zaworu i swobodny przepływ cieczy z prawej komory siłownika przez zawór hamujący do zbiornika. Gdy rozdzielacz przyjmie skrajne prawe położenie, to siła czynna S zaczyna działać na tłoczysko. Przed zaworem hamującym, w linii siłownik-zawór hamujący, ciśnienie zaczyna narastać. Zawór hamujący pozostaje zamknięty, co powoduje jednoczesny wzrost ciśnienia. Suma dwóch ciśnień sterowania daje odpowiednie ciśnienie otwarcia zaworu hamującego, czyli ruch tłoczyska. Jeśli pompa nie jest zdolna do generowania odpowiedniego ciśnienia, to jedno z ciśnień sterowania maleje. Powoduje to przemykanie zaworu hamującego i ponow-



Rys. 6. Układ hamowania z zaworem funkcjonującym z dwoma ciśnieniami sterowania

ny wzrost ciśnienia w linii pompa-siłownik, aż do otwarcia zaworu. Dzięki temu unika się podciśnienia w lewej komorze siłownika.

Opisany układ jest nowym rozwiązaniem i wymaga jeszcze szczegółowych badań. W rzeczywistości stosuje się odpowiednie parametry ustalone dla konkretnych warunków pracy układu. Warto dodać, że każda zmiana warunków oznacza ustawienia przedziałów pracy danego układu przez producenta zaworów.

Podsumowanie

Analiza najbardziej znanych i wykorzystywanych metod hamowania siłowników powinna umożliwić opracowanie metody w pełni kontrolowanego systemu, zdolnego do płynnego posuw tłoczyska, bez względu na zmieniające się warunki pracy układu. Obecnie w literaturze polskiej i światowej nie spotyka się rozwiązań dotyczących płynnej kontroli pracy siłownika w zmieniającym się kierunku obciążenia. Producenci i użytkownicy układów stosowanych w siłownikach nie znajdują odpowiedniego układu, w pełni sprawnego i uniwersalnego. Wszystkie znane rozwiązania są ściśle nastawione na jeden zakres pracy, co powoduje nieprzewidywalne zachowania układów podczas wyjścia

poza dany zakres. Nieoczekiwane zatrzymania układów napędowych i ponowne uruchomienie powoduje wibracje, niekontrolowane ruchy tłoczyska, zerwanie przewodów, a nawet uszkodzenia siłowników i mechanizmów, które z nimi współpracują.

W Katedrze Maszyn Roboczych i Napędów Sterowania Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej podjęto badania symulacyjne i eksperymentalne opisanych rozwiązań konstrukcyjnych. Badania dotyczą zwłaszcza doboru i optymalizacji metody sterowania, która pozwoli na bezpieczne i sprawdzone warunki działania układu w różnych zastosowaniach przemysłowych i użytkowych.

LITERATURA

- [1] Stryczek, S.: *Napęd hydrostatyczny – elementy*, WNT, Warszawa 1998.
- [2] Johnson, J. L.: *Counterbalance Valve Circuits*, Hydraulics&Pneumatics, The Penton Media Building, Cleveland 2009.
- [3] Hitchcox, A.: *The truth about problem valves*, Hydraulics&Pneumatics, The Penton Media Buildings, Cleveland 2009.
- [4] Zähe, B.: *Für einen besseren Wirkungsgrad. Auswahl und Verschaltung von Senkbremssventilen*, SUN Hydraulik GmbH in Erkelenz, 2010.

KRZYSZTOF MAZUREK
STANISŁAW SZWEDA
MAREK SZYGUŁA
KRZYSZTOF TURCZYŃSKI

Wpływ zmiany parametrów akumulatora gazowego na pracę stojaka hydraulicznego

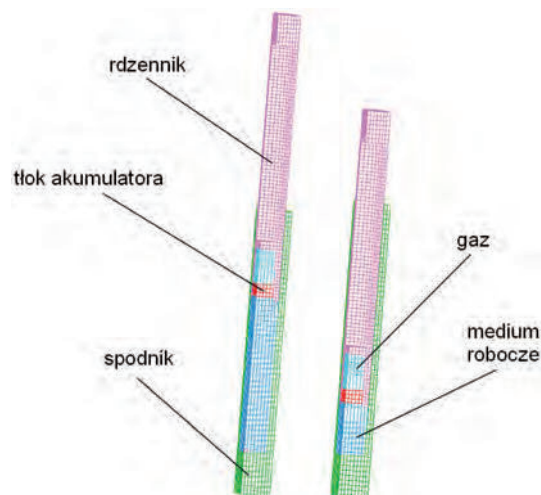
Wprowadzenie

Metodę elementów skończonych można wykorzystać do wspomaganie projektowania oraz badania akumulatora gazowego, określając wpływ jego parametrów – ciśnienia początkowego gazu i początkowej objętości komory akumulatora, na odpowiedź stojaka przy zadanym wymuszeniu. W niniejszym opracowaniu „odpowiedź stojaka hydraulicznego przy zadanym wymuszeniu” określono jako wielkości fizyczne opisujące przebieg czasowy ciśnienia medium roboczego – maksymalnej wartości ciśnienia medium roboczego w przestrzeni podtłokowej stojaka oraz tempa przyrostu tego ciśnienia.

Analiza wpływu początkowego ciśnienia gazu i początkowej objętości akumulatora gazowego na wielkości fizyczne określające przebieg czasowy ciśnienia medium roboczego wymaga badania wielu modeli stojaków z akumulatorami gazowymi, różniących się wartościami parametrów akumulatora. Ograniczenie liczby symulacji komputerowych wymagało szczegółowej analizy wrażliwości wielkości fizycznych, charakteryzujących odpowiedź stojaka przy zadanym wymuszeniu, za pomocą funkcji aproksymujących, stosowanych na etapie planowania eksperymentu. W obliczeniach numerycznych posłużono się modelami stojaka hydraulicznego z akumulatorem gazowym, które zbudowano na podstawie modelu zweryfikowanego doświadczalnie

[5]. Poszczególne modele stojaka różniły się między sobą wartościami parametrów akumulatora gazowego (początkowym ciśnieniem gazu i początkową objętością komory akumulatora). W obliczeniach przyjęto, w przestrzeni podtłokowej stojaka, ciśnienie robocze równe 35 MPa. Określenie wpływu parametrów akumulatora gazowego na maksymalną wartość ciśnienia medium roboczego, w całym przedziale zmienności wysokości stosowania sekcji, wymagało analizy dwóch wariantów każdego z modeli, gdy:

- wysokość słupa medium roboczego $l = 650$ mm,



Rys. 1. Modele stojaka z akumulatorem gazowym

Dr inż. Krzysztof Mazurek, dr inż. Marek Szyguła, dr inż. Krzysztof Turczyński – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, prof. Stanisław Szweda – Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii.