

**SŁAWOMIR BEDNARSKI**

**JACEK CINK**

**ANDRZEJ KOSUCKI**

Politechnika Łódzka

## **Badania eksperymentalne zaworu pęknięcia przewodu**

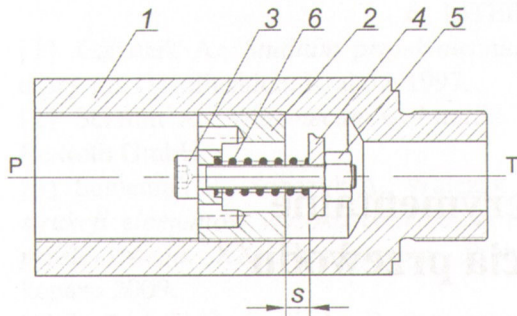
### **1. Wstęp**

W układach hydraulicznych pracujących w mechanizmach podnoszenia, szczególnie przy transporcie ludzi, np. w dźwigach pionowych wymagane jest stosowanie zabezpieczeń, których zadaniem jest nie dopuścić do zbyt wysokiego wzrostu prędkości opuszczania ładunku wynikającego bądź to z pęknięcia elastycznego przewodu zasilającego siłownik, bądź też z awarii samego mechanizmu. Rolę takiego zabezpieczenia pełni tzw. zawór pęknięcia przewodu (ang. „pipe rupture valve”, niem. „Leitungsbruchventil”), który najczęściej mocowany jest bezpośrednio do cylindra hydraulicznego miejscu jego zasilania przy podnoszeniu ładunku lub na samym przewodzie zasilającym. Każda grupa maszyn ma swoją specyfikę pracy, zatem osobne wymagania dotyczące sposobu pracy i bezpieczeństwa, różne są też konstrukcje zaworów pęknięcia przewodu dla tych grup maszyn. Na przykład w hydraulicznych napędach podnoszenia dźwigów pionowych wymaga się, aby prędkość opuszczania kabiny z pasażerami nie mogła przekroczyć nominalnej prędkości opuszczania o więcej niż 0,3 m/s. Jeżeli dojdzie do przekroczenia, to kabinę bezwzględnie należy zatrzymać. W niniejszym opracowaniu omówiono budowę i działanie typowego zaworu pęknięcia przewodu Firmy BUCHER HYDRAULICS o wielkości 3/8'' (symbol RSG/ 3/8 / 40) oraz przedstawiono wyniki jego badań eksperymentalnych.

### **2. Budowa i działanie zaworu**

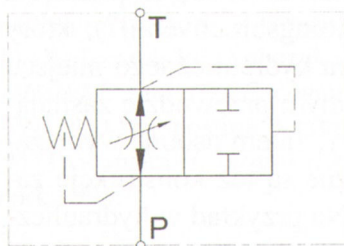
Schemat badanego zaworu pęknięcia przewodu RSG/ 3/8 / 40 pokazano na rys. 1. W sześciokątnej złączkę 1 zakończoną gwintem zewnętrznym 3/8'', posiadającą wewnątrz kanał przelotowy z gwintem wewnętrznym 3/8'', wkręcony jest korpus zaworu 2 ze szczelinami umożliwiającymi przepływ oleju. Przez środek korpusu przechodzi śruba 3 z łbem, na koniec której nakręcony jest grzybek 4 zakontrowany nakrętką 5. Na śrubie, między korpusem zaworu a grzybkiem umieszczona jest sprężyna ściskana 6, która działa w kierunku powiększenia szczeliny między korpusem i grzybkiem. Maksymalna wiel-

kość szczeliny ograniczona jest długością śruby 3. Maksymalną wielkość s szczeliny można regulować za pomocą położenia grzybka 4 i nakrętki kontrującącej 5 na śrubie. Symbol hydrauliczny zaworu pęknięcia przewodu pokazano na rys. 2.



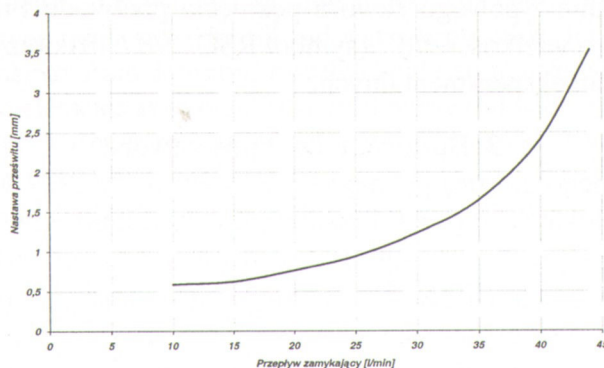
Rys. 1. Schemat badanego zaworu pęknięcia przewodu RSG/ 3/8 / 40

Gdy podczas podnoszenia ładunku olej hydrauliczny przepływa od strony P do strony Z zaworu, siła sprężyny oraz spadek ciśnienia na grzybku 4 (ciśnienie po stronie P jest większe od ciśnienia po stronie Z) powodują, że szczelina między grzybkiem i korpusem jest cały czas maksymalna. Jeśli przy opuszczaniu ładunku olej hydrauliczny przepływa w kierunku odwrotnym od strony Z do strony P, to ciśnienie po stronie Z jest większe od ciśnienia po stronie P na skutek dławienia w szczelinie między grzybkiem i korpusem.



Rys. 2. Symbol hydrauliczny zaworu pęknięcia przewodu

Jeżeli przepływ jest odpowiednio duży, parcie wynikające z różnicy ciśnień oleju na grzybek może pokonać siłę sprężyny 6 i spowodować zamknięcie szczeliny. Zawór zostaje zamknięty, a przepływ oleju hydraulicznego od strony Z do strony P jest niemożliwy. Jak podano w katalogu zaworów, strumień oleju, przy którym zaczyna się zamykanie zaworu, zależy od wielkości maksymalnej szczeliny s (rys. 3).

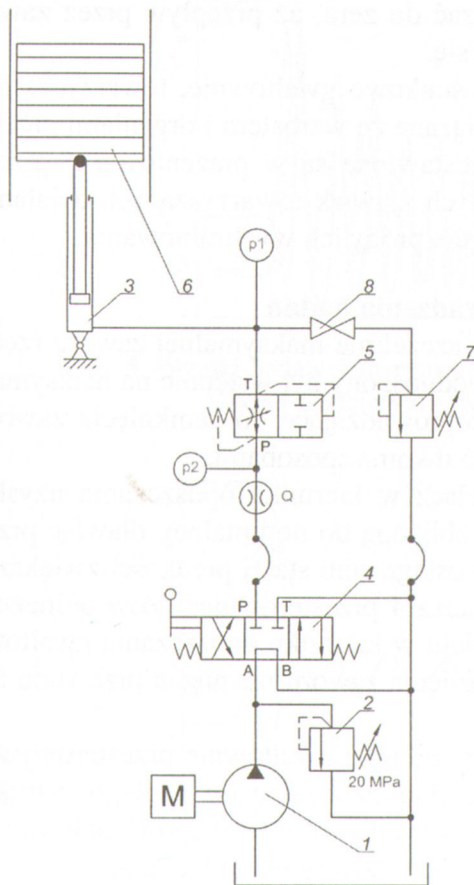


Rys. 3. Zależność strumienia przepływu, przy którym zaczyna się zamykanie zaworu, od maksymalnej szczeliny s między grzybkiem i korpusem



### 3. Stanowisko badawcze

Schemat stanowiska badawczego z układem pomiarowym pokazano na rys. 4. Pompa o stałej wydajności 1 napędzana silnikiem elektrycznym, zabezpieczona zaworem ciśnieniowym 2, podaje olej hydrauliczny do cylindra nurnikowego 3 o średnicy  $\varnothing 40$  mm poprzez czterodrogowy rozdzielacz trójpołożeniowy 4, przewód elastyczny oraz zawór pęknięcia przewodu 5. Z nurnikiem cylindra związany jest poruszający się w pionowych prowadnicach ładunek 6 o masie 900 kg. W linię hydrauliczną między zaworem 5 i cylindrem 3 wpięto zawór ciśnieniowy 7 z możliwością jego wyłączenia zaworem odcinającym 8. Nastawa zaworu 7 wynosi 10,5 MPa i jest o około 50% większe od ciśnienia wymaganego dla utrzymania ładunku 6 w spoczynku.



Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego

Układ pomiarowy umożliwia rejestrację przebiegów czasowych następujących wielkości fizycznych:

- ciśnienia  $p_1$  w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i cylindrem 6,
- ciśnienia  $p_2$  w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4,
- wydajność  $Q$  w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4,
- prędkości  $v$  ładunku.

W położeniu neutralnym („0”) rozdzielacza 4 pompa 1 podaje olej przez rozdzielacz 4 bezpośrednio do zbiornika. Gniazda A i B rozdzielacza 4 są połączone, a gniazda P i T – odcięte. Ładunek 6 utrzymywany jest w spoczynku dzięki ciśnieniu w linii między cylindrem 6 i rozdzielaczem 4, który ją odcina

od pompy i zbiornika. Zawór pęknięcia przewodu 5 jest utrzymywany sprężyną w położeniu otwartym, a ciśnienia  $p_1$  i  $p_2$  po obu jego stronach są wyrównane. W położeniu lewym („I”) rozdzielacza 4 połączone są gniazda, odpowiednio A i P oraz T i B. Pompa 1 podaje olej do cylindra 6 przez rozdzie-

lacz 4 i zawór pęknięcia przewodu 5. Ciśnienie  $p_2$  jest większe od  $p_1$  i siła w sprężynie oraz parcie wypadkowe na grzybek zaworu utrzymują go w pozycji maksymalnego otwarcia (maksymalnej szczeliny). Nurnik cylindra i ładuńek poruszają się do góry z prędkością odpowiadająca wydajności pompy.

W położeniu prawym („II”) rozdzielacza 4 połączone są gniazda, odpowiednio A i T oraz P i B. Olej przepływa od cylindra 6 do zbiornika poprzez zawór pęknięcia przewodu 5 oraz rozdzielacz 4 do zbiornika. Przepływ oleju wymuszany jest przez opadający ładuńek, a kontrola prędkości ładuńku odbywać się może jedynie dzięki ręcznemu dławieniu szczeliny P–B w rozdzielaczu 4. Jeżeli prędkość opadania ładuńku będzie zbyt duża, to spadek ciśnienia w szczelinie zaworu pęknięcia przewodu 5 osiągnie taką wartość, że wypadkowa siła parcia działająca na grzybek zaworu pokona siłę sprężyny i szczelina zaworu zacznie się zmniejszać do zera, aż przepływ przez zawór będzie niemożliwy i ładuńek zatrzyma się.

Zatrzymanie ładuńku odbywa się stosunkowo gwałtownie, towarzyszą mu niekorzystne zjawiska dynamiczne związane ze wzrostem i drganiami ciśnienia  $p_1$ . Badania, których wyniki przedstawione są w prezentowanej pracy, mają na celu rozpoznanie niekorzystnych zjawisk towarzyszących działaniu zaworu pęknięcia przewodu oraz podjęcie próby ich wyeliminowania.

#### 4. Sposób prowadzenia badań

Badania prowadzone były przy stałej szczelinie maksymalnej zaworu rzędu  $s = 1$  mm. Za każdym razem ładuńek podnoszony był wstępnie na maksymalną wysokość. Opuszczanie ładuńku doprowadzające do zamknięcia zaworu pęknięcia przewodu 5 prowadzone było dwoma sposobami.

- a) Przesterowując delikatnie rozdzielacz w kierunku opuszczania uzyskiwano stałą prędkość opuszczania zbliżoną do nominalnej, dławiąc przepływ szczeliną rozdzielacza 4. Po osiągnięciu stałej prędkości zwiększano gwałtownie szczelinę rozdzielacza 4 przesterowując go w położenie II. Prędkość ładuńku i strumień oleju w kierunku opuszczania gwałtownie rosły, doprowadzając do zamknięcia zaworu pęknięcia przewodu 5 i zatrzymania ładuńku.
- b) Przy podniesionym i zatrzymanym ładuńku gwałtownie przesterowywano rozdzielacz 4 w położenie II, doprowadzając do nagłego wzrostu prędkości opuszczania ładuńku od zera do wartości odpowiadającej zamknięciu zaworu pęknięcia przewodu 5 i zatrzymaniu ładuńku.

Podczas badań początkowo zawór odcinający 8 był odcięty, a zadziałaniu zaworu pęknięcia przewodu 5 towarzyszyły gwałtowne wzrosty i drgania ciśnienia  $p_1$ . W dalszych badaniach, aby ograniczyć niekorzystne zjawiska dynamiczne, włączono do linii między cylindrem 3 i zaworem 5 zawór ciśnieniowy 7, otwierając w tym celu zawór odcinający 8.

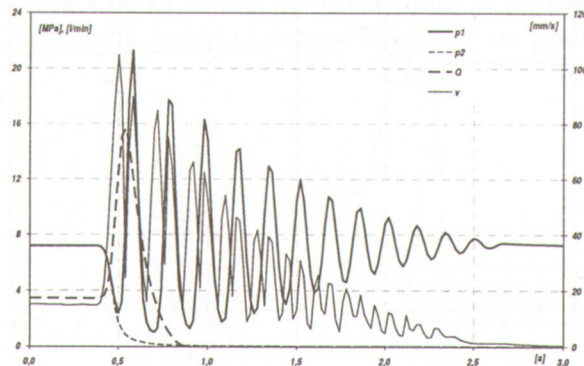


## 5. Wyniki badań eksperymentalnych

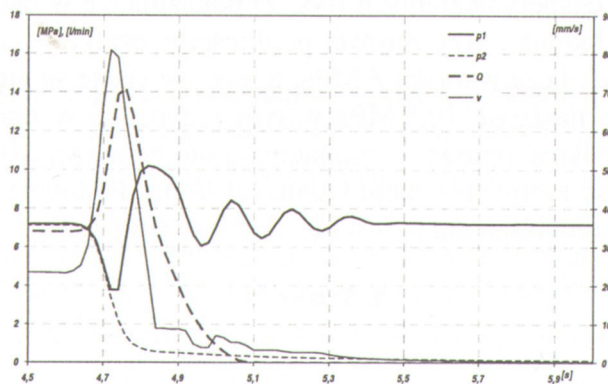
Wyniki badań eksperymentalnych pokazano na rysunkach od 5 do 7. Przedstawiono na nich przebiegi czasowe następujących wielkości fizycznych:

- ciśnienia  $p_1$  w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i cylindrem 6,
- ciśnienia  $p_2$  w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4,
- wydajność  $Q$  w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4,
- prędkości  $v$  ładunku.

Na rysunkach 5 i 6 pokazano wyniki badań przy opuszczaniu ładunku sposobem „a)” (rozdział 4), przy czym rys. 5 odpowiada układowi z odciętym zaworem ciśnieniowym 7, natomiast rys. 6 – układowi z włączonym do linii zaworem ciśnieniowym 7.



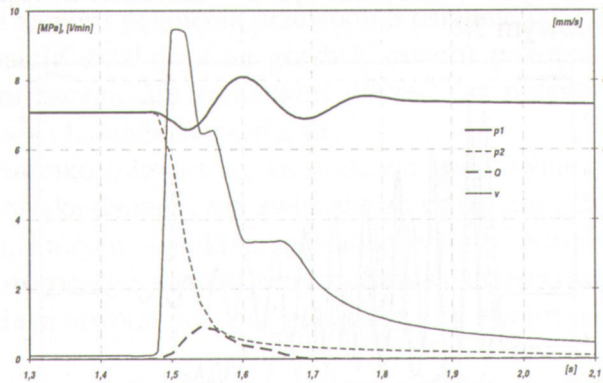
Rys. 5. Wyniki badań eksperymentalnych. Sposób opuszczania „a)”. układ z odciętym zaworem ciśnieniowym



Rys. 6. Wyniki badań eksperymentalnych. Sposób opuszczania „a)”. układ z włączonym zaworem ciśnieniowym.

Łatwo zauważyć, że w układzie z odciętym zaworem ciśnieniowym 7 ciśnienie  $p_1$  osiąga wartości duże ok. 20 MPa, odpowiadające nastawie zaworu ciśnieniowego 2 przy pompie, powstają też liczne i słabo tłumione oscylacje

ciśnienia  $p_1$  i prędkości ładunku  $v$ . Maksymalna prędkość opuszczanego ładunku wynosi ponad 0,1 m/s, a maksymalna wartość strumienia oleju i linii – 15,5 l/min. Takich wad pozbawiony jest układ z włączonym zaworem ciśnieniowym 7. Maksymalna wartość ciśnienia  $p_1$  nie przekracza nastawy zaworu ciśnieniowego 7, czyli 10,5 MPa. Liczba oscylacji ciśnienia  $p_1$  i prędkości ładunku  $v$  jest mniejsza. Maksymalna prędkość opuszczanego ładunku wynosi ponad 0,08 m/s, a maksymalna wartość strumienia oleju i linii – 14 l/min. W obu przypadkach spadek ciśnienia  $p_2$  jest łagodny i trwa około 0,5 s. Na rys. 7 pokazano wyniki badań przy opuszczaniu ładunku sposobem „b)” (rozdział 4), przy czym zawór ciśnieniowy 7 jest włączony do linii.



Rys. 7. Wyniki badań eksperymentalnych. Sposób opuszczania „b)”  
układ z włączonym zaworem ciśnieniowym

Wyniki badań eksperymentalnych (rys. 7) pokazują, że w razie gwałtownego opuszczania ładunku przy zerowej prędkości początkowej ciśnienie maksymalne nie przekracza wartości 8 MPa, a jego oscylacje są nieliczne. Zawór ciśnieniowy 7 o nastawie 10,5 MPa w tym przypadku w ogóle nie działa. Maksymalna prędkość opuszczanego ładunku nie przekracza 0,01 m/s, a maksymalna wartość strumienia oleju i linii – 1 l/min. Podobnie, jak w innych przypadkach spadek ciśnienia  $p_2$  jest łagodny i trwa ok. 0,5 s.

## 6. Wnioski

Włączenie do układu zaworu ciśnieniowego 7 eliminuje niekorzystne zjawiska dynamiczne:

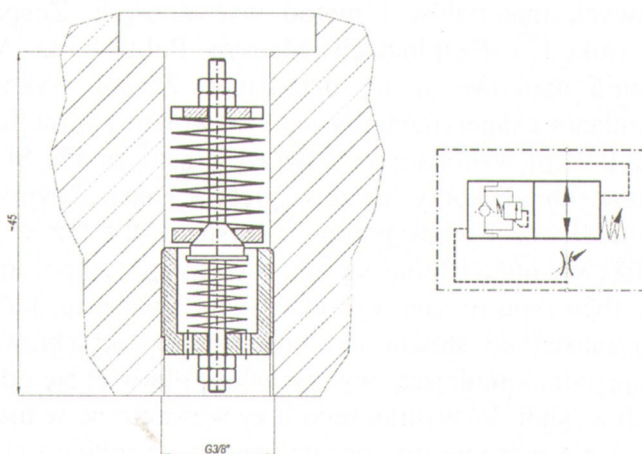
- a) powoduje zmniejszenie ciśnienia maksymalne  $p_1$ ,
- b) zapewnia mniej liczne oscylacje ciśnienia  $p_1$  i prędkości ładunku.

Można zauważyć, że ciśnienie maksymalne  $p_1$  jest proporcjonalne do energii kinetycznej ładunku przed zadziałaniem zaworu. Zatem poniżej pewnego poziomu prędkości zawór ciśnieniowy 7 nie działa. Zaobserwowano też, że początek działania zaworu pęknięcia przewodu nie zależy od strumienia oleju



przepływającego przez zawór, lecz od różnicy ciśnień  $\Delta p = p_1 - p_2$ . Im większa prędkość ładunku w ruchu ustalonym przed zadziałaniem zaworu, tym większy maksymalny strumień oleju inicjujący działanie zaworu. Wynika z tego, że dane katalogowe zaworu pęknięcia przewodu w postaci charakterystyki przedstawionej na rys.3 nie są do końca jednoznaczne.

W Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania od pewnego czasu prowadzone są prace związane z bezpieczeństwem działania układów hydrostatycznych, szczególnie używanych przy transporcie ludzi. Badania zaworu pęknięcia przewodu, będące fragmentem tych prac, stanowią temat wykonywanej pracy habilitacyjnej. Ze względu na korzyści wynikające z włączenia do linii zaworu ciśnieniowego 7 w ramach tej pracy opracowano konstrukcję nowego zaworu, który łączy cechy zaworu pęknięcia przewodu i zaworu ciśnieniowego. Konstrukcję zaworu i propozycję symbolu pokazano na rys. 8.



Rys. 8. Konstrukcja kompaktowego zaworu pęknięcia przewodu i zaworu ciśnieniowego w wersji rurowej

#### LITERATURA

- [1] Stryczek S.: *Napędy hydrostatyczne*. WNT, Warszawa 1999.
- [2] HU Guo-liang, XU Bing, YANG Hua-yong, ZHANG Yi-ding: „Design and Experimental Research on a New Pipe Rupture Valve”, *Front. Eng., China* 2006.
- [3] Katalog „BUCHER HYDRAULICS”.

#### **The experimental tests of the pipe rupture valve**

In the paper the typical pipe rupture valve experimental tests are presented. Especially, the dynamic response of the system are taken into consideration. The unfavourable effects connected with work of the valve are described. To avoid them the pressure valve has been included to the system. The experimental tests have been done as well. The new design of integrated valve containing the rupture valve and limited pressure valve is presented.